



飞机零构件设计

魏志毅 主编

航空工业出版社

V222
03

飞机零构件设计

魏志毅 主编



航空工业出版社

1995



北航

C0898845

内 容 提 要

本书较系统地介绍飞机零构件设计的基础知识,其内容包括飞机零构件设计的要求和步骤、减轻零构件重量的基本途径、零构件设计与图样、常用金属零构件和连接设计、复合材料结构设计及飞机零构件设计实例等,并从有关工程实例出发,介绍零构件设计的工程方法和运用,着重于一般工程方法的掌握和设计能力的培养。

本书可作为航空器工程专业本科生《飞机零构件设计》课程的教科书和本专业课程设计的主要参考书,或作为非航空器工程专业本科生的选修课教科书,也可供从事航空航天器设计、制造、维修等有关工程技术人员、干部参阅。

图书在版编目(CIP)数据

飞机零构件设计/魏志毅主编. —北京:航空工业出版社,1995. 8

ISBN 7-80046-170-X

I. 飞… I. 魏… III. 飞机构件-结构设计-基本知识
IV. V222

中国版本图书馆 CIP 数据核字(95)第 05938 号

航空工业出版社出版发行

(北京市安定门外小关东里 14 号 100029)

北京市地质印刷厂印刷

全国各地新华书店经售

1995 年 8 月第 1 版

1995 年 8 月第 1 次印刷

开本:787×1092 1/16

印张:9.625 字数:238 千字

印数:1—1500

定价:7.30 元

前 言

根据航空高校 1993~1995 年教材建设规划选题会议,把《飞机零构件设计》作为飞行器工程专业的限定选修课。本书是根据该课程的基本要求编写的。

为了培养学生具有初步飞机零构件设计的独立工作能力,本书内容安排上,首先介绍飞机零构件设计的基本要求和设计零构件的步骤,使学生有一个较全面的认识,并介绍所涉及的有关知识;接着介绍一些常用的设计原则和图样基础知识;然后,再介绍常用飞机零构件的设计特点及各种连接设计;对新材料——复合材料结构设计和加工方法也作了适当介绍;最后,举出飞机上最常见的有关设计实例,各种实例侧重某一方面的要求。

本书按下面几条原则进行处理:

1. 必要的资料内容作适当介绍,以供学生课程设计和毕业设计时使用;
2. 把设计和分析计算相结合,以概念、方法为主,尽可能配合实例;
3. 本书仅以静强度设计为主,对疲劳寿命方面的要求仅定性地提出一些概念,不作更深研究,如有需要可参考有关书籍。

飞机零构件设计涉及各种知识,包括力学、材料学、机械工程学、标准、工艺性、经济性、可靠性和维修性等,把这么多学科凝结起来集中到飞机零构件上,形成一门专门的学科。

参加本书编写工作的有魏志毅(第一、二、六章),张霭琨(第三章),陶梅贞(第四章),罗小东、王志瑾(第五章)。魏志毅主编,酆正能教授主审。

本书的研究对象是飞机零构件,而一架飞机上有成千上万个零构件,不能一一研究,只能介绍一些共性的内容,并着重于一般工程方法的掌握和设计能力的培养。为了使学有一个更实际的锻炼过程,还举了一二个典型例子。限于我们的水平,必然存在一些错误和缺点,希望读者批评指正。

本书在编写过程中,参考了国内外有关资料和兄弟院校有关教科书,在此向原书作者以及为本书编写出版提供帮助和支持的其他同志,特别是审稿人酆正能教授和责任复审人杨景佐教授,表示衷心感谢。

目 录

第1章 飞机零构件设计的要求和步骤

- 1.1 概述 (1)
- 1.2 零构件的强度、刚度、寿命和可靠性要求 (1)
- 1.3 零构件的最轻重量要求 (4)
- 1.4 零构件的使用性、工艺性和经济性 (4)
- 1.5 零构件设计的主要步骤 (5)

第2章 减轻零构件重量的基本途径

- 2.1 选择合理的受力型式 (7)
- 2.2 满足等强度原则 (8)
- 2.3 选择合理的零构件剖面形状 (10)
- 2.4 合理选用材料 (16)

第3章 零构件设计与图样

- 3.1 飞机图样管理 (20)
- 3.2 材料 (29)
- 3.3 热处理 (36)
- 3.4 表面处理 (38)
- 3.5 特种检验 (40)
- 3.6 基础标准及其选择 (41)

第4章 常用金属零构件和连接设计

- 4.1 钣金件设计 (54)
- 4.2 机械加工零件的设计 (59)
- 4.3 锻件设计 (66)
- 4.4 铸件设计 (69)
- 4.5 焊接件设计 (71)
- 4.6 铆钉和螺栓的连接设计 (73)
- 4.7 胶接件设计 (85)

第5章 复合材料结构设计

- 5.1 概述 (89)
- 5.2 设计选材 (89)

5.3	设计原则.....	(91)
5.4	层压板设计.....	(94)
5.5	开口及其补强.....	(99)
5.6	典型构件设计	(100)
5.7	夹层类结构设计	(105)
5.8	复合材料连接设计	(108)
 第6章 飞机零构件设计实例		
6.1	梁的设计计算	(115)
6.2	复杂接头设计	(126)
 参考文献.....		(147)

第1章 飞机零构件设计的要求和步骤

1.1 概 述

飞机零构件设计是飞机结构设计中很重要的工作,以工作量而言,零构件设计工作占飞机结构设计工作一半以上。

飞机零构件的设计要求随零件不同而有别,其基本要求有下面三个方面:

1. 满足强度和刚度要求下重量最轻;
2. 长寿命和高可靠性;
3. 良好的使用性、工艺性和经济性。

显然,这些要求可能是彼此矛盾和相互制约的,就某一具体零构件来说,不大可能同时满足上述要求,这就需要设计人员针对具体零构件进行认真分析,在保证其性能要求前提下,做适当折衷。

1.2 零构件的强度、刚度、寿命和可靠性要求

一、零构件的强度要求

飞机主要受力零构件,在使用载荷作用下,不允许产生残余变形;在设计载荷作用下不发生破坏或刚好破坏,这就是强度要求。

不同零构件的强度值是不一样的,所以设计人员要熟悉有关强度计算原则①、规范②。要设计零构件首先要了解零构件受力大小、所处环境等要求,包括外载荷、安全系数、许用应力、剩余强度系数等。

1. 外载荷 按飞机主要设计情况,把作用在零构件上的载荷作为外载荷。
2. 安全系数 通常取安全系数 $f=1.5$,如有特殊规定的部位或材料,应按规定取值。
3. 许用应力 按下面情况确定:

(1) 考虑材料的特性、使用时的热处理状态、纤维方向、温度影响、载荷性质(冲击、交变)。对于非金属材料还要考虑工艺影响、环境影响和老化作用。

(2) 材料极限应力通常有一个范围,如 $\sigma_b = A \pm c$,强度计算时取 $\sigma_b = A$ 。对于焊接件、铸造件、非金属件及特殊条件下的零构件的许用值要按强度计算原则选取。对于淬透性差的材料,用来制造大截面零构件时,极限强度要取低些。

4. 计算方法要选得正确 应采用经过使用考验的、较准确、较简单可靠的工程计算方法

① 强度计算原则是各设计部门针对不同型号专门编制的一种计算原则。

② 规范是由专门技术部门制定的一种规定,设计时必须满足的要求。

和计算模型,当采用新的计算方法和计算模型时应获得主管强度部门确认后,才能使用。

5. 剩余强度系数要合适

(1) 按等强度设计的零构件,其剩余强度系数 η 取 1。

(2) 考虑到飞机的发展(改进型),其剩余强度系数应规定大于 1,具体数值应列入该设计机种的强度计算原则中。

(3) 铸件因内部质量不稳定,其剩余强度系数应取大些,通常为 1.25~1.5。

(4) 对于因损坏将导致全机破坏的重要零构件,其剩余强度系数应取 $\eta \geq 1.25$ 。

二、零构件的刚度要求

飞机零构件组成的部件,在使用载荷作用下所产生的变形不超过允许值,比如,不产生副翼反效、气动性能下降、内部系统卡滞等现象,这就是刚度要求。具体要求可从下面几方面来考虑。

1. 飞机各部件具有足够的扭转刚度和弯曲刚度,为此规定各部件的最大允许扭角和挠度。

2. 飞机零构件不允许有刚度突变。

3. 飞机零构件组成的部件要通过静力试验来检验其刚度(包括强度)要求。

4. 刚度(包括强度)设计时应注意下列事项:

(1) 正确选用材料 选用比强度高的材料。应力小的零构件可选用密度小的材料。

(2) 尽量减小偏心、悬臂、游隙 偏心会使结构产生附加弯矩;悬臂对刚度不利,易引起振动;运动副间的游隙会显著降低整个舵面及系统的自振频率,而自振频率的降低易使舵面发生抖振,对操纵品质产生严重影响,甚至造成操纵失效。

(3) 局部加强 钣金件上采用加强槽、加强窝、弯边、减轻孔等方法来实现局部加强;机加工、焊接、铸造的零件也可采用加强筋方法来提高局部刚度和强度;梁、肋、框的腹板上可用加强筋来提高刚度和稳定性,其上开口要尽量做成圆形,孔边要适当加强。

(4) 零构件的传力路线要最短。

三、零构件的寿命要求

飞机的疲劳寿命必须认真考虑,有些飞行事故就是因为疲劳损伤造成的,其破坏可以发生在小于屈服极限的低应力水平下。同时要十分注意由于材料本身带有的不可避免的缺陷和微小裂纹对零构件疲劳强度的影响。

飞机结构的抗疲劳设计,要求零构件达到规定的寿命。为了提高零构件的疲劳性能,应注意下面几个方面:

1. 尽量使零构件几何对称。当采用不对称的接头等零件时要提供刚度补偿,减小应力集中。

2. 避免零构件有刚度突变。在工艺条件允许下,采用斜面接合代替阶梯结合。截面变化处要有足够的圆角过渡,防止应力集中。

3. 表面要光滑,避免划伤、冲坑、工具印痕,并要规定适当的粗糙度,除去所有的尖角锐边。

4. 采用螺栓连接时,孔公差要合适,避免松紧配合在同一处混合使用。重要零构件的应力

集中区不能装置其他辅助构件,避免造成剖面削弱和应力进一步集中。

5. 采用强化处理工艺措施来提高疲劳寿命时,应严格控制工艺过程,合理选择工艺参数,避免产生有害的残余应力。

6. 防止零构件的应力腐蚀及钢零件的氢脆现象。

7. 零构件配合部位的公差要合理,避免装配时产生残余应力,必要时应规定消除残余应力的方法。

8. 重要的螺栓应采用滚制螺栓;重要的承拉螺栓要严格规定最大拧紧力矩。

9. 在高温、摩擦、腐蚀、振动及声振等条件下工作的零件,要采用特殊防护措施。例如,在发动机尾喷口附近工作的零构件,要有足够的柔度和变形补偿。

10. 切削加工的蒙皮、变厚度蒙皮在铆接处应增大厚度。对大型气密舱的壁板应布置止裂带或止裂板。

11. 合理选择和使用材料。例如,机翼下表面受拉区的蒙皮和长桁应选用疲劳性能好的材料。

12. 高强度材料(如 30CrMnSiNi2A、LC4 等),在设计制造时,要遵照专用文件规定的要求。

总之,零构件设计中,关于提高疲劳寿命的细节设计方法是很多的,对不同零构件要做具体分析,并通过试验来改进,在实践中不断完善。

四、零构件的可靠性要求

要保证飞机的安全飞行,从飞机机体的角度来讲,就要求飞机上每个零件工作可靠。国内外都曾发生过由于零件表面处理不当、螺帽未保险、磨损、疲劳断裂等原因造成飞行事故。因此,为了飞行安全就必须避免设计不当、制造错误、维护不好等问题。

1. 提高可靠性 提高零件、组合件工作的可靠性会引起结构重量增加,工时和成本的提高,但是,为了飞机的安全,这样做是必要的。当然,应该细心设计,精心安排,使重量增加最少而效果又最好。

(1) 提高零件精度和降低表面粗糙度,并进行特种检验。

(2) 重要零构件严格控制质量,如用 X 光透视、磁力探伤、超声波、荧光等特种检验。根据需要还可以用破坏性试验和低倍、高倍金相组织检查。

2. 保证工作可靠的其他措施

(1) 重要的转动铰接点必须有润滑装置,经常转动而不润滑会加大活动阻力,使转动部位磨损加快,造成严重事故。

(2) 螺帽必须按 HB0-2-A~G 标准进行保险,以防止使用中因脱落而造成意外事故。

(3) 铆钉不允许松动。建议用大于 3.5mm 直径的铆钉。进气道内不准采用单面铆钉以免脱落而损坏发动机。

(4) 为提高飞机工作的可靠性,要进行充分的地面和空中试验。

(5) 不断总结飞行中发生的各种故障,在分析和验证基础上,不断改进设计,使飞机的可靠性指标达到更高的水准。

1.3 零构件的最轻重量要求

飞机结构重量占整架飞机总重的比例愈小愈好,这意味着飞机的载重比大,经济性好。为此,应尽可能减轻结构重量。一般措施有下面几方面:

1. 选用合理的传力型式,静不定结构中其刚度分配要合理,内力分布尽可能均匀。对不同的载荷要有不同的传力结构型式。
2. 尽可能减少连接件,采用整体结构。
3. 尽可能按等强度设计,在设计载荷作用下,使零件各个剖面同时达到破坏,或在同一载荷作用下,各种破坏型式同时发生,要根据结构受力情况去掉多余的材料。
4. 综合利用一个受力零件。
5. 选用适中的材料,要从静强度、刚度和疲劳特性几方面来考虑。还要考虑材料的工艺性、经济性等方面,综合权衡。

1.4 零构件的使用性、工艺性和经济性

使用性、工艺性和经济性是评定设计质量的重要指标之一。使用性不好的零构件势必严重影响维护修理和更换,增加维修成本,降低飞机出勤率;而工艺性不良的零构件必然造成工时增加和周期拖长,质量不易保证,废品及超差品增多,成本增加,经济性差。因此,从设计一开始就要重视其使用性、工艺性和经济性。

一、使用性要求

1. 方便维护、检查和更换 例如,经常打开的口盖应设计成快卸口盖,以便进行维护和检查工作。
2. 满足腐蚀环境要求 飞机零构件应能在任何工作环境下正常工作,不管是海洋性环境或者大陆性环境,也不管是炎热潮湿的南方或寒冷干燥的北方,在规定工作条件下,在其寿命期内都应能正常工作。
3. 满足特殊使用要求 例如,座舱玻璃要求透光性好,一些电气设备要求防磁、防湿、透波性好,塑料件和橡胶件要防老化等。

二、工艺性和经济性

零构件工艺性可从几方面考虑:

1. 工艺设备的可能性 对工厂和国内现有工艺水平和设备规格及加工可能性(例如最大的锻件尺寸,各种加工方法所能允许的最大尺寸,淬火槽、阳极化处理槽的尺寸等)要有足够了解。
2. 适合国内工艺条件 如在采用大型壁板、蜂窝段、钛合金时,既看到其优越性,也要考虑在目前条件下是否能够生产出符合质量要求的零件。采用新工艺、新材料时,要有充分的试验数据和可靠的检测手段,在设计上要留有余地。
3. 选择合适的精度和粗糙度要求 满足使用要求条件下不应提出过高的要求,因为过高

的要求意味着经济性差。

4. 加工的简易性 零件的制造方法很多,如机加工、化学铣切、钣金成形、钎焊、锻、铸、胶接等,而每一项又可划分为很多方法,例如,机加工中的车、铣、刨、磨等。此外,各种方法还可联合采用,如机加工和胶接的联合,以实现复杂零件加工的目的。

5. 考虑批量的大小 批量小时尽量采用通用设备进行加工生产,如需要模锻的零件可以改用自由锻来实现,又如需要用压延成形或模锻工艺的角盒,可采用焊接板弯角盒代替。

6. 设计补偿 利用设计补偿可降低制造的准确度要求和保证互换,改善装配工艺,如利用齿垫、偏心衬套、可调螺杆、链连接等形式进行补偿。

7. 工艺继承性 设计新机的零件型式、工艺方法要尽量同工厂已生产的机种零件相同,这样可以大大加速试制进度和缩短试制转入批生产的周期。

对上述工艺性的各个方面,设计人员不能迁就其中某一个方面,而必须综合权衡,有所取舍,全面兼顾,以得出最佳的方案。

工艺性与经济性是紧密相关的,工艺好的零件,经济性也好。判断工艺性是否可行,要以经济性的好坏来判断,以经济性好为原则。

1.5 零构件设计的主要步骤

通常飞机零构件设计有以下几个主要步骤:

1. 研究零构件的具体要求 零构件在整个结构中的地位和功用;零构件所受的载荷性质(交变、振动、热)、大小和方向;相邻结构的具体构造;零构件的工作环境(工作温度、介质)以及生产批量等。

2. 零构件构思 主要考虑受力型式、剖面形状、材料和毛坯的选择。构思的基本依据是深入研究过的那些具体要求。构思的结果用构造草图表达出来。

3. 确定零构件的危险剖面 对这些剖面进行设计计算(包括静强度和疲劳强度),从而确定零构件的一些主要尺寸。

4. 绘制零构件生产图 在绘制过程中要进一步与相邻结构的构造和尺寸进行协调;要进一步考虑方案构思中还未顾及的一些构造细节;要合理地标注尺寸,其中某些尺寸在满足设计要求的前提下,应尽可能符合标准优先选用要求,标准刀具尺寸要求等。热处理、表面处理、表面粗糙度等要求均应注明在图纸规定的位置上。一些特殊要求,如特种检验,可以注在图纸空白处,一般注在标题栏的上方。

5. 进行零构件强度校核计算(应包括疲劳和损伤容限评估),并根据计算结果修改零构件的某些尺寸。在修改过程中仍要注意与相邻结构的协调。

6. 计算零构件重量 零构件重量直接影响飞机重心定位,所以必须认真计算。

7. 零构件的强度试验 主要对一些重要零件而言,尤其是在采用新的材料,新的结构受力型式时。只有这样,才能保证整机试验中达到设计要求。对那些继承性较好,计算方法正确可靠的零件,不一定都要做强度试验。这里指的强度试验,应包括静力试验和寿命试验。

上面归纳的零件设计主要步骤,仅仅是说明零件设计中主要的内容和一般步骤。实际上,往往随着各自的设计经验而不一样,这些内容有些是交错进行的,所以,不要受其束缚,在实际工作时,应根据具体情况确定设计方案和步骤,但是,其基本内容却不能缺少。

此外,还要指出,零件设计至此仅告一段落,但是,还未最后完成。由于设计中总不免有些地方考虑不周到,而这些问题将在今后试制、试飞以及长期使用中暴露出来,因此,设计人员应该在各个阶段,根据发现的问题,进一步修改图纸,以便使自己的设计最后达到比较完善的地步。

习 题

1. 飞机零构件设计的基本要求是什么? 如何贯彻到零构件设计中去?
2. 经济性与使用性和工艺性的关系如何? 一旦零构件设计的基本要求相互有矛盾时,应如何处理?
3. 飞机零构件设计过程的主要步骤有哪些? 相互关系怎样?
4. 请分别把蒙皮、加强肋、主梁接头的设计步骤写出来,并说明每一步骤的内容。
5. 要完成飞机零构件设计工作,应具备哪些知识? 请你根据自己的体会来说明?
6. 如果要你完成飞机零构件设计工作,是否有把握? 把握的依据是什么?

第2章 减轻零构件重量的基本途径

飞机的结构重量直接影响飞机的飞行性能,因此,尽量减轻飞机结构重量是飞机结构设计的一个重要原则。

通常飞机结构重量占全机总重的 20%~35%,因此,减轻飞机结构重量还是很有意义的。应该指出,这一原则在总体设计和部件设计时就要考虑,而零件设计时就更具体了。

所谓减轻结构重量是指飞机结构在满足必要的强度、刚度、疲劳寿命和可靠性要求下,结构重量尽可能轻。

第1章 1.3 节中已介绍了减轻重量的一些原则,本章试图通过一些具体实例来进一步阐明这些原则的应用。

下面介绍减轻零构件重量的基本途径。

2.1 选择合理的受力型式

所谓受力型式就是指选择什么样的方式承力和传力。零件的重量大小很大程度上取决于它。例如,要传递一个轴向力,可以用一根直杆,也可以选择中间部分弯曲的直杆,如图 2-1 所示。显然,后面这种方案由于弯曲在剖面上作用有弯矩,对重量是不利的。但是,有时为了避开其他结构零件,不得不采用后面的形式。从这个例子可得出:第一,选择受力型式时,传力路线愈短对重量愈有利;第二,确定受力型式时,不仅要考虑重量要求,还要考虑构造上和其他方面的要求。

要合理地选择受力型式,必须善于对零件的受力作定性分析。要研究零件是怎样承受外来载荷的,又怎样把载荷传到其他相应受力构件上去的。如图 2-2 所示的接头,在确定接头受力型式时,考虑到弯矩 M 和剪力 Q 分别由梁的缘条和腹板传来,所以,从传力最有利(即重量轻)的观点考虑,接头必须同时与梁的缘条和腹板连接。如果仅将接头与缘条连接,如图 2-3 所示,这样传递剪力 Q 时,缘条内产生附加的弯矩,对接头和大梁缘条的受力不利,导致零件重量增加。

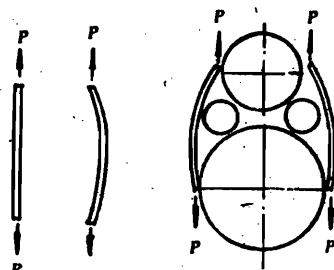


图 2-1

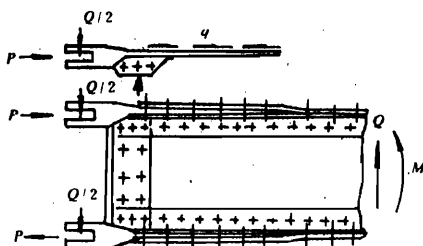


图 2-2

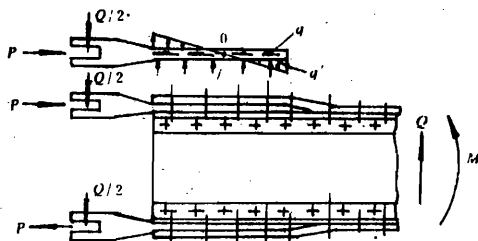


图 2-3

另外考虑到梁缘条的轴向力较直接传到接头的要求,布置接头和梁缘条的连接时,应尽量使螺栓组的刚心通过梁缘条的重心线。

考虑受力型式时,还要注意零件的载荷往飞机的什么构件上传,千万不能传到承载能力很差的零件上。对支持刚度要求较高的零件(如操纵系统的支座),还应布置在刚度较大的构件上。例如,图 2-4(a)表示机翼大梁腹板前部作用着较大的集中力 P_x 和 P_y ,要求布置受力构件把它们传到机翼上去,图 2-4(b)和(c)表示了二个不同的传力途径,显然(b)方案是不合理的,它把接头支持在刚度差的蒙皮垂直方向上,如果要使蒙皮能够承担传递垂直集中力,势必要求增加蒙皮的厚度,重量也就增加了。而(c)方案把载荷传到机翼的主要受力件大梁上,反力 q 由梁的腹板来承受,轴向力 N 则通过大梁缘条和翼肋传到蒙皮上去(蒙皮承受其平面载荷的能力很强),该方案只需对接头附近的梁略微加强即可完成承力任务,所以对减轻零件重量很有利。

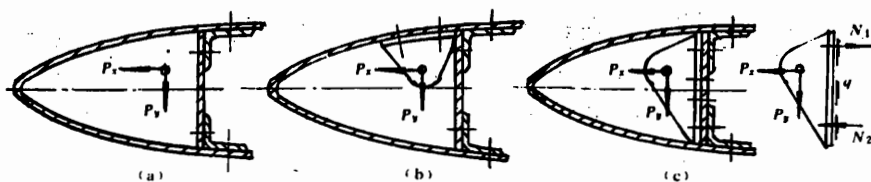


图 2-4

2.2 满足等强度原则

通常零件在载荷的作用下,各处的破坏形式是不一样的。如图 2-5 的耳片所示,孔的表面发生挤压破坏;a-a 剖面是剪切破坏;b-b 剖面是拉伸破坏;而 c-c 剖面则为拉弯破坏。理想的等强度耳片是指在设计载荷作用下,这些地方同时达到破坏应力。实际上由于构造和工艺的原因,理想的等强度零件是不存在的。但是,设计时充分利用这个原则,对减轻零件重量是很有利的。零件设计时,可以从下述几方面考虑。

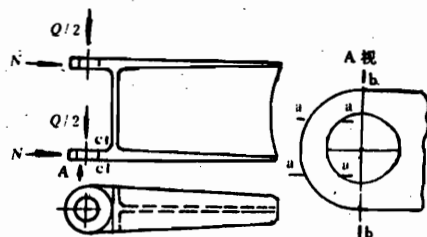


图 2-5

一、控制主要截面的强度剩余系数为相近数值

通常强度计算中一般都用剩余强度系数(η)表示其富裕程度,除特殊要求外(如刚度要求、工艺性要求、寿命和可靠性要求),应尽量控制这个数值大体相近,使 $\eta=1$ 。

二、截面尺寸大小应与其内力大小相适应

图 2-6 表示一个起落架的扭力臂,在外载荷 P 的作用下,它相当于一端固支的悬臂梁,它的内力如图中所示。

若按照理想的等强度设计,应该使力臂在设计载荷作用下,各剖面的最大应力值都达到破坏应力,则其剖面的抗弯特性系数应符合下述规律:

$$W_x = \frac{Px}{\sigma_b} = Kx \quad (2-1)$$

对于工字形剖面(见图 2-7)

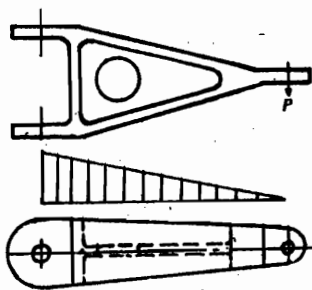


图 2-6

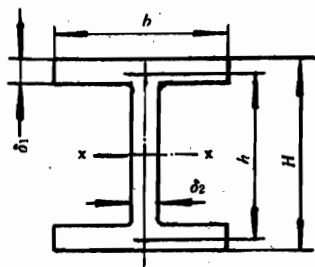


图 2-7

$$W_x = \frac{b(H-h)h^2}{H} = Kx \quad (2-2)$$

但是,由于加工的困难,完全按照公式(2-2)规律设计扭力臂的截面尺寸是不可能的。实际设计中,既要考虑等强度原则,又要兼顾到加工的可能性和扭力臂截面尺寸与其内力大小相适应,即剖面高度 H 和宽度 b 从加载点到根部按直线规律增加。

三、局部减轻

某些零件由于工艺上的要求,造成局部区域强度富裕过大时,应开减轻孔。如图 2-6 所示的扭力臂,由于锻造工艺的要求,腹板不能过薄,另外还受到机械加工对零件刚度要求的限制,使得腹板不能加工得很薄,因此,通常采用减轻孔。

设计普通翼肋时,考虑到生产中必须有一定的工艺刚度,不能做得太薄,所以强度都较富裕,一般都要开减轻孔,而为了不降低零件的刚度,减轻孔应有翻边(如图 2-8 所示)。

四、局部加强

当零件局部区域受载特别大,或局部地区由于某种原因(如开口)而引起强度特别弱时,应采用局部加强的措施,而不应把整个零件加强。

例如,图 2-9 所示的板弯槽形梁,若其中部的弯矩较大,可以在该处加一段小梁,而不是将槽形梁的板加厚。

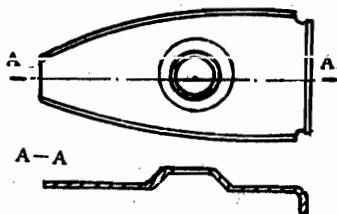


图 2-8

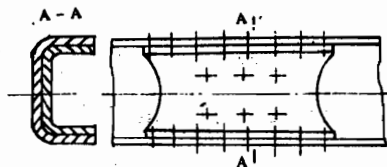


图 2-9

长空无人机机翼后接头,对接螺栓处耳片的挤压强度较弱,为了提高耳片的强度,在耳片处加焊垫圈,而不是增加整个耳片的厚度(图 2-10)。

又如长空无人机垂直安定面大梁腹板处,需开口通过操纵系统的拉杆,引起该处腹板的剪切强度特别弱,设计时在开口附近局部加强,而不是整个大梁的腹板都加厚(图 2-11)。

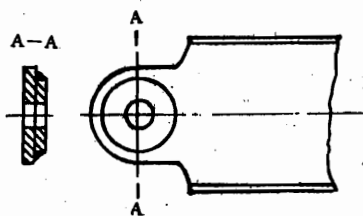


图 2-10

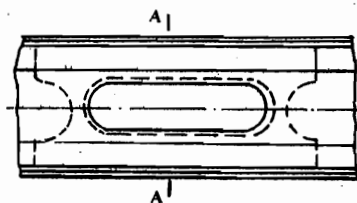
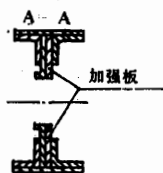


图 2-11



五、除去多余部分的材料

通常耳片的外形应为圆弧形而不是方形,接头做成燕尾形等,都是为了除去纯粹无用的材料,减轻零件的重量。

集中载荷在结构内部按 $\alpha = \arctan \frac{1}{3} \approx 18^\circ 30'$ 的规律扩散。图 2-12 所示的接头,实际上阴影部分的材料不起作用,所以设计时,这部分材料可以去掉。

六、防止零件在同一个剖面内削弱

图 2-13 所示的接头和梁缘条连接的螺栓孔应交错排列,防止接头和缘条在同一剖面削弱过大。但是,如果从抗疲劳设计考虑,是否采用交错排列,要经具体分析和试验来确定,通常要求平行排列。

当一个零件同时有多个载荷传入时,连接的部位不要取在同一剖面处,避免该剖面削弱太多。

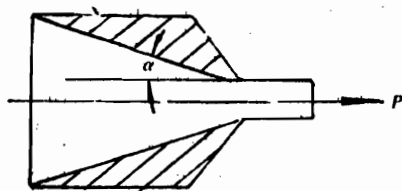


图 2-12

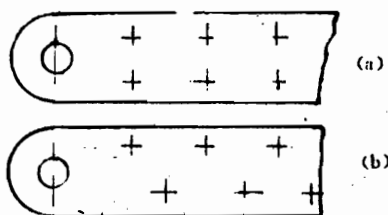


图 2-13

2.3 选择合理的零构件剖面形状

从重量轻的观点来看,选择零构件剖面形状的原则是:

一、受弯零件的合理剖面形状

受弯的强度通常由正应力的强度条件控制的,当承受一定的弯矩时,最大正应力的数值与抗弯剖面系数 W 成反比,即

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq \sigma_b \quad (2-3)$$

为了减轻零件重量,所采用的剖面形状应该是横截面积 F 较小,而抗弯剖面系数 W 较大。对于承弯剖面形状的合理程度,可以用相对抗弯剖面系数 $K = W^{2/3}/F$ 来表示。

零件单位长度的重量为

$$G = F\gamma = \frac{W^{\frac{2}{3}}}{K} \gamma = \frac{M^{\frac{2}{3}}}{\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma} K} \quad (2-4)$$

$$\gamma = \rho g$$

式中 γ ——材料的比重(N/m³);

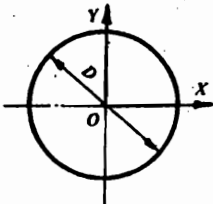
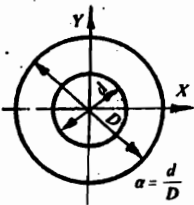
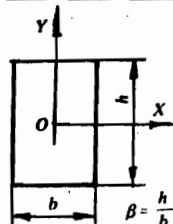
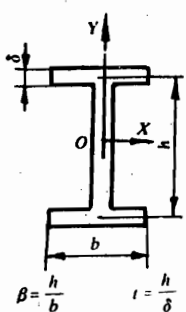
ρ ——材料密度(t/m³);

g ——重力加速度(m/s²);

K ——相对抗弯剖面系数。

由上式可见,从重量较轻的观点考虑,应选择 K 值较大的截面形状。表 2-1 列出几种常见典型截面的特性系数 K ,从表中可以看出,当承受一个方向弯曲时,工字形剖面是最合理的。

表 2-1

截面形状	截面积(F)	抗弯剖面系数(W)	$K = \frac{W^{\frac{2}{3}}}{F}$	$K = \frac{K}{K_0}$
	$F = \frac{\pi D^2}{4}$	$W_x = W_y = \frac{\pi D^3}{32}$	$K_0 = 0.27$	1
	$F = \frac{\pi D^2}{4} (1 - a^2)$	$W_x = W_y = \frac{\pi D^3}{32} (1 - a^4)$	$K = 0.27 \sqrt{\frac{(1+a^2)^2}{(1-a^2)}}$	$\sqrt{\frac{(1+a^2)^2}{(1-a^2)}}$
	$F = \frac{h^2}{\beta}$	$W_x = \frac{h^3}{6\beta}$	$0.303\beta^{\frac{1}{3}}$	$1.12\beta^{\frac{1}{3}}$
	$F^* = 2 \frac{h^2}{\beta t}$	$W_x^* = \frac{h^3}{\beta t}$	$0.5(\beta t)^{\frac{1}{3}}$	$1.85(\beta t)^{\frac{1}{3}}$

* 没有考虑腹板的惯性矩以及上下突缘绕其自身轴线的惯性矩,取 $H=h$ 。

二、受压杆合理截面形状

首先讨论杆长为 L , 载荷 P 通过剖面形心轴线的受压杆合理截面形状。对于实心剖面和厚壁管, 压杆只可能发生总体失稳, 其临界应力为

$$P_{\text{lin}} = \frac{C\pi^2 EJ}{L^2} \quad (2-5)$$

式中 C ——与支持情况有关的系数, 两端铰支压杆 $C=1$ (其他支持情况的系数可查《飞机设计手册》第3册上册第7章);

E ——材料的弹性模量;

J ——剖面的惯性矩。

压杆的设计条件为 $P_{\text{lin}}=P$, 即

$$P = \frac{C\pi^2 EJ}{L^2}$$

$$\therefore J = \frac{PL^2}{C\pi^2 E} \quad (2-6)$$

压杆单位长度的重量为

$$G = \gamma F = \rho g F$$

式中 γ ——材料的比重 (N/m^3); ρ, g 意义同前;

F ——压杆的截面面积 (m^2)。

截面面积和它的惯性矩均可用剖面的某一特性尺寸来表示, 即

$$J = k_1 a^4 \quad (2-7)$$

$$F = k_2 a^2 \quad (2-8)$$

式中 a ——剖面的某一特性尺寸;

k_1 和 k_2 ——与剖面形状有关的系数。

所以截面的惯性矩 J 与截面面积 F 之间存在一定的关系, 即

$$\frac{J^{\frac{1}{2}}}{F} = \frac{k_1^{\frac{1}{2}} a^2}{k_2 a^2} = \frac{k_1^{\frac{1}{2}}}{k_2} = K_1 \quad (2-9)$$

式中 K_1 ——剖面抗纵向弯曲的特征系数。

对于一定的剖面形状, 系数 K_1 为常数。

把式(2-6)代入式(2-9), 即得

$$F = \frac{J^{\frac{1}{2}}}{K_1} = \frac{1}{K_1} \frac{L}{\pi} \frac{P^{\frac{1}{2}}}{C^{\frac{1}{2}} E^{\frac{1}{2}}} \quad (2-10)$$

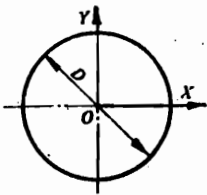
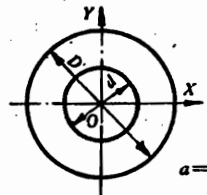
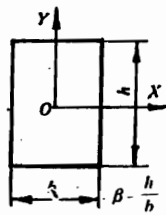
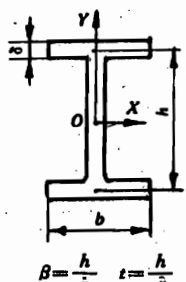
$$\therefore G = \gamma F = \frac{1}{K_1} \frac{L}{\pi} \frac{P^{\frac{1}{2}}}{C^{\frac{1}{2}} \frac{E^{\frac{1}{2}}}{\gamma}} \quad (2-11)$$

从上式可以看出, 当压杆材料一定时, 杆的重量与剖面的抗纵向弯曲的特性系数 K_1 成反比, 从重量的观点考虑, 设计时应选择 K_1 值大的截面形状。表 2-2 列出几种常用截面的特性系数。

从表 2-2 可以看出, 实心圆截面抗纵向弯曲特性是最差的, 薄壁梁在腹板平面内的特性最佳, 而圆管在各个方向的抗纵向弯矩的能力都较强。对于受压杆, 要求在外力 F 作用下, 任何

方向都不出现失稳,所以选用圆管剖面最为合适。

表 2-2

截面形状	截面面积(F)	惯性矩(J)	$K_1 = \frac{J_1^{\frac{1}{2}}}{F}$	$\bar{K}_1 = \frac{K_1}{0.282}$
	$F = \frac{1}{4}\pi D^2$ $k_1 = \frac{\pi}{4}$	$J = \frac{1}{64}\pi D^4$ $k_2 = \frac{\pi}{64}$	$K = \frac{1}{2\sqrt{\pi}}$ $= 0.282$	1
	$F = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)$ $= \frac{\pi D^2}{4}(1 - a^2)$ $k_1 = \frac{\pi}{4}(1 - a^2)$	$J = \frac{\pi D^4}{64}(1 - a^4)$ $k_2 = \frac{\pi}{64}(1 - a^4)$	$K = 0.282 \left(\frac{1+a^2}{1-a^2} \right)^{\frac{1}{2}}$	$\left(\frac{1+a^2}{1-a^2} \right)^{\frac{1}{2}}$
	$F = bh$ $= \frac{h^2}{\beta}$ $k_1 = \frac{1}{\beta}$	$J = \frac{1}{12}bh^3$ $= \frac{1}{12} \frac{h^4}{\beta}$ $k_2 = \frac{1}{12\beta}$	$K = \frac{1}{\sqrt{12}} \sqrt{\beta}$ $= 0.288 \sqrt{\beta}$	$1.01\beta^{\frac{1}{2}}$
	$F^* = 2b\delta$ $= 2 \frac{h^2}{\beta t}$ $k_1 = \frac{2}{\beta t}$	$J_{xx}^* = \frac{b\delta h^2}{2}$ $= \frac{h^4}{2\beta t}$ $k_2 = \frac{1}{2\beta t}$	$K = \frac{1}{\sqrt{8}} \sqrt{\beta t}$ $= 0.354 \sqrt{\beta t}$ $\beta > 1$ $t > 1$	$1.26 \sqrt{\beta t}$ $\beta \geq 1$ $t > 1$

* 没有考虑腹板的惯性矩以及上下突缘绕其自身轴线的惯性矩,取 $H=h$ 。

进一步分析圆管截面的特性,就可以知道,管壁越薄(即 d/D 越大),截面系数就越大,对减轻压杆重量就更有利。取不同 d/D ,相对应的 $\bar{K}$ 和 $\bar{G}=G/G_y$ 列于表 2-3。表中

K_1 ——实际剖面纵向抗弯特征系数;

K_{1y} ——实心圆剖面的纵向抗弯特征系数;

G ——实际剖面的单位长度重量;

G_y ——实心圆剖面的单位长度重量。

从表 2-3 可以看出,采用 d/D 愈大的管子,从重量方面得到的好处就愈大,当选用 $d/D=$

0.9 的管子时,它的重量仅为实心圆的三分之一。

那么是不是管壁愈薄愈好呢?不是。因为当管壁薄到一定程度时,尽管它的总体失稳临

表 2-3

d/D	0	0.6	0.8	0.85	0.9	0.95
$K_1=K_1/K_1$	1	1.45	2.12	2.48	3.08	4.68
$\bar{G}=G/G_y$	1	0.65	0.472	0.403	0.325	0.214

界应力 σ_{lim} 很高,但是由于局部失稳的临界应力 $\sigma_{\text{linj}} < \sigma_{\text{lim}}$,所以杆子在出现总体失稳前就产生局部失稳,这样 σ_{lim} 再大就无意义了,压杆就应按照局部失稳的条件进行设计,即

$$\sigma = \sigma_{\text{linj}} = KE(1 - \frac{d}{D}) \quad (2-12)$$

式中系数 K 由试验得到,一般取 $K=0.15$ 。所以最有利的设计(即杆子重量最轻)应该使杆同时发生总体失稳和局部失稳,即

$$\sigma = \sigma_{\text{linj}} = \sigma_{\text{lim}} \quad (2-13)$$

而

$$\sigma_{\text{lim}} = \frac{\pi^2 CE}{\left(\frac{L}{I}\right)^2} \quad (2-14)$$

式中 I 是圆管截面惯性半径,其值为

$$I^2 = \frac{J}{F} = \frac{D^2}{16} \left(1 + \frac{d^2}{D^2}\right)$$

这样式(2-13)可写成下述形式:

$$\frac{\pi CED^2}{L^2} \frac{1}{16} \left(1 + \frac{d^2}{D^2}\right) = KE(1 - \frac{d}{D})$$

由此可得

$$\left(\frac{d}{D}\right)_{\text{有利}} = \frac{-K + \sqrt{K^2 - 1.52C^2 \left(\frac{D}{L}\right)^4 + 2.46CK \left(\frac{D}{L}\right)^2}}{1.23C \left(\frac{D}{L}\right)^2} \quad (2-15)$$

由上式可知,按最小重量设计时,截面的尺寸必须保持一定的关系。对圆管而言, d/D 的数值和 D/L 有关。

飞机操纵系统的拉杆设计中,考虑到拉杆端头与套筒连接的铆钉孔挤压强度,管壁不能过薄,所以一般都是按总体失稳的条件设计,截面的 $d/D=0.85 \sim 0.95$ 。但是,如果设计时考虑局部失稳,使 d/D 接近理论值 $\left(\frac{d}{D}\right)_{\text{有利}}$,对减轻零件的重量是有利的。

三、受扭零件的合理截面形状

受扭零件的设计条件为

$$\tau_{\text{niu}} = \frac{M_{\text{niu}}}{W_{\text{niu}}} \leq \tau_b \quad (2-16)$$

即

$$W_{\text{niu}} = \frac{M_{\text{niu}}}{\tau_b} \quad (2-17)$$

而

$$W_{\text{niu}} = k_3 a^2 \quad (2-18)$$

$$F = k_2 a^2$$

k_2, k_3 是与剖面形状有关的系数。所以抗扭断面系数 W_{nt} 与截面之间存在一定的关系,

即
$$\frac{W_{nt}^{\frac{2}{3}}}{F} = \frac{k_2^{\frac{2}{3}}}{k_3} = K_2 \quad (2-19)$$

式中 K_2 ——剖面的抗扭特性系数(见表 2-4)。对于一定的截面形状 K_2 为常数。

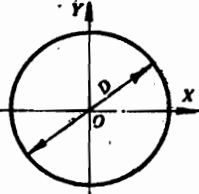
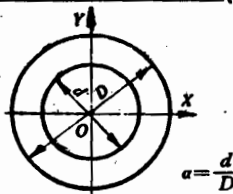
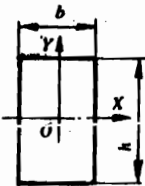
从上式得
$$F = \frac{W_{nt}^{\frac{2}{3}}}{K_2} = \frac{M_{nt}^{\frac{2}{3}}}{K_2 \tau_b^{\frac{2}{3}}} \quad (2-20)$$

则受扭零件的单位长度重量为

$$G = F\gamma = \frac{M_{nt}^{\frac{2}{3}}}{K_2 \tau_b^{\frac{2}{3}}} \quad (2-21)$$

从上述公式可以看出,当受扭零件的材料一定时,零件重量与剖面的抗扭特性系数 K_2 成反比。所以,从重量轻要求看,设计时应选择 K_2 值大的截面形状。表 2-4 列出了几种常用截面的抗扭特性系数。

表 2-4

截面形状	截面面积 F	抗扭断面 系数 $W_{\text{扭}}$	$K_1 = \frac{W_{\text{扭}}^{\frac{2}{3}}}{F}$	$\bar{K}_2 = \frac{K_2}{K_y}$	
	$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi D^3}{16}$	0.43	1	
	$\frac{\pi D^2}{4}(1-a^2)$	$\frac{\pi D^3}{16}(1-a^4)$	$0.43 \sqrt{\frac{(1+a^2)^2}{1-a^2}}$	$\sqrt{\frac{(1+a^2)^2}{1-a^2}} > 1$	
	$\frac{h^2}{\beta}$	$m \frac{h^3}{\beta^3}$	$\frac{m^{\frac{2}{3}}}{\beta}$	$\frac{m^{\frac{2}{3}}}{0.43\beta} < 1$	
系数	$\beta = \frac{h}{b}$	m	$m^{\frac{2}{3}}$	$K_2 = \frac{m^{\frac{2}{3}}}{\beta}$	$\bar{K}_2 = \frac{K_2}{K_y}$
	1	0.208	0.351	0.351	0.815
	4	1.150	1.10	0.275	0.640
	6	1.789	1.47	0.245	0.570
	8	2.456	1.82	0.228	0.530
	10	3.123	2.13	0.213	0.500

* K_y 为实心圆的系数,为 $W_{nt}^{\frac{2}{3}}/F$ 。

从表 2-4 可看出,受扭零件选用圆管的截面形状对重量最有利,而且管壁越薄对减轻重量越有利(注意:太薄会出现剪切失稳)。矩形剖面的承扭特性较差。大家还可以进一步分析工字形剖面,不难知道它的抗扭能力也是很差的。

2.4 合理选用材料

前一节中已介绍了材料抗弯比强度的概念,指出当选用一定的截面形状,并且几何相似的剖面时,抗弯零件的重量与材料抗弯比强度 $\sigma_b^{1/3}/\gamma$ 成反比。

现在分析压杆单位长度重量公式(2-11)

$$G = \frac{1}{K_1} \frac{L}{\pi} \frac{P^{1/3}}{C^{1/3} \frac{E^{1/3}}{\gamma}}$$

当压杆选用一定的截面形状,并几何相似的剖面时(即剖面的抗纵向弯曲特性系数 K_1 为定值)。它的重量与 $\frac{E^{1/3}}{\gamma}$ 成反比,称 $\frac{E^{1/3}}{\gamma}$ 为材料抗纵向弯曲比强度。

所以当保持零件剖面几何相似的条件时,受压杆应选抗纵向弯曲比强度 $\frac{E^{1/3}}{\gamma}$ 大的材料。

分析受扭零件单位长度重量公式(2-21)

$$G = \frac{M_{\max}^{2/3}}{K_2 \frac{\tau_b^{2/3}}{\gamma}}$$

当保持零件剖面几何相似条件时(即剖面抗扭特性系数 K_2 一定),零件重量与 $\frac{\tau_b^{2/3}}{\gamma}$ 成反比, $\frac{\tau_b^{2/3}}{\gamma}$ 被称为材料的抗扭比强度。所以当保持零件剖面几何相似条件时,受扭零件应选择抗扭比强度 $\frac{\tau_b^{2/3}}{\gamma}$ 大的材料。

对于受拉和受压(不出现失稳的零件),单位长度的重量为

$$G = F\gamma = \frac{P}{\frac{\sigma_b}{\gamma}} \quad (2-22)$$

式中 $\frac{\sigma_b}{\gamma}$ 为材料抗拉和抗压比强度。

显然,从重量轻的要求考虑,对于受剪零件亦应选择抗剪比强度 $(\frac{\tau_b}{\gamma})$ 大的材料。

表 2-5 介绍了几种常用材料的抗剪比强度数据,供设计时参考。

前面介绍了零件按强度条件设计时,从重量轻要求出发,合理选择材料的原则。但是,实际设计中,有些零件并不按等强度要求设计,而是按刚度要求设计,这时怎样合理地选择材料首先分析受拉杆的设计。大家知道,拉杆刚度设计条件为

$$\Delta l = \frac{PL}{EF} \leq [\Delta l] \quad (2-23)$$

表 2-5 常用材料的比强度

材料名称	数 据		强度 极限 σ_b (MPa)	剪切强度 极限 τ_b (MPa)	密度 ρ (g/cm^3)	抗拉(压) 比强度 σ_b/ρ (mm^2/N)	抗剪 比强度 τ_b/ρ (mm^2/N)	抗弯比强度 σ_b/ρ (mm^2/N)	抗扭比强度 τ_b/ρ (mm^2/N)	抗纵向弯曲 比强度 $E^{1/2}/\rho$ (mm^2/N)	弹性模量 E (MPa)
	材料牌号	苏联牌号									
钢	合金钢	30CrMnSiNi2A	1700	1020	7.85	21.7×10^6	13×10^6	18.15×10^5	12.91×10^5	5.697×10^6	20×10^4
	合金钢	30CrMnSiA	1200	756	7.85	15.3×10^6	9.65×10^6	14.39×10^5	10.57×10^5		20×10^4
	不锈钢	1Cr18Ni9Ti (9HT)	550	340	7.85	7×10^6	4.42×10^6	8.55×10^5	6.21×10^5		20×10^4
铝合金	硬铝	LY12	420	265	2.80	15×10^6	9.45×10^6	20.03×10^5	14.73×10^5	9.583×10^6	7.2×10^4
	超硬铝	LC4	600	360	2.80	21.4×10^6	12.8×10^6	25.41×10^5	18.07×10^5		7.2×10^4
	锻铝	LD5	420	265	2.80	15×10^6	9.5×10^6	20.03×10^5	14.73×10^5		7.2×10^4
	铸铝	ZL13	240	144	2.70	8.88×10^6	5.33×10^6	14.30×10^5	10.18×10^5		7.2×10^4
镁合金	变形镁合金	MB8	250	140	1.80	13.9×10^6	7.8×10^6	22.05×10^5	14.98×10^5	11.249×10^6	4.1×10^4
	铸镁	ZM5	230	130	1.80	12.8×10^6	7.2×10^6	20.86×10^5	14.26×10^5		

$$\therefore F = \frac{PL}{E[\Delta]}$$

单位长度重量

$$G = F\gamma = \frac{PL}{\frac{E}{\gamma}[\Delta]} = \frac{P}{\frac{E}{\gamma}\epsilon} \quad (2-24)$$

上式表明,对于按刚度设计的拉杆(或压杆),当承受一定载荷 P ,并要求一定的线应变 ϵ 时,杆的重量与 $\frac{E}{\gamma}$ 成正比,称 $\frac{E}{\gamma}$ 为材料的抗拉(或抗压)比刚度。显然,按刚度设计拉杆和压杆时,从重量最轻的观点出发,应该选择抗拉比刚度 $\frac{E}{\gamma}$ 大的材料。

再分析受弯曲零件的设计(图 2-14),它的刚度条件为

$$f = \frac{ML^2}{2EJ} \leq [\delta] \quad (2-25)$$

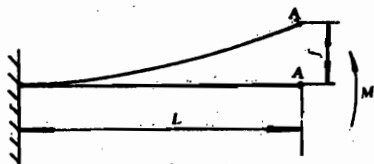


图 2-14

$$\therefore J = \frac{ML^2}{2E[\delta]}$$

而

$$J = K_1 a^4$$

K_1, K_2 同前一节的定义一样,即与剖面形状有关的系数。 f 为实际变形量, $[\delta]$ 为允许的变形量。

$$\therefore \frac{J^{\frac{1}{4}}}{F} = \frac{K_1^{\frac{1}{4}} a^2}{K_2 a^2} = K_1$$

K_1 即为剖面纵向抗弯特性系数,同前面一节定义,可得

$$F = \frac{J^{\frac{1}{4}}}{K_1} = \frac{M^{\frac{1}{2}} L}{1.41 K_1 E^{\frac{1}{2}} [\delta]^{\frac{1}{2}}} \quad (2-27)$$

所以单位长度零件重量

$$G = F\gamma = \frac{M^{\frac{1}{2}} L}{1.41 K_1 [\delta]^{\frac{1}{2}} \frac{E^{\frac{1}{2}}}{\gamma}} \quad (2-28)$$

上式表明,对按刚度设计的承弯零件,当保持零件剖面几何相似条件(即 K_1 为定值),它的重量与 $\frac{E^{\frac{1}{2}}}{\gamma}$ 成反比,称 $\frac{E^{\frac{1}{2}}}{\gamma}$ 为材料的抗弯曲比刚度。显然,按刚度设计承弯零件时,当保持剖面几何相似的条件时,应选择抗弯曲比刚度 $\frac{E^{\frac{1}{2}}}{\gamma}$ 大的材料。

运用同样的方法,可以求得按刚度设计的承扭零件单位长度的重量,见图 2-15。

$$G = \frac{M_{\text{扭}}^{\frac{1}{2}} L^{\frac{1}{2}}}{K_2 [\phi]^{\frac{1}{2}} \frac{G^{\frac{1}{2}}}{\gamma}} \quad (2-29)$$

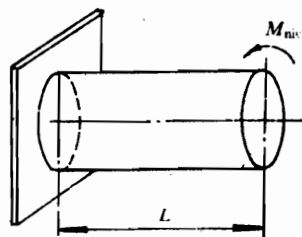


图 2-15

式中 $K_2 = \frac{J_p^{\frac{1}{2}}}{F}$ 为剖面特性系数。

上式表明,对按照刚度设计的承扭零件。当保持零件剖面

几何相似时(即 K_2 为定值),它的重量与 $\frac{G_1}{\gamma}$ 成反比,我们称 $\frac{G_1}{\gamma}$ 为材料的抗扭比刚度。显然,按刚度设计承扭零件时,如果保持零件剖面几何相似条件,应选择抗扭比刚度 $\frac{G_1}{\gamma}$ 大的材料。

引进比刚度的概念后,就不难解释为什么飞机结构中,受载不大而对刚度要求较高的地方广泛采用镁合金(如操纵系统的支座)。

表 2-26 介绍了常用材料比刚度数据,供参考。

表 2-6 常用材料的比刚度

比刚度	单 位	1	2	3
抗拉(压) $\frac{E}{\rho}$	cm	铝合金 2.57×10^3	钢 2.55×10^3	镁合金 2.39×10^3
抗 弯 $\frac{E_1}{\rho}$	$\text{kg}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{cm}^2$	镁合金 3.64×10^5	铝合金 3.02×10^5	钢 1.80×10^5
抗 扭 $\frac{G_1}{\rho}$	$\text{kg}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{cm}$	镁合金 2.28×10^5	铝合金 1.89×10^5	钢 1.13×10^5

明白材料的比强度和比刚度的概念后,对合理地选择材料是很有利的。但是,必须指出,上面所得到的比强度和比刚度的结论,除受拉伸和不产生失稳的受压两种情况外,都必须保持剖面几何相似的条件才是正确的。实际设计时,由于受零件尺寸的周围限制而无法保持剖面几何相似的条件,这时零件的重量除与比强度(或比刚度)有关外,还与零件剖面特性系数 K 有关。所以,从重量轻观点选择材料时,就不能只考虑材料的比强度,还要与剖面特性联系起来考虑。往往会出现这样的情况,即使采用比强度较高的材料,由于强度极限小,剖面尺寸又受限制,使剖面不能布置得合理(K 值小),零件的重量反而会增加。

此外,飞机零件重量还要考虑其工艺性和寿命可靠性要求,实际上,有些零件的强度和刚度都富裕,其他要求才刚能满足。关于寿命可靠性要求,这里从略。

习 题

1. 减轻飞机零件重量应从哪些方面考虑?
2. 零件的受力型式与减轻重量有何关系? 请举例说明。
3. 选择材料与减轻重量有何关系? 请举例说明。
4. 如何选择不同受力的剖面形状? 请举例说明。
5. 如何考虑等强度设计原则? 请举例说明。
6. 你能举例说明按强度要求、按刚度要求和寿命可靠性要求之间的关系和区别吗? 请试试。

第3章 零构件设计与图样

3.1 飞机图样管理

飞机是一种零件种类多、数量多、装配关系复杂的产品。零件图样除了需要按《机械制图》等国家标准正确地表示其形状、尺寸和技术要求外,还需要根据部颁《基本图样管理制度(飞机专业)》正确地选择图样的种类、规格并填写有关内容。

一、图样

飞机图样根据用途和表示对象不同分为三类:生产用图样、设计用图样和辅助图样。

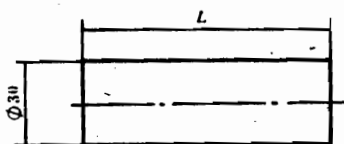
(一) 生产用图样

1. 零件图

表示单独零件的内外形状、尺寸大小、加工精度、热处理、表面处理以及某些特殊要求的图样,是制造和验收该零件的依据。

2. 表格件图

表示形状相同而尺寸不同的几种零件(或组合件)的图样。相同的尺寸仍然注在尺寸线上,不同的尺寸用代号注在尺寸线上,列表表示不同尺寸的数据,见图 3-1。过于复杂或不同尺寸较多的零件(或组合件)不宜采用表格件图,此外材料不同、规格不同时也不宜用表格件图。设置参数时,应注意它对其他参数(如零件重量)的影响。



17	50	0.073
16	45	0.060
$\Delta x - \frac{x}{3}$	30	0.040
图号	L	g(重量)
	符	号

图 3-1 表格件图示例

3. 装配图

表示组合件、部件中各部分装配关系和方法的图样,其中应包括:配合尺寸,装配时应保证和需要加工的尺寸及其技术要求,以及无图件、标准件和外购件等全部组成部分的明细表,此外还应有无图件的尺寸数据和技术要求。

4. 总图

表示部件、系统或飞机组合情况和基本性能的图样。

5. 安装图

表示各系统的零件、组件和成品件在飞机上的安装位置、相互关系和固定情况的图样。

6. 半安装图

表示电器系统成品件在飞机上大致安装部位和接线关系的图样。

7. 原理图

用规定的图形和符号表示系统的工作原理、连接关系的图样。

8. 理论图

表示飞机及其组成部分形状、外廓尺寸和主要结构位置基准的图样。

其他还有馈电图、电缆图、配套图、修理图、临时图等。

(二) 设计用图样

作为设计依据和内部使用的图样。

1. 三面图

表示飞机的几何形状、外廓尺寸、主要部件几何参数和飞机主要性能参数的图样。

2. 总体布置图

表示飞机主要组成部分的布置、主要成品件安装位置和相互关系的图样。

3. 草图

对飞机局部绘制的简单图形,供进一步设计参考的图样。

4. 协调图

协调各组成部分相互关系,供进一步设计参考的图样。

5. 打样图

表示飞机及其组成部分的主要结构、尺寸数据和技术要求的图样,作为设计生产图样的依据。

6. 运动图

表示机构在不同位置的工作情况、技术要求和运动轨迹的图样。

(三) 辅助图样

为产品研制提供试验、验证以及包装运输过程中所需的图样,包括模型图、试验件图、样机图、试验设备图、空测图以及包装箱图等。

二、图样的格式和填写

(一) 图样标题栏(图 3-2)

80										100													
10		12		18		10		18		(12)		15		23		12		15		(35)			
										②		③										自一批架起至架止有效	
版次		更改单号		更改单号		签 名		日期		单机件数		装配图号		有效批架		批							
设计				强度						单件重量		毛料尺寸		材 料		名 称		图 号					
校对				重量						⑤		⑦											
审核		1		工艺						比例													
审定																							
标准				批准						型号		发图代号											
(设计单位名称)										⑥		发图代号		H		图号							

图 3-2 图样标题栏

1. 位置

对 A4 幅面图样一般放在短边下部,其余图幅一般放在长边右下角。

2. 内容填写

(1) 签署栏

签署顺序:设计—校对—审核—审定—标审—批准。

各级人员的技术职责:

设计 对发出图样质量全面负责;

校对 不得由设计人员兼任,校核图样正确性、协调性和成套性,协助设计共同负责图样质量;

审核 检查设计质量,对本专业范围内之产品结构、原理、性能、协调关系和经济性等技术问题负责;

审定 审查设计方案、原理、性能、重大协调关系和资料的成套性等;

标审 审查各项标准选用的正确性和品种规格的控制以及图样、文件是否符合管理制度有关规定;

强度 必要时签署,对重要件的强度、刚度负责;

重量 重量计算和控制;

工艺 零件、组件的工艺性审查;

批准 审查批准全机性图样及重大技术问题。

如需要会签时,可加在标题栏左侧与签署栏相接处,A4幅面图样可设在装订区内。

(2) 单机件数栏

填写本图样上的零件(组件、部件)在所属装配图上全机总件数。在有左右件之分时必须注明。例如:写成 $2_{1\pm}^{1\pm}$ 。

(3) 有效批架栏

当由于设计更改引起本图样所属装配图号的变动有批架次限制时填写。

(4) 材料栏

每种零件只填写一种材料,允许用代料时,在图中附注中规定,栏中内容应按下列形式填写:

牌号—材料状态—精度等级、品种(形状)规格
技术条件

非金属材料应同时标注简要名称,无确切牌号时可只标简要名称;

材料状态指供应材料热处理状态、表面状态和表面质量,一般无特殊要求时可以不填写,技术条件代号一般可省略;

非零件图可根据装配性质或加工方法填写,如焊接件、装配件,原理图和理论图此栏可不填;

材料的品种规格按表 3-1 和表 3-2 填写。

(5) 单件重量栏

研制阶段按计算重量填写,定型后按实际称重填写,以千克为单位,小数点后取三位。

(6) 型号栏

按上级批准的机型代号填写。

(7) 毛料尺寸栏

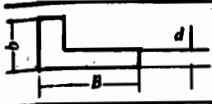
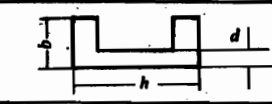
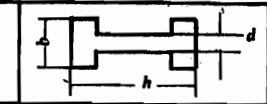
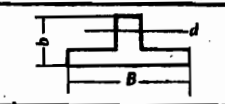
一般仅填写钣金件展开后不带工艺余量的尺寸。

表 3-1 材料品种代号

类 别	品种(形状)		代 号	尺 寸 规 格
金 属	棒	圆 棒	ϕ	直 径
		精 圆 棒	J ϕ	直 径
		精 方 棒	J $\square$	边 长
		精 六 角 棒	J Δ	扳手口尺寸
	丝	圆 丝	d	直 径
		圆 管	G	外径×壁厚
	管	精 圆 管	JG	外径×壁厚
		精 方 管	JG $\square$	边长×壁厚
	板材	板、带、条、箔	δ	厚 度
		变 截 面 板	δ	厚端厚×薄端厚×宽×长
	型材	有色金属型材	XC	型号—序号
		黑色金属型材		见表 3.2
	锻件	自 由 锻	D	
		模 锻	D _m	
		精 锻	D _j	
	铸件	砂 型 铸	S	
		金 属 型 铸	J	
		熔 模 铸	R	
		压 力 铸	Y	
非 金 属		棒	ϕ	直 径
		管	G	内径×壁厚
		板	δ	厚 度
		型 材	XC	型号—序号
		布、带、线		简名在代号后
		油漆、油料		简名在代号后
		胶 料		简名在代号后
		化 工 材 料		简名在代号后

注:对于用去除材料方法制成的零件,其尺寸规格应包括加工余量。

表 3-2 黑色金属型材代号

			
L B × b × d	C h × b × d	I h × b × d	U B × b × d

(8) 发图代号栏

本栏分三格,由左向右填写,研制阶段代号“Y”填在第一格;定型为“D”,填在第二格;批生产为“P”,填在第三格。

(9) 版次和更改登记栏

用于标注图样版次和更改情况。

同一图号的图样分几页绘制时,应在标题栏右上方用大于图中尺寸数字两号的字标明“共×页,第×页”。

对称件图样,应在标题栏上方用比图中尺寸数字大两号的字标明“×件如图,×件对称”。

1. 位置

2. 内容填写

表面处理 图样所表示的工件最终表面处理状态的要求或相应代号。

热处理 图样所表示工件最终热处理状态要求或相应代号。

对于无要求的项目,该栏应用斜线划去;如内容较多填不下时,在栏内注“见注”,将要求写在附注中。

8	表面 粗糙度	
8	热处理	
8	表面处理	
	15	35

图 3-3 工艺栏

图号		10
12	38	

图 3-4 反向图号栏

1. 位置

位于图幅左上角,反转 180°安排。当图幅小于 A1 时,可不设此栏。

2. 填写

图样图号。

(四) 明细表

明细表有图上明细表(图 3-5)和成页明细表(图 3-6)两种形式,可任意选取,但一种产品应统一,只用一种形式。

表 3-5 图上明细表

[illegible]

表 3-6 成页明细表

40										40									
编制单位										(编号)									
图号										共 页 第 页									
图 号										重 量									
名 称										单 件									
图 号										材 料									
单 装										件 数									
单 装										单 装									
35										40									
31										12									
25										12									
15										8									
14										18									
5										5									
29×8										29×8									
8										8									
10										10									
10										10									
8										8									
版次										(签署栏)									

1. 位置

图上明细表距标题栏约 30mm 上方。当该装配件由几张图组成时,明细表必须设在第一页上。

2. 填写

(1) 图号栏

图上明细表由下至上,成页明细表由上至下按顺序填写。其顺序为:无图件、零件、装配件、标准件、成品和消耗器材等,并各自按图号顺序由小到大排列,各类之间空两格。

(2) 件数栏

单装 按本图样装配一个装配件所需的件数。

单机 按本图装配一架飞机所需的件数。有左右件时应注明(同标题栏注法)。

(3) 材料栏

与标题栏填法相同。标准件不填此栏。

(4) 重量栏

与标题栏填法相同。标准件可只填单装重量。

(5) 毛料尺寸栏

与标题栏填法相同。

(6) 图区栏

当图样分区时,应填写在视图中标注该零件图号所在图区的编号。

三、图样编号制度

(一) 一般规定

1. 按照零件、组合件和部件的装配隶属关系进行编号。
2. 各组成部分均有独立图号,不允许有重复。
3. 标准件、外购件、成品和借用件应保留原代号。

(二) 图号组成(图 3-7)

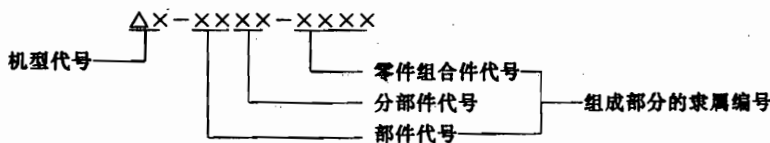


图 3-7 图号组成

其中

Δ:表示汉字拼音大写字母;

×:表示阿拉伯数字;

机型代号:由上级部门批准;

部件代号:由图样管理制度规定,见表 3-3;

分部件代号:根据部件内装配关系确定,对分部件数量较多而装配层次较少的部件,一般可以采用一级分部件编号,从 01~99 连续排列。如果装配层次较多而互相平行的分部件较少时,可以采用二级分部件编号,其中的一级分部件用 10...90 编排,二级分部件编在所属的一级部件中,例如:用 31、32...表示属于编号为 30 的一级分部件中的二级分部件。

零件、组合件代号:根据情况用1~4位阿拉伯数字表示。组合件在所属部件范围内用10、20...90、110、120...编写(不得用100)。组合件中有分组合件时用100、200...,分组合件在所属组合件内编写,如在200组合件内的分组合件用210、220...。零件在所属部件、分部件和组合件范围内顺序编号,但尾数不得为零,例如:01、02...09、11...29、31...。此时10、20...不得再做组合件的编号。

对称件编号:在基本图号后加-1或(右)表示该件为右、上或前件,在基本图号后加-2或(左)为左、下或后件。方向按顺航向判断。

表格件编号:在基本图号后加"/×"×为阿拉伯数字的附属序号,从/3开始奇数表示右件或不分左右零件,偶数代表左件。此时在图样标题栏内只在基本图号后加"/"。在表格和明细表中应写全部编号。

无图零件的编号:在基本图号后加"-×"附属序号,从3开始,奇数表示右件或不分左右零件,偶数表示左件。

尾注代号:在基本图号后加尾注代号表示图样的性质。例如:YL为原理图,LL为理论图,MX为明细表。

表 3-3 飞机部件代号

部件代号	名称	备注	部件代号	名称	备注
总体	00 三面图、总体布置图、机外喷漆标志图、水平测量图		20	机翼总图	旋翼总图
机身	01 总图、机身机翼结合		21		桨叶
	02 机身前段		22		桨毂、稳定器
	03		23		自动倾斜器
	04 机身中段		24		机身短翼
	05		25	副翼舱	
	06 机身后段		26		
	07		27	襟翼舱	
	08 机身尾段		28	翼尖	
	09 其他		29	其他	
中翼	10 中翼总图	传动系统总图	30	尾翼总图	
	11	主减速器安装	31	水平安定面	
	12		32	升降舵	
	13	传动中尾减速器安装	33	方向舵	尾桨
	14		34	垂直安定面	
	15		35	副翼	尾桨毂
	16 机身机翼整流罩		36	前缘襟翼	
	17 襟翼舱		37	后缘襟翼	
	18	传动滑油系统	38	前翼	
	19 其他		39	其他	

续表 3-3

部件	部件代号	名称	备注	部件	部件代号	名称	备注
起落装置	40	总图	直升飞机	特设	70		直升飞机
	41	主起落架			71	电气系统	
	42	前起落架			72	电气系统	
	43				73	电气系统	
	44				74	无线电通讯	
	45				75	无线电导航、着陆	
	46				76	雷达、警戒系统	
	47	尾翼			77	仪表	
	48	起落架舱门、护板			78	农业设备	
	49	其他			79	其他	
操纵系统	50	总图	直升飞机	军械	80	总图	
	51	前机身操纵(手操纵)			81	固定射击军械	
	52	中机身操纵(手操纵)			82	活动射击军械	
	53	后机身操纵(手操纵)			83	喷气武器(火箭、导弹)	
	54	副翼操纵			84	轰炸	
	55	液压系统			85	瞄准系统	
	56	冷气系统			86	照相设备	
	57				87	空投、起重、运输设备	
	58	液压冷气附件			88		
	59	其他			89	其他(信号枪等)	
动力装置	60	总图		高空防护、地面设备	90	舱内设备	
	61	燃油系统			91	座椅	
	62	滑油系统			92	救护设备	
	63	冷却、进排气、吸附			93	座舱盖	
	64	发动机安装			94	空调系统	
	65	发动机操纵			95	防冰、防水系统	
	66	防火、灭火系统			96	氧气系统	
	67	起动机助推器			97	地面设备	
	68	发动机短舱整流罩			98	地面设备	
	69	其他			99	随机工具	

注:①备注栏直升机与其他飞机相同部分的部件名称未注出;

②部件代号不得变动,如有变动应报上级备案;

③对于小飞机,机身后段代号允许用 03。

3.2 材 料

一、选材原则

(一) 根据使用条件选材

根据零件使用环境和工作性质是选择材料最主要的原则。应考虑产品工作介质的性质、环境温度与湿度、工作性质和受力情况等。首先应保证材料的机械性能能满足使用要求。

1. 刚度和比刚度

机械零件在使用时一般是在弹性变形范围内,刚度就是材料抵抗弹性变形的能力,工程上用弹性模数 E 作为度量参数。

$$E = \sigma / \epsilon$$

式中 σ ——应力; ϵ ——应变。

对于飞行器而言,重量是选材的重要因素。材料用单位质量的刚度——比刚度 $E/\rho g$ 作为衡量参数,式中 ρ 为材料密度。

2. 强度和比强度

材料在外力作用下抵抗被破坏的能力称为强度,一般用材料的抗拉强度极限 σ_b 表示;单位质量的强度 $\sigma/\rho g$ 称为比强度。

强度还可使用屈服点 σ_s 或屈服强度 $\sigma_{0.2}$ 表示,其中 σ_s 表示开始出现塑性变形的最低应力, $\sigma_{0.2}$ 为材料发生 0.2% 塑性变形时的应力,后者用于没有明显屈服点的材料。

3. 塑性

在外力作用下材料发生塑性变形而不断裂的最大变形率,一般用伸长率 δ 或断面收缩率 ψ 表示。

$$\delta = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \times 100\%$$

$$\psi = \frac{F_0 - F_1}{F_0} \times 100\%$$

式中 l_1 ——试样拉断时的长度; l_0 ——试件原长; F_1 ——试件拉断处的横截面积; F_0 ——试件原横截面积。试件的伸长率还与试件的长细比有关,因此必须是长细比相同的试件才能进行比较。

4. 硬度

材料对局部塑性变形的抵抗能力称为硬度。常用的有布氏硬度(HB)、洛氏硬度(HR)和维氏硬度(HV)。材料往往通过测量硬度检查和判断材料的强度,检验热处理质量。

5. 疲劳强度

材料在受交变载荷作用时,在无明显塑性变形预兆情况下,出现突然的破坏称为疲劳破坏。材料在一定循环应力次数下不发生断裂的最大应力称为疲劳强度。在资料中一般用 σ_{-1} 表示光滑试件的疲劳强度,用 σ_{-1n} 表示缺口试件的疲劳强度。

6. 冲击韧性

材料抵抗冲击载荷的能力称为冲击韧性,其值 a_k 用下式计算:

$$\alpha_k = A_k / F$$

式中 A_k ——冲断试件所消耗的功; F ——试件缺口处断面积。冲击韧性值随温度降低而减小,当低于某一温度时该值显著降低,称此温度为冷脆转化温度。

(二) 根据工艺性选材

材料需要经过若干加工工序才能成为符合使用要求的零件。不同材料对不同加工方法的适应性是不同的,金属材料的主要加工方法有铸造、锻造、焊接、冷压力加工、切削加工、热处理和表面处理。

(三) 根据材料经济性选材

材料价格差异是很大的,为了降低产品的成本,在能够满足产品使用要求情况下,尽可能选用价廉、市场供应充足的材料。

二、黑色金属

以铁和碳为主要组元构成的合金称为黑色金属,黑色金属品种多、性能好、价格低,是使用最广泛的基本材料。

(一) 碳素钢

1. 普通碳素结构钢

按国家标准分为甲类钢、乙类钢和特种钢。甲类钢按机械性能供应,其牌号为 A0、A1...A7。乙类钢按化学成分供应,其牌号为 B0、B1...B7。特种钢同时按化学成分和机械性能供应,其牌号为 C2、C3、C4、C5 等。

飞行器上很少使用普通碳素钢,而生产过程中却大量用来制造工、夹、量具等工艺装备。

2. 优质碳素结构钢

它比普通碳素结构钢杂质含量低,有较高的机械性能,其牌号为 08、10...70 等,该数字为钢中含碳量的平均值,如 45 碳含量为 0.42%~0.50%。钢号越高强度增高、塑性降低。这类钢飞行器上也很少使用,仅用做受力不大的非关键零件,但常用做工艺装备。

3. 碳素工具钢

飞行器上很少使用,一般用做工具和刀具。

(二) 合金钢

碳素钢中加入合金元素后,可以提高机械性能或具有某种特殊的物理、化学性能。

1. 合金结构钢

(1) 渗碳钢

适于用在承受交变载荷、冲击载荷和强烈磨损条件下工作的零件。它是一种内韧外硬的材料,这种材料一般为低碳合金钢,本身具有良好的塑性和韧性,采用表面处理(如渗碳)提高表面的硬度和耐磨性。典型渗碳钢有 20Cr、20Mn、20CrMnTi 等。

(2) 调质钢

调质钢属于中碳钢,含碳量一般在 0.25%~0.50%,它一般具有较好的综合性能。常用做飞机上重要受力构件,如起落架支柱、机翼大梁接头等。典型的调质钢有 30CrMnSiA、40Cr、40CrMnMo 等。

(3) 弹簧钢

弹簧钢的含碳量较高,一般在 0.45%~0.70%,它有较高的强度和屈服强度比, $\sigma_s/\sigma_b \approx 1$,

有较高的弹性变形能力和冲击韧性。典型的弹簧钢有 65Mn、50CrVA 等。

2. 不锈钢

在酸、碱、盐以及各种活性介质中工作的零件除需要一定的机械性能和工艺性能外,还需要有耐腐蚀的性能。典型不锈钢有 1Cr13、1Cr17、2Cr13、1Cr18Ni9Ti 等。

3. 耐热钢

要求材料在给定的温度下有一定的机械性能和耐腐蚀能力。钢的高温性能参数有蠕变极限和蠕变断裂强度。

蠕变极限是指在给定温度下引起规定蠕变速度的应力值,规定蠕变速度一般为 $1 \times 10^{-5}\%$ 小时或 $1 \times 10^{-4}\%$ 小时,并以 $\sigma_{1 \times 10^{-5}}$ 或 $\sigma_{1 \times 10^{-4}}$ 表示相应的蠕变极限。

蠕变断裂强度是指在给定温度下,材料经过规定时间不发生断裂的应力。这一指标是对蠕变速度要求不严,只需要保证在使用期间不致破坏的零件。

4. 铸铁

铸铁零件工艺简单、成本低。在一般机械工业中广泛得到应用(按重量百分比为 55%~85%)。但由于强度低、韧性差在飞机上很少使用。在飞机生产过程可用来制造工艺装备。

三、铝及铝合金

铝及铝合金是应用极广泛的金属材料,其产量仅次于黑色金属,航空工业的发展与铝合金的应用密切相关,由于其比强度和比刚度较高以及综合性能较好,直至今日仍是制造各种飞行器的主要材料。

(一) 纯铝

铝的化学活泼性高,在空气中氧化生成较致密的氧化膜,可以防止继续氧化,因而铝可在含氧和氧化性溶液中工作。纯铝低温性能和塑性较好,但强度较低,在航空中应用较少。常用牌号有 L1、L2...L17 等。

(二) 铸造铝合金

铝合金熔点低,熔炼工艺和设备比较简单,因此在一般工业、仪表工业和航空工业中得到广泛应用。按其主要成分可以分为五类。

1. Al-Si 和 Al-Si-Mg 系铸铝合金

该合金工艺性、铸造性能和抗蚀性好,但强度低。用于制造中等强度零件。其牌号有 ZL101、ZL102...ZL105。

2. Al-Cu 系铸铝合金

该合金具有较高的热强度、热稳定性和室温强度,但铸造性能和抗腐蚀性较差。用于大负荷和工作温度较高的零件。常用牌号有 ZL201、ZL202。

3. Al-Mg 系铸造合金

该合金具有密度小、强度高、韧性好、切削性能好、抗蚀性好以及电镀性能好的优点,但铸造性能差,容易氧化和形成裂纹。用在要求抗腐蚀、耐冲击以及装饰性条件下工作的零件。常用牌号有 ZL301、ZL302 和 ZL303 等。

4. Al-RE 系铸造合金

该合金以稀土元素为合金成分,有较好的耐热性,可在 400℃ 以下工作,但常温强度低。由于其成分比较复杂,航空工业中很少应用。牌号有 ZL401。

5. Al-Zn 系铸造合金

该合金比重较大,耐热性较差,在航空工业中很少使用。牌号有 ZL501。

(三)变形铝合金

1. 防锈铝合金

该合金抗蚀性、焊接性、塑性和低温性较好,但不能热处理强化,强度较低。用于制造受力不大、要求抗蚀的零件,如燃油箱等。

主要合金成分为 Mg 和 Mn,随合金含量增加,强度提高但塑性降低,焊接性能变坏。常用牌号有 LF2、LF21 等。

2. 硬铝

硬铝是 Al-Cu-Mg-Mn 系合金,由于该合金具有塑性好,比强度高以及冷变形加工和机械加工性能好等优点是飞机上的主要材料,用作铆钉、蒙皮、翼肋、隔框、型材、螺旋桨桨叶和接头等。常用牌号有 LY1、LY10、LY11 和 LY12 等。

3. 锻铝

锻铝是 Al-Mg-Si-Cu 系合金,由于该合金锻造性能好,航空工业中常用做形状较复杂的和受力较大的零件,如桨毂、接头等。常用牌号有 LD2、LD5 等。

4. 耐热铝合金

耐热铝合金是 Al-Cu-Mg-Fe-Ni 系合金,该合金耐热性较好,具有较好的锻造性能,也可将其列入锻铝类。可在 150~200℃ 范围工作。常用牌号有 LD7。

5. 超硬铝

超硬铝是 Al-Zn-Mg-Cu 系合金,有较高的强度和比强度,但它的抗疲劳性差、对应力集中敏感、抗腐蚀性能较差,选用时和加工时应予以注意。常用牌号有 LC3、LC4 等。

四、其他有色金属

(一) 镁及镁合金

镁合金密度较小,其比强度和比刚度较大、机械加工性能、铸造性能和热加工性能较好,可代替铝合金使用,但其抗腐蚀性差、对应力集中敏感、压力加工零件的机械性能有明显的方向性,使镁合金的使用受到限制。在飞机上可用做框架、机匣、轮毂等。

镁合金有 Mg-Al-Zn 系(如 MB2)、Mg-Zn-Zr 系(如 ZM1)、Mg-RE-Zr/Mg-RE-Mn 系(如 ZM3)等。

(二) 钛及钛合金

钛合金化学性能活泼,冶炼困难,直至 50 年代才逐步得到发展。钛密度小、强度高,其比强度和比刚度高于铝和钢。因它能耐高温(500℃)和低温,可用做发动机压气机叶片和超音速飞行器的蒙皮等。工业钛合金有下列几种:

1. α 钛合金

包括纯钛、Ti-Al 系、Ti-Al-Sn 系、Ti-Cu 系和 Ti-Pb 系等,它们的焊接性能、抗腐蚀性能好,但强度不高,热加工性能差。常用牌号有 TA5、TA6、Ti-2.5Cu 等。

2. ($\alpha+\beta$) 钛合金

航空工业中广泛使用此类钛合金。按其性能特征可分以下四类:

(1) 低强度高塑性钛合金 塑性好、焊接性能好,其抗拉强度小于 700MPa,如 Ti-Al-Mn 系

中的 TC1。

(2) 中强钛合金 塑性较好,抗拉强度在 700~1000MPa。常用牌号有 TC2、TC3 等。

(3) 高强钛合金 抗拉强度在 1000~1400MPa,但塑性较差。常用的有 Ti-Al-Mo 系的 TC8、TC9 等。

(4) 耐热钛合金 工作温度为 450~500℃。常用牌号有 BT8、BT9。

3. 近 α 型钛合金

此类合金抗蠕变性能和热稳定性较好。常用牌号有 BT18 等。

4. β 型钛合金

此类合金冷变形性能好、屈服强度高、断裂韧性高、热处理性能好,但密度大、弹性模量低、抗蠕变能力差、冶炼困难和价格高。目前应用较少。其牌号有 TB1、TB2 等。

5. 铸造钛合金

由于一般钛合金具有良好的铸造性能,目前尚无专用品种。

6. 低温钛合金

在低温仍能保持良好的塑性和韧性。常用牌号有 BT1-0、BT6C 等。

(三) 铜及铜合金

它们是应用极为广泛的一种材料。

1. 纯铜 纯铜具有很高的导电性和导热性,此外还有抗蚀性好、塑性好和无磁性等优点,是制作电器和热交换器的重要材料。

2. 黄铜 黄铜是 Cu-Zn 系合金,其导热性、抗蚀性和塑性较好。常用牌号有 H62、H68 等。

3. 锡青铜 锡青铜是 Cu-Sn 系合金,其耐磨性、弹性和耐腐蚀性较好。常用牌号有 QSn4-3、ZQSn10 等。

4. 铝青铜 铝青铜是 Cu-Al 系合金,其弹性好、蠕变极限高、耐磨性好、抗腐蚀性好和加工性能好。常用牌号有 QA15、QA17 等。

5. 铍青铜 铍青铜是 Cu-Be-Ni 系合金,其强度、弹性极限和疲劳强度高,弹性稳定,耐磨、耐腐蚀以及无磁性,用做高精密度弹性元件。常用牌号有 QBe2 等。

6. 其他青铜

(1) 硅青铜 弹性、耐磨性、抗蚀性和工艺性好。其常用牌号有 QSi3-1 等。

(2) 钛青铜 性能与铍青铜相近。常用牌号有 QT3.5-0.2 等。

(3) 镉青铜 导电性、耐磨性和抗蚀性好。常用牌号有 QCd1 等。

(4) 镁青铜 性能与镉青铜相近。常用牌号有 QMg0.3 等。

7. 白铜 白铜是以镍为主要合金元素的铜基合金,具有较高的机械性能、抗蚀性能、耐热性能和耐寒性能,有普通白铜(B5 等)、铁白铜(BFe5-1 等)、铝白铜(BAl10-2 等)、锌白铜(BZn15-20 等)和锰白铜(BMn3-12 等)。

五、非金属材料

非金属材料包括有机高分子材料和无机非金属材料。

(一) 有机高分子材料

1. 特性

有机高分子化合物是由一种或几种简单的低分子化合物的结构单元按一定方式以共价键

重复连接而成。它具有以下特点:

- (1) 密度小 一般在 $1.0 \sim 2.0 \text{g/cm}^3$ 。最轻的泡沫塑料为 0.01g/cm^3 。
- (2) 比强度高 其比强度可为钢的 1.7 倍。
- (3) 高弹性 弹性变形大而弹性模量低,其弹性变形可达 $100\% \sim 1000\%$ (金属材料一般为 $0.2\% \sim 1\%$),弹性模量 $2 \sim 20 \text{MPa}$ 。
- (4) 耐腐蚀能力强 具有耐酸、碱性能。
- (5) 耐磨性好 有些高分子材料还有自润滑性能。
- (6) 经济性好
- (7) 易老化 在使用过程中由于内部和外部因素影响使性能逐渐变坏。

2. 塑料

(1) 聚乙烯(PE)

单体乙烯由石油或天然气经裂解分离而得,由于原料丰富、合成工艺简单而得到广泛应用。它具有较好的耐寒性、韧性、耐冲击性以及耐腐蚀和无毒,但强度低,不能用做承力较大的零件。现多用于食品包装以及代替铜和不锈钢做阀门、耐酸耐碱的管路及容器等。

(2) 聚氯乙烯(PVC)

强度高、耐酸碱、绝缘性好、阻燃性好和韧性好,但高温性能差。常用做结构件、低压电器的绝缘材料和输送腐蚀性流体的管路等。

(3) 聚苯乙烯(PS)

热塑性材料,透明度好、绝缘性好以及耐碱、耐稀酸和耐盐类腐蚀,但韧性低、耐热性差。常用做仪表外壳、光学仪器零件,其泡沫塑料可做包装材料。

(4) 聚丙烯(PP)

在石油和天然气裂解时可以大量得到的价格低廉的丙烯,它的密度小($0.90 \sim 0.91 \text{g/cm}^3$)、耐热性好($<150^\circ\text{C}$)、耐酸碱盐腐蚀,但热稳定性差、阳光下易老化,耐寒性差。可用做机械零件、化工管道和容器等。

(5) 聚酰胺(PA)

又称尼龙、锦纶。它密度小、有自润滑性能、耐磨性好和强度高,可在 $-60 \sim 80^\circ\text{C}$ 工作。可用做小型机械零件和轴承材料。

(6) ABS 塑料

由丙烯腈、丁二烯和聚苯乙烯聚合而成的热塑性材料。它具有耐腐蚀、硬度高、弹性好和冲击强度高优点。可用于制造齿轮、电器设备壳体和内装饰材料等。

(7) 聚甲醛(POM)

它具有硬度高、弹性模量大、耐疲劳性好、耐蠕变性能好、耐磨和具有自润滑性能等优点,但易老化和不耐酸碱。可用做机械零件、轴承和弹性件。

(8) 聚碳酸酯(PC)

它具有良好的透光性,着色性好、韧性好、强度高、耐磨性好、耐热性好、阻燃性好、抗蠕变性能好和不易老化等优点,但不耐碱和胺腐蚀、高温下易水解。常用来代替铜制造仪表零件、齿轮、轴承、防弹玻璃和容器等。

(9) 聚四氟乙烯(F-4)

它是氟塑料中应用最广泛的材料,它密度大($2.2 \sim 2.3 \text{g/cm}^3$)、不燃烧、化学性能稳定,即

便在沸腾的王水中也不会被腐蚀,有塑料王之称;耐高、低温性能好;有自润滑作用,但其强度较低、成形性能差,可用做高温耐腐管道、容器、阀、泵和轴承等。

(10) 聚甲基丙烯酸甲酯(有机玻璃)

有良好的光学性能,透光率比无机玻璃高,并具有密度小(1.18g/cm^3)、强度高、抗老化能力强和可采用机械加工等优点,但表面硬度低、耐磨性和耐热性差,可用做玻璃窗、风挡和装饰品。

(11) 酚醛塑料(PF)

酚醛塑料有热固性和热塑性两种,其耐酸性和绝缘性较好,但固化时收缩率大,塑性较差。常用做玻璃钢制品和层压塑料制品。

(12) 环氧树脂

固化后体系的性能与树脂、固化剂和其他配料有关。它的机械性能好、尺寸稳定性好。环氧树脂玻璃钢在各方面得到广泛的应用。

3. 橡胶

橡胶在很宽的温度范围内($-40\sim 80^\circ\text{C}$)有高弹性,此外它的耐磨、隔音和绝缘性好。用做弹性件、密封件、减震件和轮胎等。

(1) 天然橡胶

弹性模量低($3\sim 6\text{MPa}$)、伸长率大(1000%)、耐温性能好($-70\sim 130^\circ\text{C}$)、绝缘性好,并耐酸碱腐蚀,但易老化和耐油性差。

(2) 通用合成橡胶

丁苯橡胶 与天然橡胶相比耐磨、耐老化、耐热、耐油性能均较好,但机械性能和耐寒性能较差。可做轮胎、胶管等。

顺丁橡胶 弹性好、耐老化、动态生热少、耐磨性好,但加工时易出现裂纹。可用做轮胎、减震器和绝缘材料等。

氯丁橡胶 耐油、耐老化、耐酸碱等性能较好,但耐寒性差、密度大。可用做制造输油管、腐蚀性流体管路和耐温输送带等。

乙丙橡胶 在橡胶中密度最小的材料,耐老化、耐温($-68\sim 150^\circ\text{C}$)、绝缘性好、冲击韧性好和化学性能稳定,但加工困难,胶接性能差。可用做耐热输送带、胶管、密封圈和防震器等。

(3) 特殊合成橡胶

丁腈橡胶(NBR) 有突出的耐油性能,此外耐热、耐磨、耐老化和耐腐蚀性能也较好。可用做耐油、耐温零件和人造皮革等。

丁基橡胶(IIR) 耐热、耐老化和耐酸碱性能以及气密性较好,但弹性较差、粘接性能不好。可用做内胎等。

硅橡胶 耐高、低温性能显著($-100\sim 350^\circ\text{C}$),抗老化和防震性能好,但机械性能较差。可用做在高、低温条件下工作的密封件和薄膜。因其无毒可用做食品工业机械零件和人工器官。

氟橡胶(FPM) 耐腐蚀性能突出,耐老化和耐高温性能好,但耐寒性、弹性和加工性能较差并且价格较贵。可用做尖端工业产品的橡胶密封零件和减震零件。

非金属材料还有陶瓷、纺织品、纸、石棉、胶、涂料和木材等。

六、复合材料

两种或两种以上不同性质的原材料,通过不同工艺方法组成的多相材料称之为复合材料。

(一) 复合材料的分类

按基体材料类型分 聚合物(树脂)基复合材料、无机非金属复合材料以及金属基复合材料。

按增强材料类型分 纤维增强复合材料、颗粒增强复合材料、弥散强化复合材料、叠层复合材料以及骨架复合材料。

(二) 树脂基复合材料

1. 玻璃纤维-树脂基复合材料

又称玻璃钢。它是一种以玻璃纤维及其制品为增强材料与塑料基体组成的复合材料。又分为热固性和热塑性两种材料。

(1) 玻璃纤维热固性增强塑料

制作热固性玻璃钢常用的树脂有环氧树脂、酚醛树脂、聚酯树脂和有机硅树脂等。它的性能除与树脂的种类有关外,还与其结构、含量、组合方式和界面的结合状态的关。

热塑性玻璃钢的比强度高、弹性模量低、层间剪切强度低、透波性较好、其耐酸性较好,但耐碱性较差、导热性差。在航空航天、汽车、造船和化学工业以及日用品各方面得到了广泛的应用。如雷达罩、舱门和车身等。

(2) 玻璃纤维热塑性增强塑料

制作热塑性玻璃钢的树脂有尼龙、聚乙烯和聚苯乙烯等。它具有强度高、冲击韧性好、生产高等优点,但耐热性较差。在航空航天、车辆、造船、机电和农机各方面都有应用。

2. 碳纤维-树脂基复合材料

一般由碳纤维与热固性塑料复合而成。它具有比重小、强度高、弹性模量大、化学性能稳定,特别是高温强度高优点,但脆性大、与树脂结合能力差并且价格高。可用做航空航天器的隔热层以及受力较大和受交变载荷的构件,如直升机旋翼、超音速飞行器蒙皮等。

(三) 其他复合材料

金属基复合材料、层合金属基复合材料、金属基复合材料、塑料-金属多层复合材料、夹层结构复合材料、烧蚀材料复合材料、自发控热复合材料、吸收屏蔽性复合材料、导电复合材料和光学功能复合材料等。

3.3 热处理

热处理是发挥材料潜在性能的重要工艺措施,因此在考虑零件材料同时还应根据设计要求考虑热处理方法。

一、黑色金属的热处理

(一) 退火

1. 完全退火

又称重结晶退火。用于锻、铸、焊件。处理后使组织均匀细化、硬度降低。工艺过程时间较长。

2. 球化退火

用于过共析钢(含碳量 $>0.77\%$)和合金工具钢。处理后使硬度降低,组织改变。使切削加

工性能改善或为淬火作准备。

3. 扩散退火

用于合金钢锭和重要钢铸件。处理后组织均匀,内应力消除,但需时间长,除特殊重要件外,一般很少采用。

4. 去应力退火

又称低温退火。用于消除焊、铸和机加件内应力。处理过程内部组织不发生变化。

5. 再结晶退火

用于消除材料冷加工硬化的内应力。处理后材料硬度、强度降低,塑性、韧性提高。当退火作为冷变形加工中间处理工序时图纸上可不注明。

(二) 正火

正火的作用与退火相似,用以消除内应力和使内部组织均匀化,但由于它工艺过程时间短,成本低,应优先考虑选用。对一些重要零件,大型或较复杂零件应慎重,因用正火可能产生裂纹。

为改善切削加工性能选择热处理工艺时应根据材料的成分。一般情况金属硬度在 HB200 附近切削性能较好,因此中碳钢和低碳合金钢用正火,高碳钢和中碳合金钢用退火。

(三) 淬火与回火

淬火与回火是提高钢,特别是优质合金钢的强度和硬度又保持一定的塑性和韧性使零件获得良好使用性能的热处理方法。处理后一般只能进行磨削加工。

在图样上,设计一般不对中间热处理提出要求,而对最终热处理必须提出明确的要求。在图纸右上角工艺栏内填写最终热处理后的硬度(或强度)。

(四) 表面化学处理(又称表面热处理)

既改变钢件表面化学成分又改变其组织,经过处理使工件表面强化。

1. 渗碳

将碳渗入低碳钢或低碳合金钢表面,经热处理后使表面有较高的硬度、耐磨性和抗疲劳性,心部保持低碳钢(合金钢)原有性能,用于齿轮、凸轮等。

2. 氮化

渗氮零件经热处理表面除硬度高、耐磨性和疲劳性好外还有抗蚀性好等优点,用于精密量具、机床主轴、发动机气缸套等。

3. 氰化

同时进行渗碳和渗氮的过程,具有两者之优点。

图纸上可在附注中写明采用的表面化学热处理方法和硬度要求,以及渗透层的厚度。

二、有色金属的热处理

(一) 退火

1. 去应力退火

部分消除铸件、焊接件、锻件和冷变形零件的内应力使尺寸稳定性和应力腐蚀倾向减少但对强度和硬度影响较小,是工业上常用的方法。

2. 再结晶退火

可以完全消除内应力,使硬度降低,塑性提高。

3. 双重退火

用以改善两相合金塑性、韧性和稳定组织。

4. 等温退火

可以获得较好的塑性。

5. 真空退火

又称光亮退火。可以消除合金中吸附的气体,它可以防止氧化。

(二) 淬火时效

是一些有色合金强化的热处理方法。

(三) 代号

T1 未经淬火的人工时效。用于改善切削加工性能。

T2 退火。用于消除热应力。

T3 淬火。用于提高强度。

T4 淬火自然时效。用于提高强度和在低温工作的零件。

T5 淬火不完全时效。用于保持较高的塑性和一定强度的零件。

T6 淬火完全人工时效。塑性降低并达到最大可能的强度。

T7 淬火及稳定化回火。用于在高温工作,尺寸组织要求较稳定的零件。

T8 淬火软化回火。用于高塑性和尺寸稳定的零件。

T9 冷处理或冷热循环处理。用于获得尺寸更为稳定的零件。

3.4 表面处理

表面处理使零件表面具有一些特殊性能,并使外表面美观。

一、镀覆层

(一) 电镀

1. 镀铜

铜层稳定性较差,但其结合力较强,因而除特殊要求外,一般做为其他镀层的底层,可以改善导电性,导热性能以及粘接、锡焊性能。

2. 镀镍

镍层化学性能稳定,与强碱不发生作用,但易溶于稀酸中。可用做常温状态在水中和空气中工作零件装饰防护性镀层,还可用来修复磨损零件。

3. 镀铬

可分为装饰性和耐磨镀铬两大类。前者用来保持零件美观防止生锈,后者可提高零件表面硬度,提高耐磨、耐蚀和耐温性能。这是一种应用较为广泛的电镀层。

4. 镀锌

一般镀在黑色金属表面,可防止在大气中腐蚀。镀层在汽油及含有二氧化碳的水蒸气中也有较好的耐蚀性。镀锌成本低因而获得广泛应用。

5. 镀镉

镉的化学性能与锌相似,可以防止黑色金属在大气中腐蚀,镉在弱酸中会溶解,但不溶于

碱,因其塑性较好,镉镀层常用于弹簧、弹簧片等零件,但不能用于焊接件和与石油产品及与钛合金接触的零件。

6. 镀锡

锡无毒,耐弱酸、盐和有机酸,常用于食品工业,可代替银用于电子工业提高锡焊性能。

7. 耐磨复合镀层

以镍、镍基合金、铬和固体微粒(如碳化硅,碳化钨和三氧化二铝等)为分散相的复合镀层。它具有高硬度和高耐磨性。如 Ni-SiC 复合镀层。

8. 自润滑复合镀层

在高温工作时润滑剂将被氧化,而在低温工作时润滑剂又将凝固。此时可采用自润滑复合镀层,如 Ni-(CF)₃ 复合镀层。

9. 提高结合强度的复合镀层

用以提高金属与有机涂层结合力的镀层,如锌-酚醛树脂镀层。

10. 电接触复合镀层

用以生成高导电性耐磨的表面,如 Au-WC。

11. 耐腐蚀复合镀层

用以提高防腐性能。如 Ni-TiCr 复合镀层。

12. 镀银

反光能力强,导电性好,可焊性好。在空气中和有机酸、碱中稳定,能溶于硝酸,接触硫化物、氟化物将失去光泽。

13. 镀金

化学稳定性、耐蚀、导电性和耐高温性能好。

14. 镀钯

价格低,作为镀金底层降低成本。

(二) 化学镀

与电镀相比,它具有不需外加直流电源、镀层致密、不受几何形状限制、复杂形状零件也能获得均匀镀层并可在各种基材上镀覆等优点,但镀层稳定性差、成本高。

化学镀可用于镍、铜、银、锡、钯、金等。

(三) 真空镀

1. 蒸发镀

适用于低熔点金属,膜层与基体结合力较差,沉积速率较快。如在塑料薄膜上镀锡。

2. 溅射镀

带足够能量的粒子碰撞物体表面,使表面原子获得足够能量离开物体表面而沉积到零件表面。溅射镀效率较低,被镀件温升较高。

3. 离子镀

具有上两者优点,镀层附着力强、均匀、致密、无污染,可用于各种材料。

(四) 气相镀

它是利用气态物质在固态物质表面进行化学反应,生成固态膜。所用设备简单,可控性好,适于大批生产采用。可用于单金属(如 Cu、Ti、W)、合金(如 Cr-Al、Ta-Nb)、碳化物(SiC、WC)、氮化物(BN、VN)、硼化物(如 AlB、SiB)、硅化物(如 MoSi、ZrSi)和氧化物(Al₂O₃、SiO₂)。

二、氧化

在金属表面形成一层致密的氧化物保护零件,使其具有一定的抗腐蚀性。

(一) 黑色金属

钢铁氧化处理称为发蓝。处理后在浸油条件下有一定抗蚀性和润滑性,常用于兵器、精密仪器和弹簧等零件的表面。

(二) 铝及铝合金

铝及其合金氧化多采用电化学氧化法,称做阳极氧化,其膜层具有较高的硬度、耐蚀性、吸附能力、绝缘和绝热性能,广泛用于铝制品。

1. 装饰性氧化

氧化膜较薄($50\sim 20\mu\text{m}$)可用于铝及铝合金制品在一般工作条件下防腐保护,或作为进一步涂覆底层。

2. 硬质阳极氧化

氧化膜较厚($60\sim 250\mu\text{m}$),广泛用于要求耐腐、耐热、绝缘性能较高的零件,如活塞、货舱地板等。

3. 特种阳极氧化

(1) 瓷质阳极氧化

生成类似瓷釉色泽的氧化膜。它具有吸附能力强,结合力强(可冲压加工),膜层致密有较高的抗腐蚀性、硬度、耐磨性、绝热和绝缘性能。

(2) 阳极氧化与丝网印刷工艺

处理后可生成富有立体感的花纹图案表面,可用于制作标牌和装饰品。

铝和铝合金在阳极氧化后经过涂色或染色获得不同色泽的氧化膜。

(三) 铜及铜合金

铜及铜合金可用化学或电氧化获得 $0.5\sim 2\mu\text{m}$ 的氧化膜,处理后涂油或漆,可增加防护能力。

铜及铜合金还可以用酸洗钝化提高抗蚀能力。

三、磷化

对黑色金属表面处理的一种方法,用以改善黑色金属的耐蚀性和吸附性等。

四、表面淬火

用以强化钢件表面的热处理方法,它不改变钢件表面成分只改变表面局部组织使其强化,获得表层硬度、耐磨性较高而心部仍保持足够的韧性和塑性,用于曲轴、齿轮。

3.5 特种检验

这种检验方法不对被检验对象产生损伤或破坏,因而又称无损探伤。常用于对重要零件、构件进行工序间或最终检验。

一、射线探伤法

射线探伤法是利用 X 射线、 γ 射线和中子射线穿透性强的特点,当被穿透物体内部结构不

同或有缺陷时,射线受到吸收和散射而衰减,并在感光材料上显示出来,从而探明内部缺陷种类、大小及分布情况。

射线探伤具有直观、结果可长期保存等优点,在现代化工业中广泛得到应用,但其成本高、周期长,对微小裂纹的检测灵敏度较低,使用不当对人体有害。

二、超声波探伤法

利用声波穿过界面和障碍时出现的反射和散射现象,根据回波判断缺陷的位置和尺寸。结果可靠性与操作人员技术有关,且不能保存。但它可探测厚度较大的零件,因其成本低,对人体无害而得到广泛的应用。

三、磁粉探伤法

在磁场中的磁性材料如在其表面或近表面处存在与磁化方向垂直的缺陷时将形成漏磁场,它对施加的磁粉或磁悬液产生吸引而显示缺陷的存在。这种方法可以检查铁磁性材料表面或近表面处的缺陷。

四、液体渗透探伤法

利用渗透液对窄缝有很好的渗透能力,显示工件表面缺陷,如裂纹、疏松等。现代工业中有荧光液渗透探伤和着色液渗透损伤两种。

五、涡流探伤法

在交变磁场作用下,导体中将感应出旋涡状电流,简称涡流,它产生的磁场将减弱和抵消外磁场的变化。检测试件产生的磁场即可反映试件质量的好坏。涡流探伤法适用于检验导体薄壁件和线材表面和近表面的缺陷。

3.6 基础标准及其选择

一、公差与配合

公差与配合的选择一方面影响产品的性能和使用寿命,另一方面与缩短生产周期、降低成本和使用维护性能有关。

(一) 选择方法

1. 理论法

根据产品性能的要求,通过计算确定所需配合的间隙范围或过盈量范围,再选择相应的等级和配合。

2. 经验法

根据本产品的性能和要求,分析经过实践考验的同类或性能相近产品有关文件、手册的资料,确定公差等级的配合方法。与标准件(如轴承、键)配合的表面应根据标准件手册的推荐。

3. 试验法

当用上述方面无法解决,特别是关键性零件间的配合可采用试验方法获得可靠的数据。

(二) 基准制的选择

由于内孔加工往往需要专用刀具和量具,因而应优先考虑选用基孔制。在特殊情况下可考虑选用基轴制。有以下情况时可优先考虑选用基轴制:

1. 轴上同一基本尺寸与不同配合和精度的孔相配合时;
2. 与标准件(如轴承)配合的孔。

当非基准面的孔(或轴)又要与几个零件的轴(或孔)组成不同配合时,应根据配合性质确定轴(或孔)公差带的位置,此时既非基轴制也非基孔制。

(三) 公差等级的选择

正确选择公差等级能使产品在满足使用要求条件下工艺过程最简单、成本最低。

1. 根据使用要求选择

公差等级的使用大致范围见表 3-4。

表 3-4 公差等级的应用

应 用	公 差 等 级 (IT)																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
块 规	☆	☆	☆																	
量 规			☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆											
配合尺寸							☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆						
高精度配合尺寸				☆	☆	☆	☆													
航空非配合尺寸														☆	☆	☆				
民品非配合尺寸														☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆
原材料公差										☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆				

* 详见 HB5800—82。

2. 根据工艺路线考虑

各种加工方法能够达到的一般精度见表 3-5。

表 3-5 某些加工方法能达到的一般精度

加 工 方 法	公 差 等 级																	
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
研 磨	☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆											
珩						☆	☆	☆	☆									
圆 磨							☆	☆	☆	☆								
平 磨							☆	☆	☆	☆								
金刚石车							☆	☆	☆									
金刚石镗							☆	☆	☆									
拉 削							☆	☆	☆	☆								
铰 孔								☆	☆	☆	☆	☆						
车									☆	☆	☆	☆	☆					
镗									☆	☆	☆	☆	☆					
铣										☆	☆	☆	☆					
刨、插												☆	☆					
钻 孔												☆	☆	☆	☆			
滚压、挤压												☆	☆					
冲 压												☆	☆	☆	☆	☆		
压 铸													☆	☆	☆	☆		

(四) 配合选择

1. 影响因素

(1) 相对运动情况:有相对运动时应选间隙配合,无相对运动时选择过渡配合或过盈配合。

(2) 承载情况:间隙配合中承受压力大时间隙应小,过盈配合用在传力或有冲击、振动时过盈量应较大。

(3) 使用情况:同心度要求高时,采用过渡配合,经常拆卸的零件间隙应大些(或过盈应小些)。

(4) 工作温度:不在室温状态工作的零件应考虑温度变化时配合性质的影响。

表 3-6 为国标推荐优选配合种类,如不能满足使用要求时再选用常用和一般配合。

表 3-6 优先配合及其特性

配合种类		配合特性
基孔制	基轴制	
$\frac{H11}{c11}$	$\frac{C11}{h11}$	间隙非常大,用于很松的、转动很慢的动配合;要求大公差与大间隙的外露组件;要求装配方便的很松的配合
$\frac{H9}{d9}$	$\frac{D9}{h9}$	间隙很大的自由转动配合,用于精度为非主要要求或有大的温度变化、高转速或轴颈压力较大时
$\frac{H8}{f7}$	$\frac{F8}{h7}$	间隙不大的转动配合,用于中等转速与中等轴颈压力的精确转动和装配较易的中等定位配合
$\frac{H7}{g6}$	$\frac{G7}{h6}$	间隙很小的滑动配合,用于不希望自由转动,但可以自由移动和滑动并精密定位和要求明确的定位配合
$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H8}{h7}$ $\frac{H9}{h9}$ $\frac{H11}{h11}$		均为间隙定位配合,零件可自由装拆,而工作时一般相对静止不动。最小间隙为零,最大间隙由公差等级决定
$\frac{H7}{k6}$	$\frac{K7}{h6}$	过渡配合,用于精密定位
$\frac{H7}{n6}$	$\frac{N7}{h6}$	过渡配合,允许有较大过盈的更精密定位
$\frac{H7}{p6}$	$\frac{P7}{h6}$	过盈定位配合,用于定位精度特别重要并能达到部件的刚性及对中的性能要求,而不依靠摩擦传递载荷,内孔承压无特殊要求
$\frac{H7}{s6}$	$\frac{S7}{h6}$	中等压入配合,适于一般钢件或薄壁件的冷缩配合,铸铁件最紧的配合
$\frac{H7}{u6}$	$\frac{U7}{h6}$	压入配合,适用于可以承受高压力的零件或不宜用大压力入力的冷缩配合件

(五) 尺寸公差与配合在图纸上的注法

1. 线性尺寸公差

(1) 可按下列三种形式之一标注尺寸公差

公差带的代号注在基本尺寸的右边,如 $\phi 40h6$ 、 $\phi 40H7$ 。

上偏差注在基本尺寸的右上方,下偏差与基本尺寸在同一底线上,上下偏差小数点对齐,位数一样,0 也必须注出,如 $\phi 50_{-0.010}^{+0.015}$ 、 $\phi 65_{0}^{+0.03}$ 、 $\phi 10 \pm 0.09$ 。

同时标注代号和偏差值时,偏差值在后并加上圆括号,如 $\phi 65H7(+0.03)$ 。

(2) 附加符号的注法

在尺寸右边加注符号“max”或“min”表示尺寸有单方向的极限,如 $R20_{\max}$ 。

当尺寸公差与形位公差的关系遵循包容原则时,应在尺寸公差后加注符号“ $\textcircled{C}$ ”。

(3) 配合代号注法

以分数形式注在基本尺寸右边,如 $\phi 30 \frac{H7}{f6}$ 、 $\phi 30H7/f6$ 。分子为孔的代号、分母为轴的代号。

标注尺寸偏差值时,一般将孔的数据标在尺寸线上方,轴的标在下方,如

$$\begin{array}{r} \phi 50^{+0.025}_0 \\ \phi 50^{+0.25}_0 \\ \hline \phi 50^{-0.02}_{-0.03} \end{array} \quad \begin{array}{r} \phi 50^0 \\ \phi 50^{-0.02}_{-0.03} \end{array}$$

当标注与标准件和外购件配合代号时,可只标注零件的公差代号。

二、形状和位置公差

简称形位公差,它对在高速、高温、高压和重载条件下工作的精密机械和仪表的性能和寿命有极大影响。

形位公差一般采用经验法或实验法确定精度等级,当其公差要求用一般机床和一般方法可以保证时,不必注明。若需标注时应尽量用规定的符号代号标准。只有在无法用代号时允许在附注中用文字说明。

(一) 形状公差、位置公差、尺寸公差和粗糙度的相互关系

1. 形状公差与尺寸公差的关系

尺寸公差对形状误差的控制关系有两种情况:

(1) 图样上未注形状公差

当被测要素要求遵守独立原则时,图样上注出的尺寸公差和未注形状公差各自独立,互不干涉。

当遵守包容原则时,形状误差不能大于尺寸公差。

(2) 图样上注明形状公差

当被测要素遵守独立原则时,尺寸公差不能控制形状误差,由于形位公差值往往大于尺寸公差,因此一般只用于非配合零件。

当被测要素遵守最大实体原则时(在标注有关形位公差值后加注“ $\textcircled{M}$ ”),尺寸公差对形状公差有补偿作用。

当被测要素实行包容原则时(在尺寸公差后加注“ $\textcircled{C}$ ”),一般用于有配合要求的表面。

2. 位置公差和尺寸公差的关系

位置公差与尺寸公差的关系与形状公差与尺寸公差的关系相同,也存在上节所讨论的几种情况,用于与位置公差发生关系的尺寸有定形尺寸和定位尺寸两种,下面分别进行讨论。

(1) 定形尺寸公差与位置公差的关系

定形尺寸指给定要素大小(如直径、宽度等)的尺寸。

当被测要素遵守独立原则时,图样上只标注相应的位置公差(或不标注位置公差,即未注位置公差,位置误差与定形尺寸公差无关)。

当被测要素遵守最大实体原则时(图样上在位置公差后加注“ $\textcircled{M}$ ”),定形尺寸偏离最大实体时,其尺寸公差可给位置公差补偿。被测要素被控制在实体状态边界体之内。当被测要素遵守包容原则时(图样上尺寸公差后加“ $\textcircled{E}$ ”),被测要素控制在最大实体范围内。

(2) 定位尺寸公差与位置公差的关系

通常定位尺寸公差遵守独立原则。所以不能用定位尺寸公差控制倾斜度和垂直度,对平行度应同时满足定位尺寸公差和平行度公差要求,对同轴度,对称度和位置度等也应同时满足定位尺寸公差和平行度公差要求,同时中心平面对称度受定位尺寸公差控制。

(3) 其他关系

某些综合性形状公差可以控制与其有关的单项形状误差,如圆柱度公差可控制该要素的圆度误差和素线直线度误差。

定向公差可控制与其有关的形状误差,如轴线的垂直度公差可控制该轴线的直线度误差。

定位公差可控制与其有关的形状和定向误差,如轴线的位置公差可控制该轴的直线度误差。

跳动公差可控制与其有关的形状和位置误差,如径向圆跳动可控制圆度误差和轴线的同轴度误差。

3. 形位公差与表面粗糙度的关系

为保证形状公差,尺寸大小、精度等级和公差种类限制其最低表面粗糙度 R_a 值。

高精度形位公差其表面粗糙度和形位公差比值一般为 $1/2 \sim 1$ 。

低精度、小尺寸零件的形位公差其表面粗糙度比值取较大值。

较细长的零件其比值也应选较大值。

(二) 形位公差的选择

1. 选择方法

形位公差种类根据零件工作情况选择,精度等级一般用经验法。

在满足使用功能的要求下,下列情况可降低 1~2 级:

孔相对轴;

细长比较大的孔和轴;

距离较大的轴和孔;

宽度较大的零件表面;

线对线和线对面相对于面对面的平行度;

线对线和线对面相对于面对面的垂直度。

2. 示例

推荐几种常见零件形位公差见表 3-7、表 3-8。

3. 形位公差值选择

(1) 基本尺寸

形位公差值的大小除与所选择的精度等级有关,还与基本尺寸有关,不同种类的形位公差基本尺寸见表 3-9。

(2) 其他因素

同一要素上的形位公差值应小于位置公差值,如:

两个平面平面度公差值应小于平行度公差值；
 圆柱形零件形状公差值(轴线直线度除外)应小于其尺寸公差值 50% 以下；
 平行度公差值应小于相应的距离公差值，一般为 40%~50%；
 两平面各自平面度公差小于垂直度公差值，一般为 40%~50%；
 圆柱表面的圆度公差值应小于径向圆跳动公差值，一般为 1/2~1/3。

表 3-7 轴类零件形位公差推荐示例

类 别	标 注 项 目	精度等级	对工作性能的影响
形 状 公 差	与滚动轴承相配合直径的圆度或圆柱度	5~6	影响配合松紧及对中性，并会改变轴承内圈跑道几何形状，缩短轴承寿命
	与传动零件相配合直径的圆度或圆柱度	7~8	影响配合的松紧和对中性
位 置 公 差	与滚动轴承相配合的轴颈表面对中心线的圆跳动	5~6	影响传动件及轴承的运转偏心
	轴承定位端面对中心线的垂直度或端面圆跳动	6~8	影响轴承的定位，造成轴承套圈歪斜，跑道几何形状改变，轴承工作条件恶化
	与齿轮等传动零件相配合表面对中心线的圆跳动	6~8	影响传动件对中性
	传动零件的定位端面对中心线的垂直度或端面圆跳动	6~8	影响传动零件的定位及其受载均匀性
	键槽对轴中心线的对称度(要求不高时可不注)	7~9	影响受载均匀性和装拆的难易

表 3-8 箱体类零件形位公差推荐示例

类 别	标 注 项 目	精度等级	对工作性能的影响
形 状 公 差	轴承座孔的圆度或圆柱度	5~6	影响轴承的对中性和配合性能
	分箱面的平面度	8	影响密封和防渗漏性能
位 置 公 差	轴承座孔中心线相互间平行度	6	影响传动零件的接触面及传动的平稳性
	轴承座孔端面对其中心线的垂直度	7~8	影响轴承固定及轴向受载的均匀性
	圆锥齿轮减速器轴承座孔中心线相互间的垂直度	7	影响传动平稳性和载荷分布的均匀性
	轴承座孔中心线的同心度	6~8	影响装配及载荷分布的均匀性

表 3-9 形位公差各项目的主参数

形 位 公 差 项 目	主 参 数
直线度、平面度	长度 L
圆度、圆柱度	直径 $d(D)$
平行度、垂直度、倾斜度	长度 L 、直径 $d(D)$
同轴度、对称度、圆跳动、全跳动	直径 $d(D)$ 、宽度 B 、长度 L

(三) 在图样上的标注

1. 形位公差符号

形位公差及其有关符号的含义见表 3-10。

表 3-10 形位公差符号

分 类	项 目	符 号	附 注	
形位公差	直线度	—	符号长 h	
	平面度		符号高 $0.7h$,斜线与水平线夹角 60°	
	圆度		符号直径 h	
	圆柱度		斜线与水平线夹角 60° ,符号高 h	
	线轮廓度		符号高 $0.7h$	
	面轮廓度		符号高 $0.7h$	
位置公差	向	平行度		斜线与水平线夹角 60° ,符号高 $1.4h$
		垂直度		符号高 $1.4h$
		倾斜度		斜线与水平线夹角 30° ,符号高 $0.7h$
	位	同轴度		符号直径 $1.4h$
		对称度		符号高 h
		位置度		符号高 $1.4h$
	跳动	圆跳动		斜线与水平线夹角 60° ,符号高 $1.4h$
		全跳动		斜线与水平线夹角 60° ,符号高 $1.4h$
其他有关符号	最大实体状态		实际要素在尺寸公差范围内具有材料量最多的状态,符号外圆直径 $1.4h$	
	延伸公差带		位置度和对称度公差带延伸到被测要素之外,符号外圆直径 $1.4h$	
	包容原则			
	理论正确尺寸		确定被测要素理想形状、方向、位置的尺寸,符号外圆直径 $1.4h$	
	基准目标		各基准平面在要素上指定的点、线、面,符号外圆直径 $4h$	
	基准符号	—	用两倍于粗实线的短划线表示	
	基准代号		由基准代号、圆圈、连线和字母组成	

注: h 为字高。

2. 形位公差符号推荐图

常用形位公差标注方法见图 3-8。

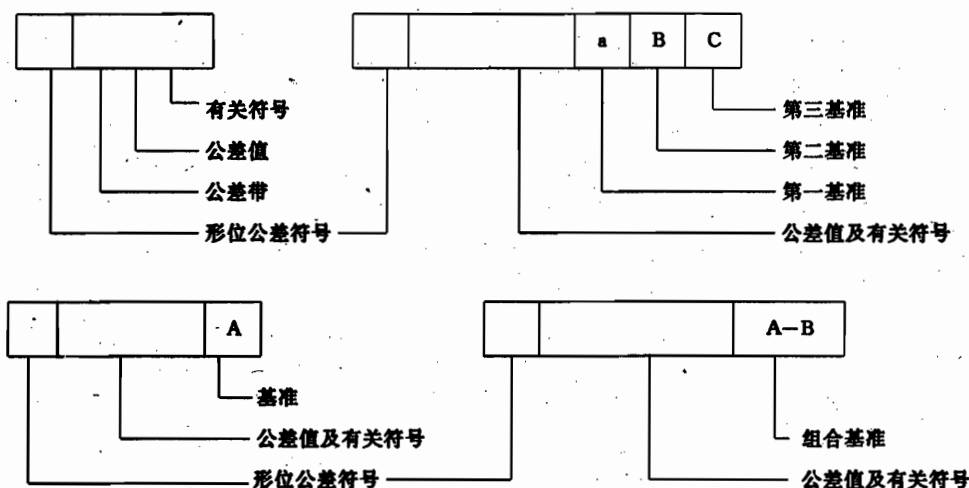


图 3-8 形位公差标注示例

三、表面粗糙度

零件表面粗糙度影响配合性能、密封性、疲劳强度、耐磨性、耐腐蚀性和外观,但是过高的要求将使零件生产周期变长、成本增加。

(一) 选用原则

一般根据经过实践考验的典型零构件或有关手册选用。一般原则如下:

在满足零件工作性质和寿命前提下,尽可能用较大的表面粗糙度参数值;

一般间隙配合表面粗糙度参数值较过盈配合为小,间隙越小该值越小;

相对运动速度大,单位面积压力大的配合表面,表面粗糙度值应较小;

滚动摩擦表面的表面粗糙度值小于滑动摩擦表面;

同一零件工作表面的表面粗糙度值小于非工作表面,精度高的表面该值小于精度低的表面;

一般相互配合的轴和孔中,轴表面粗糙度值小于孔表面粗糙度值;

承受交变载荷和易产生应力集中的表面其粗糙度值应较小。

(二) 与其他公差关系

1. 与尺寸公差的关系

以下数据供参考:

对精密机械、仪表和计量器具的零件取 $R_a \approx 0.1\delta$;

对普通精度的零件或工具类零件取 $R_a \approx 0.25\delta$;

对一般通用机械 $R_a \approx 0.5\delta$;

式中 R_a ——轮廓微观不平度十点高度;

δ ——尺寸公差。

2. 与孔、轴精度的关系

表 3-11 为孔、轴加工精度与表面粗糙度的关系。

3. 与配合间隙和过盈的关系

表 3-12 为表面粗糙度与配合间隙或过盈的关系。

表 3-11 孔、轴表面精度等级与其表面粗糙度的关系

公差等级	轴		孔	
	基本尺寸(mm)	粗糙度参数 R_a	基本尺寸(mm)	粗糙度参数 R_a
IT5	≤ 6	0.10	≤ 6	0.10
	$>6 \sim 30$	0.20	$>6 \sim 30$	0.20
	$>30 \sim 180$	0.40	$>30 \sim 180$	0.40
	$>180 \sim 500$	0.80	$>180 \sim 500$	0.80
IT6	≤ 10	0.20	≤ 50	0.40
	$>10 \sim 80$	0.40	$>50 \sim 250$	0.80
	$>80 \sim 250$	0.60	$>25 \sim 500$	1.60
	$>250 \sim 500$	0.60		
IT7	≤ 6	0.40	≤ 6	0.40
	$>6 \sim 120$	0.80	$>6 \sim 80$	0.80
	$>120 \sim 500$	1.60	$>80 \sim 500$	1.60
IT8	≤ 3	0.40	≤ 3	0.40
	$>3 \sim 50$	0.80	$>3 \sim 30$	0.80
	$>50 \sim 500$	1.60	$>30 \sim 250$	1.60
			$>250 \sim 500$	3.20
IT9	≤ 6	0.80	≤ 6	0.80
	$>6 \sim 120$	1.60	$>6 \sim 120$	1.60
	$>120 \sim 400$	3.20	$>120 \sim 400$	3.20
	$>400 \sim 500$	6.30	$>400 \sim 500$	6.30

表 3-12 表面粗糙度与配合

间隙或过盈 (μm)	表面粗糙度值 R_a	
	轴	孔
≤ 2.5	0.025	0.05
$>2.5 \sim 4$	0.05	0.10
$>4 \sim 6.5$		0.20
$>6.5 \sim 10$	0.10	0.40
$>10 \sim 16$	0.20	
$>16 \sim 25$	0.20	
$>25 \sim 40$	0.40	0.80

4. 与形状公差的关系

可按下列情况参考:

对直线度和平面度 1~4 级 $R_s = 0.50\Delta$ 5~9 级 $R_s = 0.25\Delta$ 对圆柱度 1~3 级 $R_s = 0.25\Delta$ 4~11 级 $R_s = 0.50\Delta$ 式中 Δ ——形状公差。

(三) 与加工方法的关系

常用加工方法能够达到的表面粗糙度值见表 3-13。

表 3-13 加工方法可能达到的表面粗糙度

加 工 内 容			表 面 粗 糙 度 值 R_a (μm)												
			0.012	0.025	0.05	0.10	0.20	0.40	0.80	1.60	3.20	6.30	12.5	25	50
平 面	刨	粗										☆	☆	☆	
		半精								☆	☆	☆			
		精						☆	☆	☆					
	铣	粗									☆	☆	☆	☆	
		半精							☆	☆	☆	☆			
		精						☆	☆	☆					
	磨	粗								☆	☆				
		半精						☆	☆	☆					
		精		☆	☆	☆	☆	☆							
外 圆	车	粗										☆	☆	☆	
		半精								☆	☆	☆	☆		
		精					☆	☆	☆	☆					
	磨	粗							☆	☆	☆	☆			
		半精					☆	☆	☆	☆					
		精		☆	☆	☆	☆	☆							
孔	车、镗	粗										☆	☆	☆	
		半精							☆	☆	☆	☆			
		精					☆	☆	☆	☆					
	铰	粗								☆	☆	☆	☆		
		半精						☆	☆	☆	☆				
		精				☆	☆	☆	☆	☆					
	磨	粗							☆	☆	☆	☆			
		半精					☆	☆	☆	☆					
		精		☆	☆	☆	☆	☆							
	钻								☆	☆	☆	☆	☆	☆	
	扩	粗										☆	☆	☆	
		精								☆	☆	☆			
其他加工方法	键							☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆	
	刮削							☆	☆	☆	☆	☆	☆		
	拉削	半精						☆	☆	☆	☆				
		精				☆	☆	☆							
	抛光	一般				☆	☆	☆	☆	☆					
		精	☆	☆	☆	☆									
	研磨	粗				☆	☆	☆	☆						
		半精			☆	☆	☆	☆							
		精	☆	☆	☆	☆									

(四) 表面粗糙度应用

表 3-14 为常用表面粗糙度应用举例。

表 3-14 常用表面粗糙度应用举例

R_a	应 用 举 例
12.5	多用于粗加工表面非配合表面,如轴、齿轮的端面和倒角,不重要的安装支承面,如铆钉表面等
6.30	半精加工表面。用于不重要零件的非配合表面、紧固件的自由表面、不要求定心及配合的表面,如紧固件及其孔的表面、齿轮端面等
3.20	半精加工表面。用于与其他零件连接而不形成配合的表面、不重要的紧固件表面、低速下工作的滑动轴承和轴的摩擦表面、需要发兰处理的表面,如键和键槽的工作表面、不重要的紧固件螺纹表面等
1.60	要求有定心和配合特性的表面,不要求定心及配合特性的活动支持面、活动关节,传动螺纹工作面,低速转动的轴颈,三角皮带槽表面,电镀前金属表面,花键结合面等
0.80	要求保证定心和配合特性的表面,如定位销表面、与 G 级和 E 级轴承配合的表面、中速转动的轴颈、过盈配合孔 H7, 间隙配合的孔 H8、H9, 不要求定心和配合的活动支承面,如高精度活动球状接头表面等
0.40	要求长期保证定心及配合特性的孔 H7、H6, 与 D 级轴承配合的表面,工作时受反复应力的重要零件,与橡胶密封件配合的表面等
0.20	受反复应力的重要零件表面、并在工作时保持配合特性的表面,如轴颈、活塞,精确配合的孔 H6、H5, 与 C 级轴承配合的表面,液压系统油缸和活塞表面等
0.10	承受较大反复应力的重要零件表面,保证零件的疲劳强度、抗腐蚀性,保持配合特性,如精密机床主轴、阀的工作面等

(五) 在图样上的表示方法

1. 表面粗糙度符号

基本符号不能单独使用,见图 3-9(a)。

基本符号上加一短划,表示表面粗糙度用去除材料方法获得,见图 3-9(b)。

基本符号上加一小圆,表示表面粗糙度用不去除材料方法获得,见图 3-9(c)。

图 3-9(d)为加注技术要求及有关数据的图样。

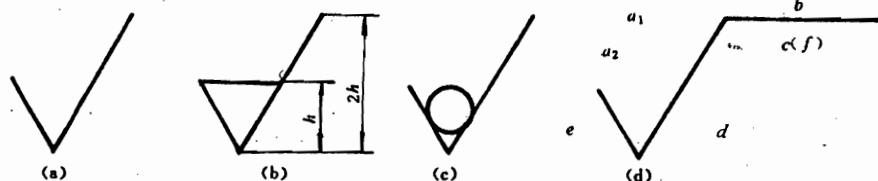


图 3-9 表面粗糙度代号

图中 h ——字高。

d' ——线型宽度, $d' = h/10$ 。

a_1 、 a_2 ——注粗糙度高度参数允许值(μm)。标注轮廓算术平均差值 R_a 时,数值前不用标注参数符号;标注轮廓微观不平度十点高度值 R_z 或轮廓最大高度 R_x 时,必需在数值前加参数符号。 a_1 为最大值, a_2 为最小值。只有最大值要求时标在 a_2 位置。

b ——注加工方法和镀、涂或其他表面处理,当需使用指定加工方法获得该表面时应注明。

c ——注取样长度(mm),它是指测量表面粗糙度值时的取样长度,如不按规定要求时应在此处注明。

d ——注加工处理方向符号,当对加工方向有要求时在此处注明,所有符号及其含义见图 3-10。

e ——加工余量(mm)。

f ——注取样长度内轮廓的单峰平均间距,其值前面用符号 S ;或注取样长度内轮廓微观不平度的间距的平均距,其值前面加符号 S_m ;或注轮廓支持长度率,其值前加符号 t_p 。

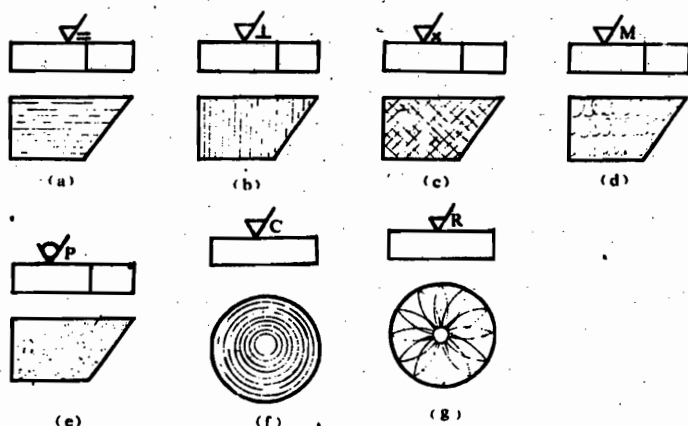


图 3-10 加工纹理代号标注

(a)纹理平行于标注代号的视图的投影面; (b)纹理垂直于标注代号的视图的投影面;
(c)纹理呈两相交叉的方向; (d)纹理呈多方向; (e)纹理无方向或呈凸起的细粒状;
(f)纹理呈近似同心圆; (g)纹理呈放射形

2. 图样上标注

(1) 一般注法

符号尖端从材料外指向表面,注在可见轮廓线、尺寸线、尺寸界限或其延长线上,也可注在引出线上,其数字与符号方向一致,见图 3-11。一个面一般只注一次,并尽可能靠近有关尺寸。

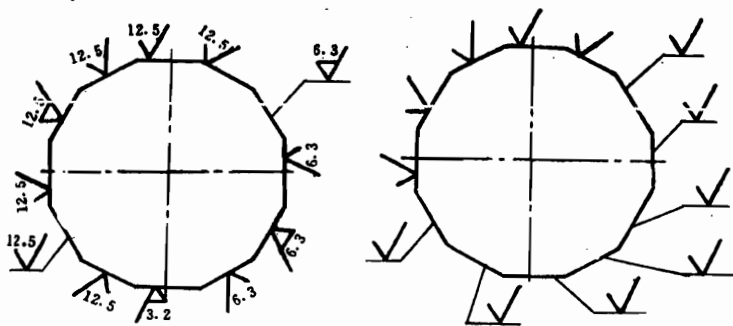


图 3-11 表面粗糙度代号在图样上的标注

(2) 简化和特殊标准

零件表面只有一种表面粗糙度要求时,可统一标注在图样右上角工艺栏内。

零件大部分表面具有相同粗糙度要求时,可不注在投影图上,标注在图样右上角工艺栏内,在符号前加注“其余”字样。

可以采用省略标注的方法,但所用简化代号,应在标题栏附近或附注内说明其含义。

同一表面有不同粗糙度要求时,应用细实线画出分界线,并注出位置尺寸。

零件局部热处理或表面处理的表面,用粗点划线画出其范围并注明相应要求,见图 3-12。

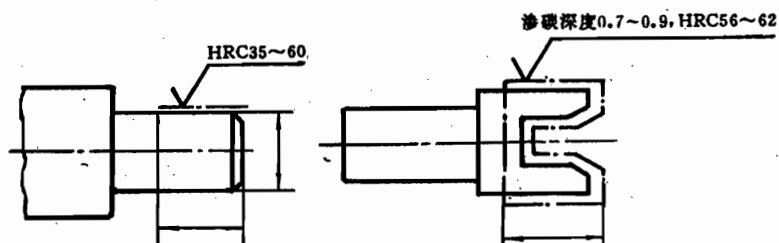


图 3-12 局部要求在图样上的标注

第4章 常用金属零构件和连接设计

目前就大多数飞机而言,其中90%~95%的零件是用各种牌号的轻合金和合金钢制造的,仅5%~10%的零件是用各种非金属材料 and 复合材料制造的。当然,随着新材料、新结构的进一步发展,上述比例无疑将会有所改变。

就飞机机体结构而言,零件按其外形和用途可分为构成飞机气动外形的薄壁零件,构成飞机刚性骨架的骨架零件,起落架和操纵机构零件以及内部设备及其支持、连接用零件等四大类。按零件的结构材料和工艺特性也可分为四大类,即钣金件、机械加工件、非金属材料件和复合材料件。机械加工件的毛坯材料除工厂直接提供的各种棒材、板材、型材之外还有锻件、铸件、焊接件等半成品毛坯。随着技术的发展也可直接用精锻件、精铸件代替某些机械加工件。本章主要内容是阐述钣金件和机械加工件,包括锻件、铸件、焊接件等金属零件的设计要求和设计基本知识,此外将对金属零件间常用连接方法设计的基本知识进行介绍。

4.1 钣金件设计

一、概述

钣金零件是飞机结构的主要组成部分之一,按零件图号统计,从目前看,它约占全机零件的3/4左右,因此钣金零件设计的好坏对全机关系很大。飞机结构的钣金零件可按照其用途和形状分类,见表4-1。

表4-1 各类钣金件的形状、用途及成形方法

零件分类	蒙皮		内部钣金零件			型材零件	
	单曲度	双曲度	平板零件	平面弯曲零件	拉深零件	板弯型材	挤压型材
用途举例	机翼、机身蒙皮		腹板、垫片	翼肋、隔框	角盒、容器	框缘、长桁、梁、缘条、加强型材	
常用成形方法	滚弯、压弯	拉形、爆炸、旋压	铣切、冲切	弹性模成形(橡皮成形)、爆炸成形	落压、高压橡皮成形	压弯后滚弯或拉弯	滚弯或拉弯成形
常用材料	LY12CZ、LC4、LY12CS,不锈钢或钛合金,LF2、LF6或LF21,镁合金(如MB8等)						

1. 蒙皮零件

蒙皮零件既是气动外形零件,又是受力结构元件,要求外形准确、流线光滑,特别是机翼前缘等外形要求较高的部位。蒙皮有单曲度、双曲度蒙皮。单曲度蒙皮一般用滚弯或压弯法制成。滚弯是用几个滚轮(轧辊)的位置来调整曲率。压弯只有局部材料发生弯曲变形,其他部分仍保持平板状态。双曲度蒙皮则用拉弯法成形。拉弯法在钣金弯曲的同时受拉,这可使零件成形时更好地贴模,成形后的回跳也较滚弯法小。

2. 内部钣金零件

这类零件有框、肋类平面弯曲零件、腹板和垫片类平板零件以及角盒等拉深零件。普通框、肋常为直接用平板压出凸缘弯边的平面弯曲零件,而加强框、肋一般是在腹板平板上铆上作为缘条的角形、T形等型材的组合件,腹板上常铆有加强型材。框、肋类零件除常带有弯边外,有时还有长桁缺口,腹板上则常有带弯边或不带弯边的减轻孔以及加强槽(窝)或各种开口。这类零件通常用弹性模成形,即用金属凸模作成形模,而凹模用橡皮垫代替,故也称之为橡皮成形。

3. 型材零件

型材零件多用作机翼和机身的长桁、加强框(肋)和梁的缘条以及加强支柱等。一架飞机的型材零件可达三四千之多,其中大多数采用挤压型材,少部分用板材弯制而成。型材零件上常有以下陷、斜角等。型材与蒙皮连接时根据需要可能弯曲成圆弧形(如框的缘条)或单曲度、双曲度外形,其成形方法见表 4-1。

二、钣金零件的设计要求以及实施设计要求的基本措施

在设计零件时应综合考虑零件的功用、受力型式、零件之间的连接方式以及工艺性等诸多因素进行合理的设计。对钣金零件一般有以下设计要求和措施:

1. 合理的受力型式和连接方式

由结构力学可知,薄板一般适宜承受板平面内的剪流和拉伸应力,在没有加强件时,承压能力很小。因此为保证受力的合理,钣金零构件常采用由薄板和杆(型材)组成的板杆结构受力型式。其中薄板(如翼肋的腹板和蒙皮)主要承受分布剪流;轴向拉、压载荷,包括翼肋平面内或机翼盒段的弯矩引起的轴力,则主要由型材构成的肋缘条或长桁来承受。厚板有时也承受部分正应力(视板厚度)。特别要注意的是薄板不宜受集中力,否则很易撕裂。因此,遇有集中力时必须沿力的方向布置杆件(如型材)或角盒以使集中力扩散成分布剪流。正是鉴于同样的原因,薄板零构件与其他零构件连接时应采用分散连接的方式,如用一组铆钉或胶接等,而不宜仅用一二个大螺栓与薄板零件相连,以免形成较大的集中力。图 4-1 所示翼肋下方有接头传来的集中力,肋上布置有用分散连接与肋相连的角盒将 P 力扩散成分布力传到肋的腹板上即是一个合理的设计。

2. 减轻重量

减轻重量的措施已在第 2 章中详述。设计时应根据受力情况将不参与受力的部分材料切除,同时钣金零件(如肋的腹板)上常开有减轻孔,以及采用长桁切端等设计措施(图 4-2)。

3. 合理选择材料及原材料的供应状态

表 4-1 中列出了钣金零件的常用材料,可根据需要合理选用。它们的适用范围如下:

铝合金

LY12CZ 用于常温下($<100^{\circ}\text{C}$)工作的一般受力零件;

LY12CS 用于较高温度下($<170^{\circ}\text{C}$)工作的受力零件;

LC4 用于常温下($<100^{\circ}\text{C}$)工作受力较大的零件,它静强度高,但缺口敏感性较大,疲劳极限较低,应力腐蚀倾向较高;

LF2、LF6 等 用于成形时变形量大的零件(如整流罩),耐腐蚀性能、焊接性能较好。

不锈钢和钛合金 可用于 200°C 以上热影响区的蒙皮。不锈钢(如 1Cr18Ni9Ti)一般用于

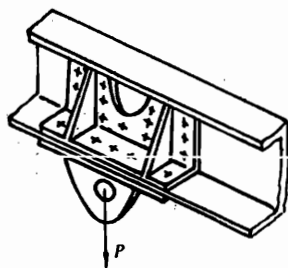


图 4-1 加强肋上受
y 向力 P

重要受力零件。钛合金具有比强度高、耐高温、耐疲劳、耐腐蚀等特点,已越来越多地被采用。

镁合金(如 MB8) 用于受力不大的零件,可减轻结构重量。

为了改善钣金零件的成形工艺性,还应选择合理的原材料供应状态。如变形量不大时,可选用淬火状态的毛料;若必须以退火状态成形,则应选择退火状态毛料,成形后再淬火,但此时材料性能较原有淬火状态将有所下降。

4. 钣金零件常用的设计补偿形式

由于钣金零件制造公差较大、且较易变形等原因,对于有外形、内形或定位要求的零件应采用补偿措施。常用的补偿有重叠补偿、间隙补偿和加垫、锉修等形式补偿。如翼肋与梁腹板、蒙皮、长桁的连接处常利用原设计的零件分离面或增加零件的分离面,然后用角材、角片进行间接连接或直接搭接的方式连接,重叠部分即给出足够的补偿尺寸(图 4-3),这类方法在钣金零构件上得到广泛应用。在设计钣金件组合成的构件时,两钣金件的端头之间以及叠合零件的圆角部分应当有一定间隙,即间隙补偿(图 4-4)。对于具有曲线外形且刚度较大的零件,如机翼大梁缘条,则可采用加垫或加厚垫后锉修或铣切外形的补偿办法使之与蒙皮更好地贴合(图 4-5)。

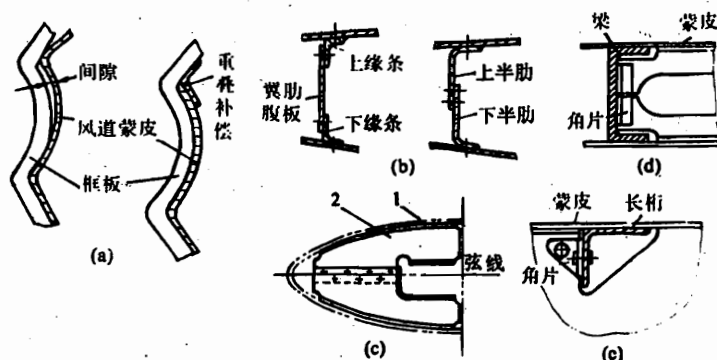


图 4-3 飞机结构中的重叠补偿形式

(a)风道蒙皮的补偿;(b)翼肋分上、下缘条与腹板铆接;(c)翼肋分上、下两半铆接;(d)肋用角材与梁腹板间接连接;(e)肋用角片与长桁连接

5. 设计钣金零件时结构要素(如弯边、下陷和减轻孔等)均应尽量规格化、标准化,并在一个零件上力求减小规格数量。同一零件上的弯边、弯边孔和加强槽等应朝向同一方向以简化设计与工艺。

6. 蒙皮和型材零件的外形设计应力求采用单曲度,避免双曲度;蒙皮的周边也应尽可能简单(如直线、折线),这样不仅便于成形和剪裁,也容易保证尺寸精度。若零件外形能用简便的数学模型表达,将便于 CAD/CAM(计算机辅助设计与制造)的应用。当蒙皮上有局部附加成形,如中间的鼓包等,可将这部分分割出来作为一个单独的零件以提高机械化成形的可能性。为了避免型材外形出现扭曲而难以加工,在机翼上的长桁应按等百分比线布置,机身上应在通

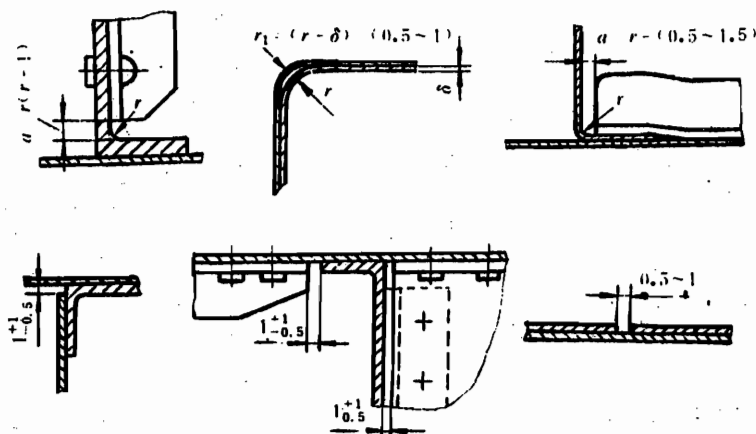


图 4-4 组合件应留有必要的间隙

过旋转轴的平面内,肋则应与梁垂直以免造成变斜角弯边给加工造成困难。

三、钣金零件的结构要素

各类钣金零件由于它们有共同的结构特点和成形工艺特点,因而有一些共有的结构要素,主要有以下几方面:

1. 弯曲半径和弯边

(1) 弯曲半径是指钣金弯曲后零件的内圆角半径 R 。弯曲半径太小,材料易在弯曲时破裂,故应根据弯曲角度、板厚 δ 、材料来选取 R 。如果是直线弯边,对于 LY12M 等可取 $R \geq 2\delta$;对于 LF21M、20 号钢可取 $R \geq \delta$ 。弯边的高度 b 则可取 $R + (3 \sim 5)\delta \leq b \leq 50\text{mm}$ (图 4-6)。

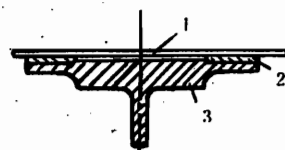


图 4-5 垫片、垫条补偿
1—蒙皮;2—铝垫条;3—梁缘条

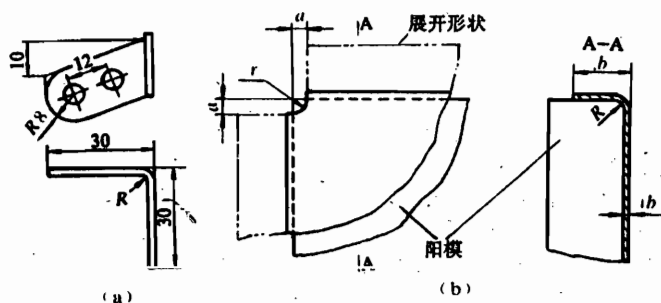


图 4-6 弯曲半径和直线弯边

(a)弯曲半径;(b)直线弯边的高度及止裂孔

若同一直边仅有一部分弯曲时,最好采用图 4-7 的形式,即在弯和不弯的分界处设计过渡圆角 r 或切口,并留有间隙 a (图 4-7(a));若弯边要比不弯边缩进些,则还应留一足够大的间隙 b (图 4-7(b)),以免产生裂纹和应力集中。

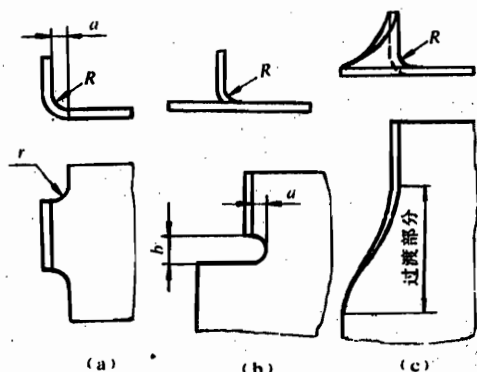


图 4-7 直线弯边的几种形式

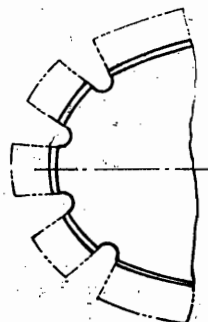


图 4-8 某翼肋前缘弯边开的缺口

(2) 若钣件互相垂直的两直边均要弯曲则应该用圆角 r 相连, 即设计有止裂孔(图 4-6 (b))。

(3) 若弯边要双向弯曲, 那么弯边的许可最大高度与材料、板厚以及凹、凸边半径有关。若弯边高、而凸边半径小(如翼肋前缘处), 为避免弯边起皱、开裂可开一些缺口(图 4-8)。

(4) 框、肋零件的弯边一般带有弯边斜角。当弯曲角(指钣件弯曲时所经过的角度)小于 90° 时叫开斜角; 等于 90° 时为无斜角; 大于 90° 时为闭斜角(图 4-9)。闭斜角加工困难, 应尽量避免采用。此外框、肋零件上的各种弯边和加强窝(槽)应力求向同一方向, 避免反向(图 4-10)。

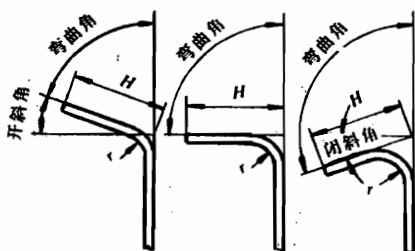


图 4-9 弯边的斜角

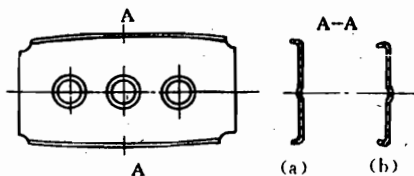


图 4-10 零件的弯边方向

(a) 合理; (b) 不合理

2. 减轻孔和加强窝、加强槽

减轻孔是为减轻零件重量开的孔。当减轻孔带有 60° 或直角弯边时还可增加腹板的刚度。

加强窝、加强槽并不切除掉零件的材料, 只是在腹板上压出圆形窝或长形槽。由于压出的窝、槽增加了腹板的刚度, 可作为弱支柱起支持作用, 因而可提高腹板的剪切或压缩失稳临界应力。

3. 下陷与凹陷

(1) 下陷 为保持外形平滑, 当有别的零件通过时本零件上应制下陷。下陷有平面下陷(图 4-11(a))和侧下陷(图 4-11(b))两种。下陷若有斜角 α 时, α 应在 $45^\circ \sim 135^\circ$ 之间, 按 15° 的倍数选取。

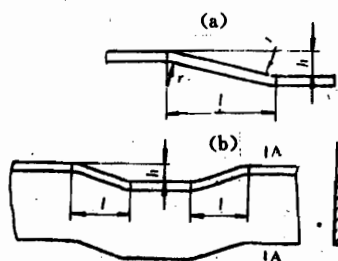


图 4-11 下陷的两种形式
(a)平面下陷;(b)侧边下陷

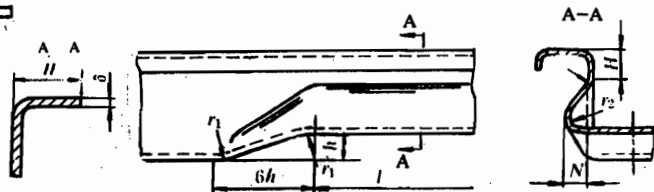


图 4-12 钣弯型材的下部凹陷

(2) 凹陷 钣弯型材因结构需要可用凹陷代替下陷。此时只使型材的局部材料凹陷,而不是如同下陷那样使型材的整个截面位移。凹陷只适用于型材的上部和下部,不适用于型材侧面(图 4-12)。

4. 长桁缺口

在框、肋类零件上有时为了让长桁通过而开有缺口,缺口的形状有不等边三角形、槽形、梯形等(见图 4-3(e))。

需要注意的是以上所述各结构要素一般均应按标准从手册中查阅选取,并尽量在同一零件上减少规格的数量以简化设计与工艺。

钣金零件还有复杂形状和深拉伸的压延零件,它们的设计特点此处不再详述,可参阅有关手册和资料。

4.2 机械加工零件的设计

一、概述

机械加工是切削加工中的一种。切削加工除此外还有化学铣切加工和电解加工。飞机上的大部分零件不论其半成品毛坯是锻件、铸件、焊接件,还是工厂直接提供的板材、棒料或型材,一般最后都要经切削加工来达到设计要求。在上述三种切削加工方法中以机械加工方法使用最多。特别是随着数控加工技术的发展和飞机战术技术性能的不断提高,机械加工件的数量,包括大型整体机械加工件的数量,以及机械加工的制造劳动量都呈增长趋势,图 4-13 所示某歼击机系列所反映的增长情况就是一个例子。因此,改善机械加工件的设计有重要意义。本节将就机械加工零件的设计进行阐述。

机械加工的方法有车、铣、刨、磨、钻、铰、镗等,比较先进的有三坐标、四坐标或五坐标数控铣切和仿形铣切等。

机械加工零件按其结构-工艺特点可分为以下几类:

1. 起落架和作动筒等轴筒类 主要加工内、外圆表面与锥形表面,常带深孔,有的带叉耳,一般用车、镗、磨、铣。
2. 叉耳、摇臂类 也包括支座、梳状接头等,主要加工侧面(铣)和孔,并常可成组加工。
3. 接头类 有盒形件、支臂、十字接头和接管嘴等,主要加工连接处,大多为铣切和孔的

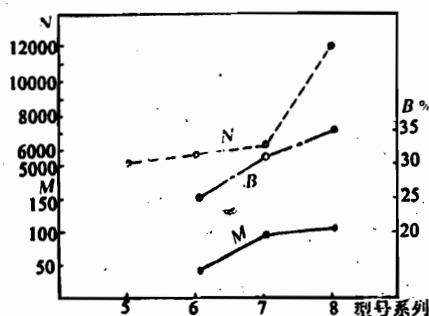


图 4-13 某歼击机系列机械加工件件数和制造劳动量的增长趋势

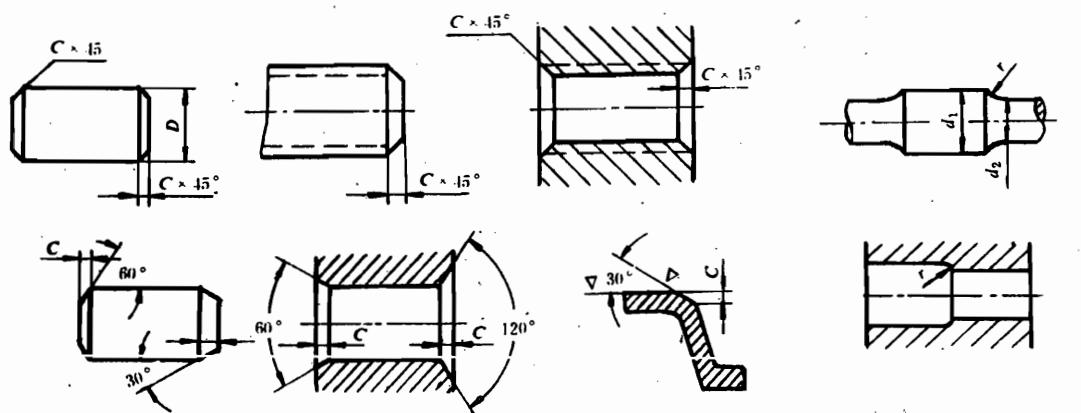
N、M—分别为每架飞机结构中机械加工件和大型整体机加件的件数；

B—机械加工制造劳动量占全机劳动量的百分数

的某些结构要素，如倒角、圆角、退刀槽等的表面。下面将介绍这些加工表面在设计零件时要考虑的因素。

1. 倒角

一般机械加工的轴和孔(包括带螺纹的轴和孔)其端头常加工出倒角(图 4-14(a))，这是为了便于装配及操作时的安全。倒角的大小和宽度与孔、轴的直径有关，可从标准中查得，通常为 45° ，也有加工成 30° 、 60° 的。螺纹端面上的倒角宽度应等于螺距，以便于装配。



(a) 倒角的形式

(b) 阶梯形孔、轴用圆角连接

图 4-14 倒角和圆角

2. 圆角连接(倒圆)

当孔、轴的直径在零件上有变化时会形成阶梯形表面，为防止在直径变化处的尖点因应力集中而断裂，常用圆角连接(图 4-14(b))。圆弧的大小与台阶形孔、轴的直径有关，可查标准。

3. 退刀槽

在孔、轴、螺纹零件的表面和某些零件的端面为配合面时需要加工。为了便于加工刀具或砂轮的退刀应设计有退刀槽(图 4-15)。

加工。

4. 型材类 一般是铣切端头或剖面的一部分。

5. 圆盘类 一般厚度较小，主要是加工端面，如盖、隔板等。

6. 整体结构件 如整体翼梁、翼肋、框和整体壁板等。这类零件的特点是结构较复杂，外形尺寸较大，要求较高，加工时易变形。当采用机械加工方法制造时主要是用数控机床铣切或仿形铣切。

二、机械加工零件的结构要素和加工表面的设计

以上介绍了各种类型的机械加工零件，尽管它们的功用和结构形状有所不同，但从机械加工的内容看不外乎是加工零件的各种表面——如平面、内外圆柱面(孔、轴)、螺纹面、型面(球面、弧形面)、槽以及机械加工零件

要特别注意的是以上结构要素均应标准化,在同一零件上结构要素的尺寸应尽量统一,这样可减少刀具种类和加工工序。实际上对于同一零件上同一类型的尺寸(如图 4-16 中的各圆角)可能的话也应统一,并应与标准刀具相适应,以增加加工的简易性。

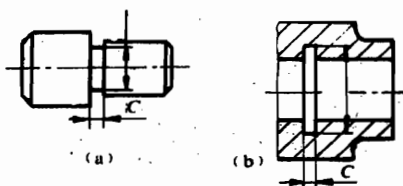


图 4-15 退刀槽的设计
(a)轴上的退刀槽; (b)孔内的退刀槽

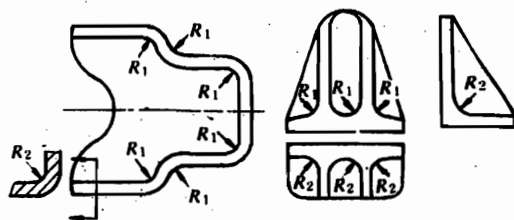


图 4-16 圆角半径统一

4. 在设计加工表面时应尽量以外部加工表面代替内部加工表面,特别是起落架、作动筒等某些深孔零件,如图 4-17 所示深孔孔壁上的环形槽加工困难,不仅效率低,且质量难以保证;若将环形槽改在与其配合的杆上将明显提高加工的简易性。

5. 孔的设计

为加工好孔的表面,以下几点应加以注意:

(1) 尽可能采用通孔,不采用盲孔。这样便于采用拉削和高速铰孔等生产率较高的加工方法,可改善工艺性。

(2) 孔的轴线应与加工部分的零件表面以及相对于基准面垂直。否则,前者可能使钻头沿斜面单边切削,影响加工质量;而后者就要用较复杂的转动夹具加工(图 4-18)。

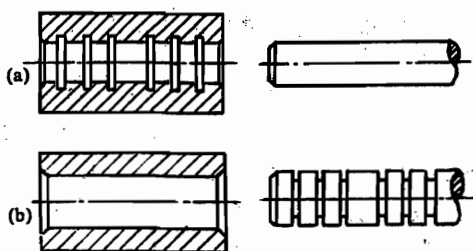


图 4-17 将孔壁上的密封环槽改在杆上
(a)改进前; (b)改进后

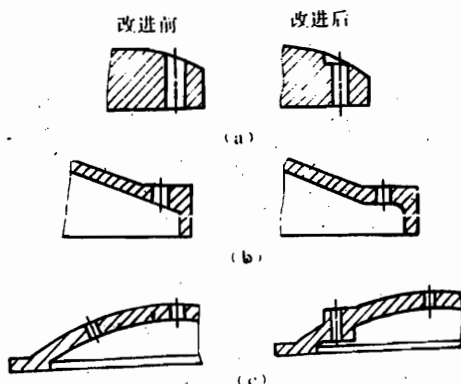


图 4-18 孔的轴线应垂直于零件表面和加工基准面

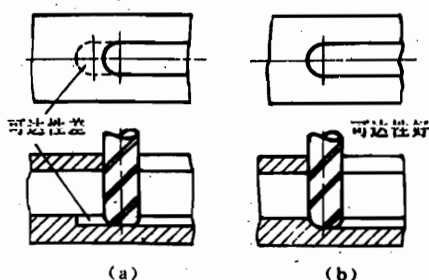


图 4-19 加工可达性对比举例
(a)设计可达性差; (b)更改后可达性好

(3) 在精加工的直孔和车制螺纹的加工区内最好不要有侧孔,因为此时在侧孔处易出现断续切削,易打刀并影响孔的精度和降低表面粗糙度。

6. 在设计零件时必须注意到加工表面的可达性要求,即应有足够的工艺通路,开敞性好。图 4-19 中的(a)就有不可加工的表面,而(b)的设计可达性就好。

7. 不论是何种加工表面,在满足要求的情况下应把精加工面限制到最小(图 4-20)。这样不仅可减少切削工作量,同时小面积切削较之大面积更便于保证加工质量。为此当零件上不需要加工的表面时应与必须加工的表面明确分开。

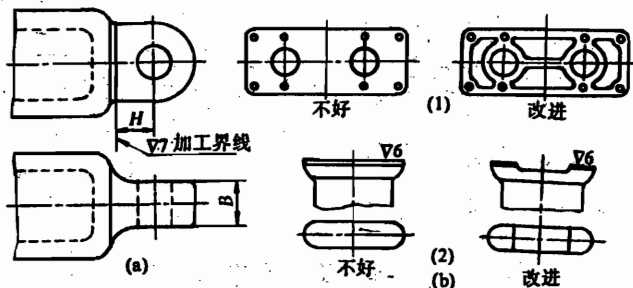


图 4-20 尽量减小加工表面

(a) 将加工面与非加工面明确分开; (b) 尽量缩小精加工面

三、机械加工零件的设计要点

以上阐述了有关机械加工零件常用加工表面的设计,它们也属机械加工零件设计的注意事项,但主要是为了改善零件的工艺性而提出的。除此之外,为了满足零件设计的全面要求,下面将结合机械加工零件的结构-工艺特点对其设计要点作一较全面的介绍。至于机械加工零件的一般设计要求与第一章中阐述的内容类同,此处不再赘述。

(一) 在保证零件强度、刚度条件下尽量减轻零件重量,进行合理设计

1. 零件上力的传递路线应力求最直接、最短;受载对称,避免偏心,以免出现附加的偏心力矩;在集中力传递方向上应加筋条;去掉不增加强度的多余材料(参见图 4-21)。合理的受力型式和内部设计不仅能很好地保证零件的强度和刚度,而且将有利于充分发挥材料的潜力,减轻重量。减小偏心力矩还可提高零件的疲劳强度。

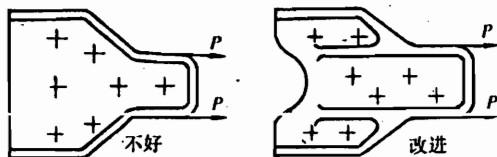


图 4-21 在集中力传递方向应加筋条;去掉不增加强度的多余材料

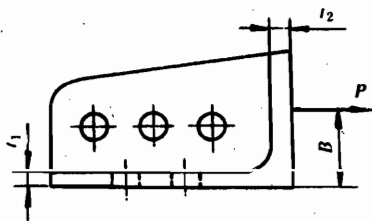


图 4-22 有偏心时盒形件设计;有多排孔时,孔的位置应交错排列

2. 若接头受载时由于连接需要而无法避免偏心时,则应适当加强相应部位,以满足局部弯曲强度和刚度的要求。图 4-22 所示盒形件的端头部分,其壁厚就应适当加大($t_2 > t_1$)。

3. 一般机械加工零件经常用螺栓等紧固件与其他零件相连。当有多排连接孔时,就静强度而言,孔的位置宜交错排列,以免对某一截面削弱过大(图 4-22)。

4. 当零件上(例如整体梁的腹板上)因结构需要开孔时,孔的边缘应局部加强、加厚。

(二) 提高零件的疲劳强度, 精心地进行细节设计

对重要的接头类机械加工零件以及整体梁、整体壁板、整体框(肋)等重要受力结构件, 除静强度要求外, 常同时提出疲劳、断裂设计要求。为提高其疲劳、断裂强度, 除合理选用材料, 如选用对裂纹敏感性较低的材料(如 LY12)或断裂性能较好的材料(断裂韧性 K_{IC} 高, 材料的裂纹扩展速率 da/dN 小等)之外, 很重要的方面是必须注意零件的细节设计。

1. 减小应力集中和局部高应力

应力集中是产生疲劳裂纹的主要因素, 所以减小应力集中和局部高应力是提高零件疲劳强度的重要措施。

(1) 避免零件的横截面急剧改变, 对有阶梯形结构的零件阶梯处应有大圆角过渡。

(2) 注意零件的对称性, 当不对称不可避免时要作必要的加强, 以防附加弯矩引起局部高弯曲应力。

(3) 当机械加工零件上设计有螺栓或铆钉连接孔时应加大孔的局部部位的厚度, 以减弱由于孔的削弱而在零件中产生的局部高应力, 降低工作应力水平。

(4) 避免一切尖角、锐边, 重视在零件上设计倒角、倒圆, 以防止装配时刮坏零件, 造成疲劳源。

2. 降低零件的表面粗糙度, 减少表面缺陷, 也可消除某些疲劳源。

3. 表面强化措施

由于疲劳裂纹大多数起始于零件表面, 因此提高零件的表层强度; 或使表层中产生很大的残余压应力用以抵消促使裂纹扩展的拉应力, 经研究证明这些措施都是有效的。这类措施常用的有以下几种: 表层渗碳、渗氮、氰化、喷丸强化, 表面辗压、高频电表面淬火等。

有关提高疲劳寿命的设计措施的详细介绍请参阅有关的专著和手册。

(三) 合理选用毛坯材料

机械加工零件与其他零件一样, 其材料的选定经常是考虑各种因素后折衷的结果。最重要的是静态比强度、比刚度高, 还有抗疲劳断裂性能好。此外, 还要考虑环境稳定性、耐腐蚀等。对运动的零件还应考虑耐磨性。对于与复合材料相接触的零件特别要注意电化学腐蚀, 此时一般宜选用钛合金。在合理的成本条件下考虑材料的成本和制造特性也是需要的, 例如, 钛合金的机械加工切削性能就较铝合金和钢差。从切削加工性能方面看, 同一种材料的毛坯供应状态不同, 切削性能也会有所不同, 应合理选择:

1. 采用铝合金时要选淬火状态(Z 状态)的毛坯。因为淬火状态(M 状态)的材料切削性能不好, 切削时易粘刀, 影响零件表面的粗糙度。而零件加工完后再淬火可能引起很大的变形, 矫正困难。

2. 选用变形小的材料。例如制作整体壁板应优先选用预拉伸厚铝合金板作毛坯。它在加工过程中的变形就比热轧铝板要小得多, 便于使用精度高、效率高、自动化程度高的数控机床和便于应用 CAD/CAM 技术。

3. 选用切削余量小的毛坯。如形状复杂而且准确度要求高的机械加工零件可选用模锻件或铸件作毛坯, 这样不仅可大大减少切削加工量, 同时也有利于提高零件的整体性, 减少装配工作。但这也不是绝对的, 如产量少、批量小的飞机, 用模锻件就可能不合适, 会延长生产周期, 增加成本, 此时选用预拉伸厚铝板可能更为合理。

(四) 零件的基准有三种: 设计基准、工艺基准和检验基准。设计基准是根据零件在飞机结

构中的特点及设计要求所选定的线和面,如轴、筒类零件的轴线等。工艺和检验基准是根据零件在加工、测量及装配方面的要求所选定的线和面。设计时应力求设计基准与工艺基准一致,这样可减少加工时的定位误差,保证零件的加工精度。尺寸标注要注意从基准标起,并要符合加工顺序,避免尺寸换算。如设计基准与工艺基准不能统一,则结构设计中的重要尺寸应从设计基准标起,而其余的非主要尺寸则尽可能从工艺基准标起。

(五) 按零件的功能要求合理选用尺寸公差和表面粗糙度的等级要求,减少加工成本。有关要求可从手册中查得。

目前飞机结构上的大型整体结构件的件数显著增加,这类零构件很具有飞机结构特色和一些特有的设计、工艺特点,为此我们将它单独作为一个问题在下面予以介绍。

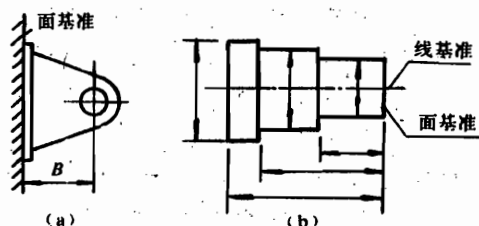


图 4-23 尺寸标注应从基准标起
(a)面基准; (b)面基准和线基准

四、机械加工整体受力构件的设计

飞机上的整体结构件有大型整体壁板、整体受力构件(梁、框、肋)和整体座舱盖骨架等。座舱盖骨架受力不大,但气动外形准确度要求高、协调关系复杂,有关它的设计此处不作介绍。以下我们主要以整体壁板和整体梁、肋等为典型,介绍整体构件的设计和工艺特点。

(一) 整体受力构件的优缺点

整体构件是用一个毛坯整体加工而成,其优点如下:

1. 结构的总体和局部刚度好,在保证同样强度、刚度情况下一般可减轻重量,如整体壁板与铆接壁板相比可减重达 20%。
2. 适于在计算机上进行优化设计,便于结构参数的选择,也便于实现等强度设计。
3. 外形准确。整体壁板还因减少了连接铆钉,可使表面更加光滑,减小气动阻力。
4. 大大减少了零件和连接件的数量,简化了协调关系,减少了装配工作量。同时也减少了应力集中和钉孔对构件截面积的削弱,于疲劳强度和静强度都是有利的。与组合式构件相比,还可免去接头和连接件(紧固件)的重量。
5. 整体壁板、整体梁、整体肋是整体油箱的最好结构件,可提高油箱密封性,并减少密封材料用量。

其缺点是整体受拉壁板的止裂性能有时不如铆接壁板好。装配时往往可能引起整体壁板因有拉伸或因其他一些原因产生残余应力,因而较易引起应力腐蚀。此外加工设备较复杂。

(二) 整体构件常用的毛坯材料和加工方法

整体结构件常用的材料有铝合金(如 LY12、LC4、LD5 等)以及合金钢(主要有 30CrMnSiA 等,用于受载较大的梁)。整体件的加工方法,以整体壁板为例就有机加工、化学铣切等多种,本节只介绍其中最常用的机械加工制造的整体件,主要的机械加工方法为四、五坐标数控铣切和仿形铣切。一般整体壁板常优先选用预拉伸厚铝合金板作毛坯。整体梁、肋也可以,但此时切削工作量较大,材料利用率差。当整体梁、肋的缘条高度超出现有的铝板厚度时、或其设计强度对零件材料纤维方向有较高要求时,可选用模锻件作毛坯。对于合金钢则最好选用模锻件作毛坯,且应适当精化,力争有较多部位不用切削加工和少切削加工。

(三) 整体件的设计要点

整体壁板和整体梁等从外形看一般均具有气动外缘,对形状要求高,且大多为飞机的重要受力构件,承受较大的载荷,因此设计上有以下考虑:

1. 选取合理的剖面形状。剖面形状的选定有多方面因素,但最重要的是受力合理。如整体梁、肋的主要内力多为构件平面内的弯矩和剪力,因此剖面形状应有利于承弯,一般带有缘条,且惯性矩 J 应较大,且力求受力对称。如为工字形,也可用 Γ 形(图 4-24)。而整体壁板主要是受轴向拉、压的长板,一般在板上应布置平行的、或放射性的纵向筋条,也可以布置成纵、横筋条,剖面形状一般也有工字形或 T 形。由于受压板有失稳问题,所以如从受力合理而言,工字形剖面的 J 值较大,更有利些。但如果从改善构件加工性能考虑, Γ 形、 $\perp$ 形剖面的构件其加工可达性显然更好些。另外整体壁板的纵、横筋条的尺寸尽可能分别统一为好(图 4-25)。

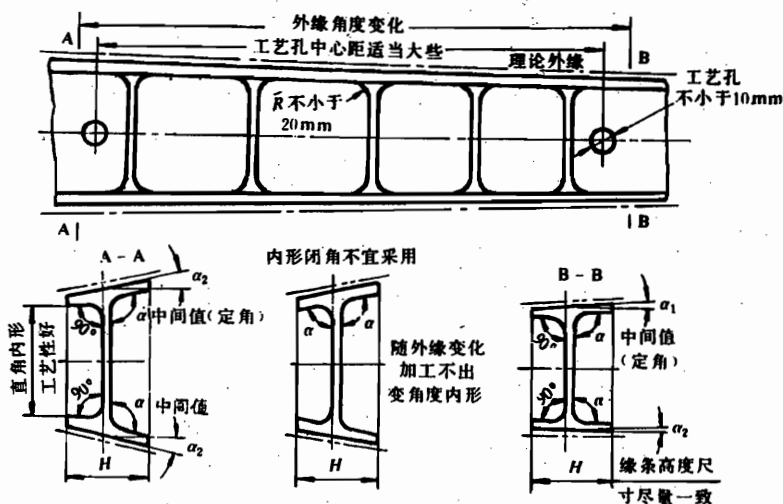


图 4-24 内形有(变)斜角的梁

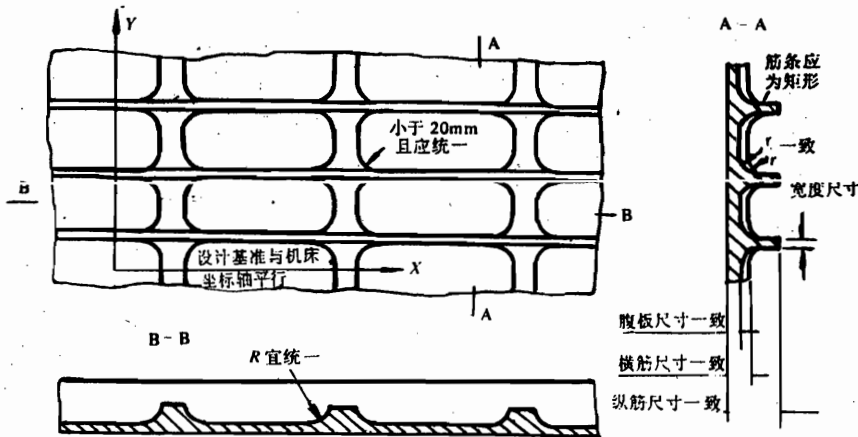


图 4-25 整体壁板结构设计示意图

2. 整体梁、肋沿构件纵向的截面形状变化不宜太多,以免加工困难。它们的缘条一般带有斜角,此时应尽量避免设计成小于 90° 的闭斜角(图 4-24),否则将无法用普通铣床加工;在使用数控机床加工时,也会增加编程的复杂性。如果缘条沿构件纵向为变斜角时变化范围不要超过 $\pm 30^\circ$,否则可能不仅要分段加工,还要再锉修,增加加工的难度和工作量。

3. 整体构件的内形,如梁(肋)缘条与腹板、整体壁板的筋条与底板的交界处应用圆弧相连。此时必须注意圆弧半径的大小应与加工方法及使用的切削刀具相适应。如图 4-24 所示的梁腹板上的加强筋与缘条之间的圆弧是用圆柱形铣刀加工的,其连接圆弧半径 R 一般不小于 20mm ;而梁或整体壁板内形底面的圆弧是用铣刀底侧刃形成的,该半径 r 不宜过大,一般应取 $r=0.5\sim 5.0\text{mm}$ (图 4-26)。

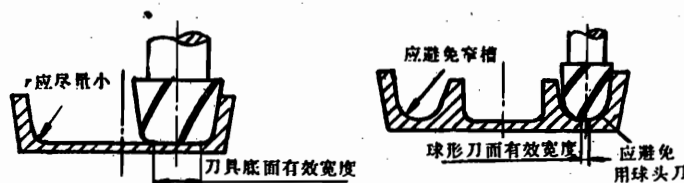


图 4-26 对构件内形底面(或腹板)的圆弧 r

4. 一个构件上相同类型的几何尺寸(如圆弧半径)应分别统一。

5. 基准要求。整体构件,特别是整体大梁,形体复杂,加工部位繁多,一般有几十道,甚至有几百道工序,因此设计时要考虑有稳定可靠的基准面。一般采用一个较大的平面和两个工艺孔(图 4-24)。应尽可能将加强筋集中布置在腹板的一个面上,这样可将腹板的另一个面作为工艺基准面,使基准面尽可能大些,定位可靠性好。

4.3 锻件设计

一、锻件的优点及在飞机结构中的应用

金属材料锻造时,在形状改变的同时,其内部组织与机械性能也得到改善,因而制成的零件承载能力大,且能承受较大的交变和冲击载荷,抗疲劳性好,而且模锻生产效率高,故一般飞机上受力较大的零构件,如整体梁(肋、框)、机翼-机身的连接接头、平尾转轴、起落架支柱等重要零构件以及一些受力不大的接头大多采用锻造方法制成的毛坯。

二、锻件的常用材料和锻造方法

1. 常用材料

锻件可选用的材料很多,有各类结构钢(如 25、45 钢和 30CrMnSiA 等)、不锈钢(如 1Cr18Ni9 等)、铝合金(如 LY11、LD5、LD10、LC4 等)、镁合金(MB15 等)和钛合金(如 TC4),这也是锻件应用范围较广的原因之一。

2. 锻造方法及其选用

锻造方法有模锻和自由锻两种。自由锻制成的毛坯切削加工量大,但它不需专制锻模,因而适合于单件或小批量生产。模锻则能锻出形状复杂、精度高的毛坯,只留较小的加工余量,可

大大节约材料,减少机械加工的工作量。要注意的是,由于模锻时对零件的最小厚度有一定要求,所以如果零件受载不大,从强度或构造看不需要那么大的厚度,然而可能因工艺要求不得不增加厚度时,可能会引起重量有所增大。因此模锻件一般特别适用于制作受载较大的零件,由于其性能好,一般能使重量减轻。有时考虑到模锻的生产效率高,而最小壁厚又与零件的尺寸、剖面形状等多种因素有关,因此只要符合模锻件的结构-工艺特点,即使对于有些受力不大的支臂、接头,特别是数量较大时,也常用模锻件作机械加工件的毛坯。目前,随着工艺技术的发展,也可直接用精锻件来代替机械加工件。有资料介绍,美国的 F-14 型战斗机在批量生产时,就有 75% 的机械加工件用精锻件、精铸件代替。

三、模锻件的结构要素

由于模锻件的加工方法,模锻件有一些共有的结构特点——结构要素,主要有以下几点:

1. 模锻斜度

为了便于从锻模内取出锻件,锻件应有模锻斜度。一般外模锻斜度 $\alpha=7^\circ$,内模锻斜度 $\beta=10^\circ$, $\alpha < \beta$ (图 4-27)。但它们随材料种类及尺寸——高宽比 h/b 而变,详细的数据可查手册。

2. 腹板厚度

该厚度的大小对锻压能力、锻模磨损、零件质量有很大影响。腹板越薄,金属变形阻力越大,需要的锻压能力和锻模磨损也就越大;过薄的腹板在模锻时会很快冷却,影响产品质量。一般腹板厚度(图 4-27 中的 δ)的最小值应根据零件在分模面上的投影面积大小、零件的剖面形状、材料三者来定,具体可查手册。

3. 模锻零件上常布置筋条以增加刚度。筋条的高度 h 、厚度 b 和筋条的间距 a 等参数互相有关。一般 h 不应超过 $(5\sim 7)b$ 。筋条的最小间距主要由筋条高度决定,筋条越高, $a_{\min}$ 越大;而筋条的最大间距 $a_{\max}$ 主要由腹板厚度决定,腹板越厚, $a_{\max}$ 可越大(图 4-27)。

4. 圆角半径

为了避免应力集中,零件所有转接处都有圆角过渡。一般 $R_2 > R_1$,具体视材料和筋条高度 h 而定(图 4-27)。

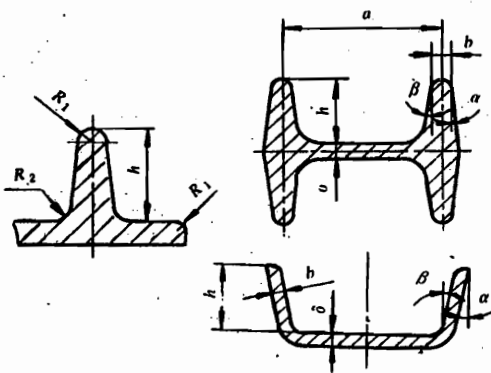


图 4-27 模锻件的结构要素

四、模锻件设计要点

飞机结构上的锻件一般都要经机械加工。因此设计零件时,凡是需要加工的部位,都应根据设计要求按有关机械加工的资料选择结构要素、加工精度和表面粗糙度。对零件的不加工表面,则按本节内容选择。

1. 尽可能使锻件整体化,用一个锻件代替一个组合件,以充分发挥模锻件可制作复杂形状零件的优点,减少零件和连接件的数量。

2. 外形设计

(1) 模锻零件的外形应力求简单、规整和对称,避免在大的受力锻件上有很多细小的支叉

或薄片,不然金属在锻造时不能很好充填锻模的这些部分。

(2) 尽量在零件上设计有筋条以提高强度和刚度。此时剖面宜采用开剖面,如工字形、十字形;也可用封闭式剖面,如工字形、U形,此时最好腹板的厚度大于筋条的厚度。

(3) 剖面过渡应力求变化均匀、平缓,避免急剧变形,以免成形时出现缺陷。剖面变化较大时要用较大圆角过渡。

3. 锻件腹板上尽量开减轻孔,以减轻重量、节省材料,但孔缘要加强、腹板上加中间筋,以提高零件的刚度(图 4-28)。

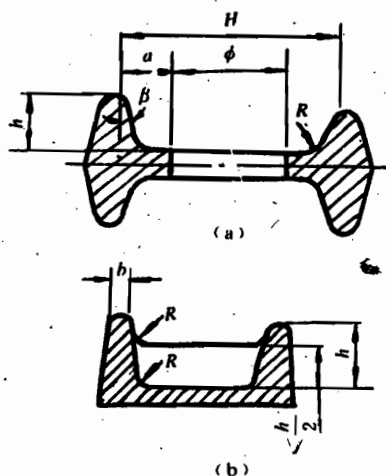


图 4-28 (a)减轻孔;(b)加中间筋

4. 对于锻造后材料纵横纤维方向机械性能差别大的材料,如 LC4 和 30CrMnSiNi2A 等,零件设计时应很好考虑纤维方向。一般情况下,受拉、压的方向应与纤维方向一致,受剪切力的方向应与纤维垂直。

5. 对于大型整体锻件,为了便于制造,或由于设备的限制,可由几个分锻件焊接或螺接而成。飞机上左、右对称的锻件,最好能设计成能用一个锻模生产出来。

6. 尽可能使锻件精密化以减少加工表面。对零件的不加工表面应注意设计的合理性和锻造的工艺性,并注上不加符号 ∇ 。

7. 合理选择分模面

模锻件由于是在上、下两半内成形,所以在零件上必然有分模面(在有的视图上表现为分模线)。

(1) 分模面的选择应考虑到它的位置和形状不会妨碍

锻件从模腔内取出,因此最好使它通过零件周长最大的部分(图 4-29)。

(2) 可能的话应使零件位于一个锻模内(如图 4-30 (b)),以便减少模具,且可避免两块锻模锻造时容易产生的错移现象(图 4-30(a))。

(3) 当分模面有曲折时,各段与水平线所成的夹角不能超过 60° ,以免造成错模和切边困难。一般说应力求不要有折角,而是一个平面(图 4-31)。

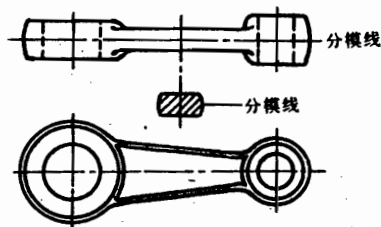


图 4-29 分模面的位置

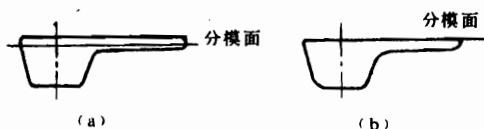


图 4-30 尽可能使零件在一个锻模内

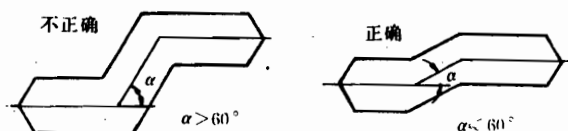


图 4-31 分模面折角不能太大

4.4 铸件设计

一、铸件的主要优缺点及其在飞机结构上的应用

铸造比锻造、机械加工等能更方便地制造出形状复杂的零件,而成本又比较低。然而由于铸件内部的组织结构比较松弛以及此种工艺方法带来的难以避免的某些缺陷,铸件的机械性能,特别是冲击韧性和抗疲劳强度不如锻件。鉴于上述特点,飞机上的某些受力不大而要求有一定刚度的零件常采用镁合金、铝合金铸件,如操纵系统的支座、起落架上的轮毂、座舱的骨架等,受力较大的零件则可用铸钢件。但一般受冲击和振动载荷的零件则不宜采用铸件。

二、飞机上铸件的常用材料和铸造方法

选择铸件材料时不仅要考虑结构强度,还应考虑加工性能。由于铸件一般都要经过机械加工,也即大多是作为机械加工零件的半成品毛坯,因此加工性能不仅要考虑铸造性能,同时还要考虑切削性能。

飞机上铸件的常用材料有铝合金,如 ZL101、ZL104、ZL501、ZM5 等,铸钢则有 ZG25、ZG35CrMnSi 等,另外还有镁合金和耐热合金。

常用的铸造方法有砂型铸造、金属型铸造、熔模精密铸造和压力铸造。砂型铸造成本低,但零件的尺寸精度和表面质量差。金属型铸造的零件内部组织好、机械性能高,但模具成本高,零件也不能太复杂。精铸和压力铸造都可铸出形状复杂且精度和表面质量高的铸件,可使零件的切削加工量减到最低限度,甚至几乎可不需要机械加工,其中熔模精铸特别适用于难以切削加工的超强度合金。正如在 4.3 中曾提及的例子,美国的 F-14 型战斗机批量生产时有 75% 的机械加工件由精锻件和精铸件代替。但两者成本均较高,零件的尺寸也受一定限制。

三、铸件的结构要素

1. 铸造斜度(拔模斜度)

为了便于从砂型中取出模型、从芯盒中取出型芯和由金属型模中取出铸件,在铸件上沿拔模方向应设计有铸造斜度,其大小随材料和铸件高度而异,从 $30' \sim 3^\circ$ 。可用减小铸件壁厚(如图 4-32(a))或增大壁厚来形成斜度,也可取这两种型式的组合(图 4-32(b))。

2. 壁厚

铸件壁厚应力求均匀,防止产生缺陷。壁厚应合理选择。若厚度太大,因金属过多地积聚,出现缩孔、疏松、裂纹等缺陷的可能性将增加。但也不能过薄,否则可能造成铸件不完整,一般手册上常规定有最小许可壁厚。

3. 筋条

为了提高铸件的强度和刚度,铸件上一般设计有筋条。合理设置筋条还可改善金属的充填性能,允许采用更小一些的最小许可壁厚。筋条厚度一般为相连壁厚的 0.6~0.9 倍。

4. 铸件圆角

在铸件的壁与壁、壁与筋条的连接处均应用圆角半径过渡,特别是剖面急剧过渡时。没有圆角容易引起尖角处应力集中而产生裂纹,也影响金属充填;但过大,形成局部增厚则会出现

与壁厚过大时同样的缺陷。一般圆角半径 $R = (\frac{1}{5} \sim \frac{1}{3})(t_1 + t_2)$, t_1, t_2 分别为两连接壁(筋)的厚度(图 4-33)。

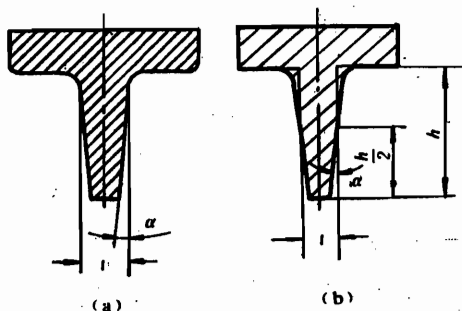


图 4-32 铸造斜度

(a)减小壁厚形成斜度;(b)两种型式的组合

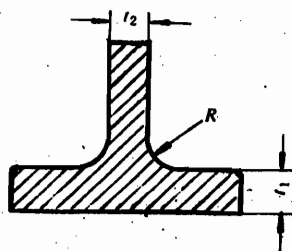


图 4-33 铸件的圆角半径

四、铸件的设计要点

1. 设计铸件时其形状应尽可能具有直线形轮廓,尽量减少凸起部分和内壁分叉、急剧转弯等情况。

2. 合理选择各结构要素的参数。其中加强筋的合理设计可使零件受力更为合理(图 4-34),在保证强度、刚度相同的条件下,可减小铸件的壁厚,减轻重量。壁厚除不宜过薄、过厚外,考虑到由于铸件存在有铸造硬皮——铸件表面最强固的金属层,故一般铸件壁若薄一些能获得较好的机械性能。

3. 在以下两种情况下铸件应铸出孔来:

- (1) 当用切削加工或其他加工方法难以制出孔来;
- (2) 孔的精度要求不高,用铸造所得孔的精度满足使用要求时。

一般手册对各种铸造方法、材料情况下孔的最小许可直径和孔深均有规定。

4. 应尽量减少铸件的切削加工面,这不仅可节约工时,而且可避免切除铸造硬皮而降低零件强度。为此,铸件的配合面(如螺栓、螺帽的支承面)可制成凸台或划窝(图 4-35)。此外为便于加工,需加工的表面应处于同一平面上。

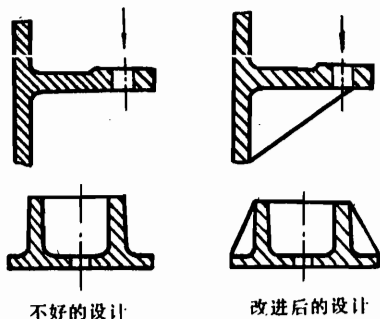


图 4-34 合理运用加强筋

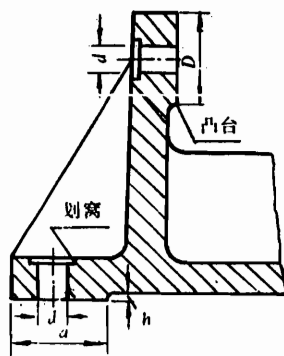


图 4-35 铸件的凸台或划窝

5. 由于铸件的组织结构往往不均匀且较粗大,因此为了改善其内部组织、消除内应力、改善零件的机械性能和机械加工性能,不论何种材料的铸件,均需要进行热处理。铝合金等常用淬火和人工时效,视具体情况取其一或兼而用之。钢铸件则要经过预先热处理(退火或正火)和最后热处理(一般为淬火加回火)两个步骤。

4.5 焊接件设计

一、概述

焊接件能制造形状复杂的构件,减轻重量,且密封性好,工艺较简便,在飞机结构中使用较多,如起落架、发动机架、金属油箱、冷气瓶以及各种承力接头、支架等。但它有以下缺点,质量不易保证,焊缝区域机械性能有所降低,抗疲劳性能较差,残余应力和变形较大等,需在设计时予以充分注意。

在飞机制造业中常用的焊接方法有熔焊(如电弧焊、氩弧焊等)、接触焊(点焊、滚焊)和钎焊。随着焊接工艺的发展,一些新的焊接方法也逐渐被应用。美国 F-14 型战斗机上的钛合金中翼盒形梁就是 33 个 Ti-6Al-4V 机械加工零件用电子束焊焊成,该盒段同时用作整体油箱。

二、飞机上焊接件常用材料的选择

设计焊接件时应力求采用具有最佳可焊性的材料。可焊性分两种:一种是同牌号材料之间的可焊性;另一种是不同牌号材料之间的可焊性。可焊性与所采用的焊接方法有很大关系,如钢材中的 30CrMnSiA,同种材料之间对所有焊接方法均可保证可焊性良好或满意,而 30CrMnSiNi2A 只有电弧焊、氢原子焊、氩弧焊等几种方法可焊性尚满意,其他方法大多较差或不肯定,而且在焊缝区域强度有显著降低。因此手册规定除起落架外,应避免采用 30CrMnSiNi2A 制焊接件,即使对于可焊性尚可的方法,当零件材料为厚度小于 4mm 的钢板时,也应采用 30CrMnSiA 钢板。

铝合金 LF21、LF6、LY12CZ、LC4 以及钛合金 TA3、TA4 等一般说对接触焊(点焊、滚焊)、对焊和氩弧焊(LY12CZ、LC4 除外)等方法的可焊性可达到良好或满意,其他方法则不一定,有的甚至很差。

对于同类材料(如均属钢、均属铝合金或镁合金)但不同牌号之间的焊接,一般来说钢材比铝合金、镁合金好。

因此在设计焊接件时,材料的选择除了要考虑其机械性能之外,必须要注意其可焊性,并相应选择合理的焊接方法。

三、焊接件的设计要点

焊接件当使用不同的焊接方法时,由于其工艺特点不同,所以设计要求也有所不同,但它们有一些共同的设计注意事项。现就主要的几点叙述如下:

1. 设计时应根据材料的可焊性、厚度和构造,选择适当的焊接方法和接头型式。熔焊以对接为主,也可用搭接和丁字接。点焊、滚焊均用搭接。钎焊最广泛的也是用搭接,但也有用于丁

字接。图 4-36 为一些例子。

2. 焊缝应具有能保证承受较高静载荷及疲劳载荷的形状。如熔焊的焊缝应使其承受剪切力, 而不宜使它受拉、弯。又如淬火后的钢管, 如用直焊缝, 焊后其拉伸强度的削弱系数 k 为 0.84; 而用斜焊缝或鱼嘴焊缝时, $k=0.95$ (图 4-37)。此外应避免将焊缝设计在应力集中的地方, 特别是重要构件或受反复载荷的零件。

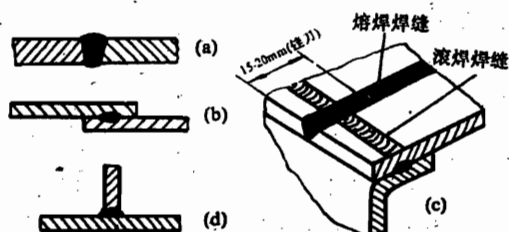


图 4-36 各种焊接方法接头型式举例

(a) 熔焊对接; (b) 点焊搭接;
(c) 熔焊焊缝和纵向滚焊焊缝的交叉焊接; (d) 钎焊丁字接

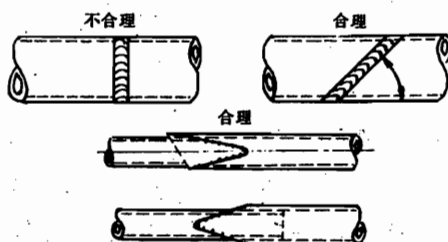


图 4-37 钢管的焊缝型式

3. 一般说设计焊接接头时应避免偏心载荷 (图 4-38), 以避免由此引起的附加弯曲应力。在特别重要的焊接件中, 焊接厚度不同的零件必须使两者中心一致 (图 4-38(b))。对构架式焊接件, 管子的轴线应会交一点 (图 4-38(c))。

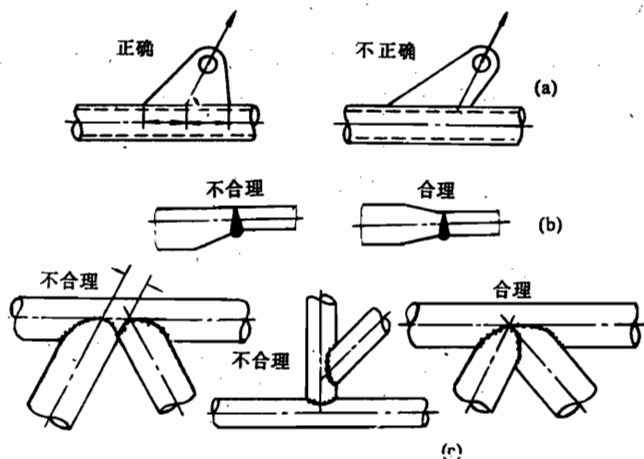


图 4-38 焊接接头防止偏心

4. 应避免被连接的零件厚度相差太大。如熔焊时常用的对接型式, 两板的厚度比应小于 2.5, 点焊、滚焊时不大于 2。若连接的两块板件厚度相差很大时, 应将较厚的一块切一斜面, 使其厚度逐渐接近于另一板的厚度, 否则薄板件易产生挠曲, 有时会产生应力集中和裂纹。

5. 焊缝的位置及长度设计

(1) 零件上的焊缝尽可能对称排列, 以减少焊接变形。

(2) 应避免一条焊缝连接三个以上的零件或两条焊缝纵横交叉、三条焊缝交于一点等情况 (图 4-39, 图 4-40), 这些都会引起焊接困难, 且易产生应力集中。还应避免各焊缝之间距离过近, 以免引起应力集中和金属过热, 使材料内部组织恶化。

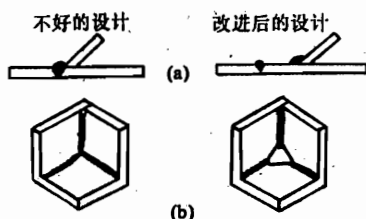


图 4-39 焊缝的排列

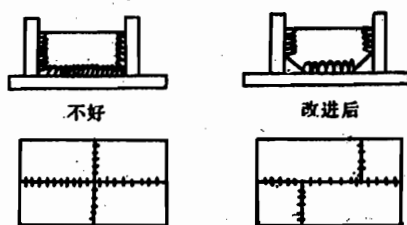


图 4-40 力求焊缝设计最有效

(3) 焊缝长度:在设计时应选择最有效的位置,尽量减少长度,以最小的焊接量达到要求的效果。过长的焊缝会增加重量、产生变形和缺陷。有时可用间隙的几段较短焊缝代替之(图 4-40)。

(4) 焊后要加工的焊件,焊缝不要布置在加工面上。

6. 施焊处应开敞,便于接近、焊接、检验,以保证焊接质量。为改善工艺性,有时在设计时应考虑工艺间隙。

7. 焊接件的热处理和表面处理

(1) 焊接件的最后热处理一般应在焊后进行。除了可获得所需机械性能外,还可恢复焊接区金属的抗蚀性以及消除应力。如果焊接件尺寸过大,热处理不方便,或热处理后变形过大时,亦可在焊前进行。热处理种类的选择应根据焊接件材料的性能和加工需要而定,各不相同。设计时请查阅手册,此处不再赘述。

(2) 不论是钢制还是铝合金制的焊接件,表面处理一般在焊后进行,如电镀、氧化处理等,其方法也视材料和焊接方法而异。对焊后不可能再进行表面处理的焊件,也可在焊前进行表面处理,但焊缝处 20mm 宽的区域不应有表面处理层,以保证焊接质量。

4.6 铆钉和螺栓的连接设计

一、概述

一架完整的飞机结构是采用不同类型的材料及加工方法制成的许多零构件组成的。一般先组成组件,然后将组件再组合在一起形成较大的装配件和部件,最后组装成一架完整的飞机。组装工作是通过许多主要和次要的连接接头完成的。通过这些接头传递结构件之间的载荷,而且不少接头还要承受疲劳载荷,有的要受冲击载荷。因此接头可能是飞机发生事故最常见的零件,特别是一些主要接头,一旦损坏就可能造成飞机失事。此外这些连接部分(包括接头零构件和紧固件等),它们的单位体积重量和成本一般高于飞机结构的其他部分,因此接头和连接件的设计在飞机结构设计中占有重要地位。

1. 飞机上常用的连接型式

按照连接方式分成两大类:一类是永久性的连接,如各类铆接、焊接、胶接以及胶铆、胶焊连接等;另一类为可拆卸连接,如各类螺纹紧固件,如螺栓、螺钉及配套的螺帽、垫圈,以及少量的快卸锁等。铆钉连接和螺栓连接这两种使用紧固件的机械连接方法是飞机零构件间最多采

用的连接方法。

2. 铆钉连接和螺栓连接的特点简介

鉴于目前飞机结构仍以传统的薄壁结构为主,适宜于采用分散连接,因此从飞机设计的现状与发展来看,铆钉连接仍是飞机结构广泛应用的连接方法。铆接的最大优点是成本低,工艺过程比较简单,连接可靠,检查方便。对于承受剪切载荷的接头而言,它的静强度和疲劳强度都是不错的,但它的拉伸强度和拉伸疲劳强度低于同样尺寸的螺栓或螺钉。此外铆接工艺较适合于自动化操作,并且它可适用于金属与非金属等不同性质、不同厚度的材料。因铆钉是不可拆卸的紧固件,所以要更换零构件时必须破坏铆钉。另外铆接的劳动强度较大,使用铆枪铆制钉头时噪声大,因此为改善劳动条件应为铆接的机械化创造条件。

为了便于运输、检查、维修、更换,一架飞机上有许多零构件必须能拆卸。对于需要拆卸的被连接件必须采用螺栓等螺纹紧固件。同时因为螺栓能承受较大的载荷,因此被用来在结构之间传递较大的剪切和拉伸载荷,例如机翼-机身连接接头就是通过螺栓连接起来的。

3. 铆接和螺栓这两种均属采用紧固件的机械连接型式在设计时有一些共同点。首先在设计时应考虑使用条件、载荷性质、安装位置等,并应权衡强度、工艺性、重量、成本之间的关系,使各种因素达到最佳配合。

(1) 使用条件 包括连接是否要求可拆卸还是永久性连接? 环境条件,如工作温度、周围介质的特性,有无腐蚀性? 有无热辐射?

(2) 载荷情况 连接件承受的是静载荷还是疲劳载荷、冲击载荷或振动载荷? 载荷是拉伸载荷,剪切载荷,还是拉、剪复合载荷?

(3) 安装位置的可达性

对以上各设计条件了解清楚后就应合理选择紧固件和接头的构造型式;确定紧固件的材料、主要几何参数(直径、长度等)、精度、配合;进行铆钉缝和螺栓组的排列设计;然后进行强度校核,为此首先对螺栓组或铆钉组进行载荷分配的计算,确定出每个紧固件上的载荷;对于要求疲劳寿命的连接注意完善连接处的细节设计,以保证连接不仅满足静强度,又能满足疲劳寿命的要求。为保证强度,对于紧固件(铆钉和螺栓等)本身,在受剪切载荷的接头中要考虑挤压强度和剪切强度是否够;对受拉伸的紧固件则应保证不会被拉断,但最好不采用受拉铆钉。此外还应满足在使用载荷下不得有永久变形。

二、铆钉连接设计

铆钉连接设计主要是在给定载荷下正确地选择铆钉的型式、材料、直径、长度、铆钉数量及铆钉排列等。

(一) 铆钉的型式和材料

铆钉有各类双面铆接的铆钉,如平头、圆头和埋头等多种。目前还有两种比较特殊的铆钉:高抗剪铆钉和环槽铆钉。高抗剪铆钉能承受较大的剪切载荷。环槽铆钉强度高、连接可靠、工艺简单,而且可提高连接接头的疲劳寿命。这两种铆钉和普通的铆钉不同,不是将钉杆的端头镦成形。成形它们都是用一个钉杆(上有凹槽或数个环形细凹槽)外加一个环圈或钉套组成。铆接时用专用工具将钉套挤入钉体的槽内,钉体不变形。它们的材料有高强度铝合金,也有用钛合金或合金钢制成。这两种铆钉可代替螺栓,又比螺栓轻。对于无法双面施铆的部位,则可采用各类单面铆接用铆钉,如抽芯铆钉和螺纹空心铆钉等。各类铆钉的应用范围在手册上有详细介绍。

目前飞机结构上用的铆钉大多为 LY1、LY10、LF21 等,当受力较大时一般用 LY10。钢结构件或受力很大时也有用钢铆钉,如 MLC15、30CrMnSiA(只限于高抗剪强度铆钉或环槽铆钉)。设计时根据连接处的载荷及温度等环境要求选择合适的型式和材料。

(二) 铆钉的选用

1. 铆钉型式的选择

一般情况下应尽可能采用铆钉头凸在外面的平头、圆头、扁圆头铆钉,对于要求有光滑气动外形的外蒙皮和骨架连接处则采用沉头铆钉。铆钉通常用于承受剪力。当需受拉力时最好采用半圆头或平头铆钉。对于有抗疲劳要求的铆缝则应避免铆钉承受拉力。

飞机上的铆钉都采用标准件,在一架飞机上应尽量减少规格。在一个区域内尽量采用同一种铆钉型式、材料和直径,既便于备料和装配,也不易出错。

2. 铆钉直径的选择

铆钉直径的选择与铆缝的铆钉数量、材料、受力状态等均有关,主要根据铆钉的剪切强度和被连接件上钉孔处的挤压强度来定。在飞机结构上,重要受力处的铆钉直径不宜小于 4mm,但尽量不要大于 6mm。如大于 8mm,应选用螺栓。在满足上述条件下通常可按以下经验公式来确定:

$$d \geq 2 \sqrt{\Sigma \delta} \quad (4-1)$$

式中 $\Sigma \delta$ ——铆接夹层厚度; d ——铆钉直径。若 $\Sigma \delta$ 超过 5~6 倍直径时,将因钉孔无法填满而产生缺陷。然而目前飞机结构中有些机械加工件较厚,按此式计算 d 值可能很大,此时可改用环槽铆钉或高抗剪铆钉。事实上在以下三种情况:(a)被连接件 $\Sigma \delta$ 很厚;(b)被连接件彼此刚度悬殊很大;(c)铆钉直径 d 和长度 l ,特别是 l 大时,都可选用上述两种铆钉。由于这两种铆钉成形方法不同,不会出现普通铆订镦制时钉孔无法填满的质量问题,因此直径可不按上列经验公式计算。另外在飞机结构中还应避免选用 $d > 4\text{mm}$ 的钢铆钉,此时也建议采用高抗剪铆钉或环槽铆钉。

当其他条件均相同时,采用双剪铆钉因具有两个承剪面,因而铆钉直径或数量可适当减小,但此时应注意被连接件及铆钉的挤压强度是否满足。

3. 铆钉长度的选择

铆接夹层一般不宜超过四层,当夹层间有空隙时(例如有下陷),应加垫片填实。

普通铆钉的长度应按夹层总厚度和铆钉直径来选择。对平头铆钉,一般可按 $d + (1.1 \sim 1.3) \Sigma \delta$ 来定。当 $d = 2\text{mm}$ 时,取 1.3; $d \geq 5\text{mm}$ 时,取 1.1。其他各类铆钉的长度可按手册规定选择。

(三) 铆缝设计

铆钉的排列设计是根据载荷情况、被连接件特点以及工艺性、抗疲劳性能等来确定的。

1. 铆缝有搭接、对接,有单剪、双剪。铆缝应尽量设计成直线,并尽可能对称排列。铆缝的排列有单排、双排、三排等多种排列型式。双排、三排均有交错排列和平行排列两种。交错排列因孔的削弱分散在不同的截面上,静强度较高;平行排列时疲劳强度较高。此外,随着钉排数的增加,应力集中系数减小,疲劳强度增加(图 4-41)。但超过三排后,效益增加缓慢,故一般设计时不超过三排。

2. 铆钉的边距、间距、排距

这三个参数相对于单剪铆缝和双剪铆缝均是相同的。一般可以从设计手册上按统计数值

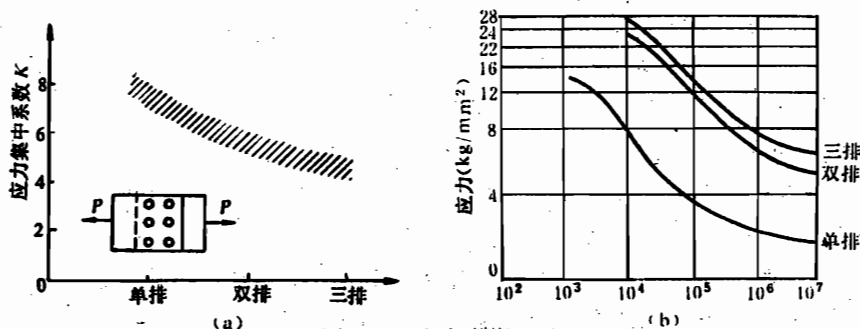


图 4-41 铆钉排数的影响
(a) 铆钉排数对应力集中系数的影响; (b) 铆钉排数对疲劳强度的影响

确定。

边距 a 主要是保证连接件不被剪坏, 因此必要时也可按下式计算:

$$a \geq \frac{Q}{2\delta\tau_b} + \frac{d}{2} + (1 \sim 2)\text{mm} \quad (4-2)$$

式中 Q ——单个铆钉单面破坏剪力;

δ, τ_b ——被连接件中最薄弱层的厚度和剪切强度;

d ——铆钉直径。如为沉头铆钉, 该 d 取钉头直径与钉杆直径的平均值。对较重要的并有抗疲劳要求的铆缝则 a 应取 $2.5d$ 。

间距 t 单排, 一般取 $t = (4 \sim 6)d$; 双排, 取 $t = (5 \sim 7)d$ 。

排距 t_1 平头、半圆头、沉头铆钉一般取 $t_1 = 2d + (2 \sim 3)\text{mm}$; 双面埋头等一般取 $t_1 = 3d$ 。

3. 铆钉连接层数尽量不超过四层, 高抗剪铆钉尽量不超过三层, 因为夹层过多, 铆接件之间会有间隙。同时, 设计时应尽可能把强度较高的被连接件安排在最外边, 以保证钻孔的质量。铆头也应放在材料较强或较厚的一边, 这样可提高铆接质量。

4. 和外形有关的连接处应考虑补偿, 如重叠补偿、垫片补偿、角片补偿等(见本章 4.1)。

5. 为改善铆接工艺性, 设计时应注意铆接通路。

三、螺栓连接设计

各类螺栓、螺钉连接是可拆卸连接, 能承受较大的载荷, 在飞机结构上常用于各构件、组件、部件间的连接以及接头、支架、成品附件的固定等。

(一) 螺栓的选用

选择螺栓包括以下内容:

1. 合理选择螺栓的型式

从螺栓头部形状看有六角头、圆柱头、半圆头、沉头等多种形式, 其中六角头便于用扳手拧紧以获得较大拧紧力, 在飞机结构连接上应用最为广泛。

更重要的是要合理选择螺栓的受力型式。以受力型式分有受剪螺栓、受拉螺栓、拉-剪螺栓三种。受力型式应考虑到结构特点以及对疲劳性能的要求。对于受力较大、疲劳性能要求较高的重要连接应尽量采用疲劳强度较高的受剪螺栓。对于受力不大、要求不高, 或连接点重要但由于螺栓数量多, 装配协调要求利用间隙孔进行补偿时, 均可采用受拉螺栓, 这是因为受拉螺

栓与孔之间有间隙,因此配合要求也较受剪螺栓低。受剪螺栓其承剪部分是靠其光杆部分与孔贴合,螺栓与孔之间无间隙,因此受剪螺栓虽然受力好,但其制造和装配要求均较高,它的精度一般为6~8级,而受拉螺栓只需12级。受拉螺栓若有抗疲劳要求时则要用特制的抗拉疲劳螺栓,如镦制螺栓或滚压螺纹等。如果两种载荷都有,则用拉-剪螺栓。

需要提醒注意的是,同一构件上受同一载荷时,由于连接螺栓布置的变化可使螺栓受剪,也可使螺栓受拉,图4-42就是一个例子。因此应合理设计使螺栓处于合理的受力状态。

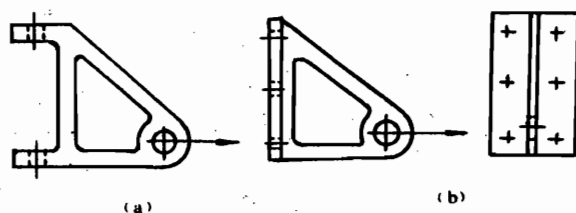


图 4-42

(a)螺栓受剪,(b)螺栓受拉

2. 常用材料

对于载荷不大的螺栓可用45号钢。用于结构上受力较大处的螺栓则多用30CrMnSiA。结构上最高载荷处的受剪螺栓可用30CrMnSiNi2A,但这种材料对应力集中特别敏感,因此受拉螺栓一般不用它。其他材料的适用范围可查手册。

3. 螺栓直径的确定

飞机上一般承力较大的连接螺栓直径不应小于6mm。对于单个螺栓只要知道它所受载荷的大小和性质就可由设计计算公式来定直径,或先根据经验粗略估算定出直径,再按以下各式进行校核。

受剪螺栓:破坏剪力 $P = n \frac{\pi d^2}{4} \tau_b$ 。式中 n 为受剪面数量, τ_b 为材料的剪切强度极限, P 为该螺栓所能承受的最大载荷。反之,也可由所需承受的载荷来定直径 d 。缺少 τ_b 值时可按下式计算:

$$\tau_b = K \sigma_b \quad (4-3)$$

式中 K , 对铝合金取 0.55~0.60, 对钢取 0.7 ($\sigma_b \leq 70$) ~ 0.6 ($\sigma_b \geq 120$)。对空心螺栓,还应考虑到它的刚度比实心的差,因而剖面应力会有所差别,在计算 P 时,公式右侧再乘以系数 $K' = 0.957$ 。

对于受剪螺栓还应分别校核螺栓与被连接件的挤压强度。螺栓的挤压破坏载荷 $P_{\text{压}}$

$$P_{\text{压}} = db(K_{\text{压}} \sigma_b) \quad (4-4)$$

对于被连接件, σ_b 应取被连接件材料的 σ_b 值。 b 为被连接件厚度中较薄者。 $(K_{\text{压}} \sigma_b)$ 即为允许的挤压极限应力,对螺栓和铆钉连接可按下式计算:

$$[\sigma_{\text{压}}] = K_{\text{压}} \sigma_b \quad (4-5)$$

(1) 静挤压系数 $K_{\text{压}}$ (指连接不活动——包括可拆或不可拆的连接)按下式计算,式中 K_1 、 K_2 、 K_3 值见表4-2。但对特别重要或经常拆卸的连接,如机身-机翼、尾翼-机身的连接螺栓,挤压系数 $K_{\text{压}}$ 不超过1.0。

$$K_{\text{压}} = K_1 K_2 K_3 \quad (4-5)'$$

表 4-2 静挤压系数

材 料		挤 压 系 数	K_1				K_2	K_3	
			螺 接		铆 接		动 荷 系 数	不经常 拆 卸	经 常 拆 卸
			$e/D \geq 2$	$e/D < 2$	$e/D \geq 2$	$e/D < 2$			
铝 合 金	板料、铸件	1.8	1.4	1.8	1.4	0.7~1.0 振动严重 部位,如发 动机固定 取 0.7; 活 动面接 头取 0.9; 其 他用 1.0	1.0	0.8	
	锻件、型材	1.6	1.2						
镁合金		1.3	1.0	1.3	1.0				
铜合金		1.2	1.1	1.2	1.1				
钢		$(e/d \geq 2) 1.9 \sim 1.7; (e/d < 2) 1.6 \sim 1.3$ 。e 为端距 σ_b 小取大值, σ_b 大取小值 当 $\sigma_b = 120\text{kg/mm}^2$ 时, 分别取 1.8 和 1.4							

(2) 滑动挤压系数 K_f' 见表 4-3。

表 4-3 滑动挤压系数 K_f'

材 料		可以活动, 但 受载时不活动	受载时稍 有活动	受载时还需活动	
				一般情况	保证润滑
钢与钢	无衬套	0.5	0.4	0.2	0.3
	有衬套	0.65	0.5	0.3	0.4
钢与钢(不常更换时)		0.70	0.6	0.5	0.4

受拉螺栓: 破坏拉力 $P_t = FK\sigma_b$ 。式中 F 为螺纹内径的截面积。 K 值取法如下: 对 $d = 5 \sim 12 \text{ mm}$ 的螺栓 $K = 1$; 当 $d \geq 14 \text{ mm}$ 时, 考虑淬火和受力不均匀, 取 $K = 0.99 \sim 0.94$ 。

受拉剪螺栓: 按强度理论计算。如果 $\sigma > \tau$, 按第三强度理论计算。

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (4-6)$$

如果 $\tau > \sigma$, 则按第四强度理论计算。

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (4-7)$$

4. 螺栓长度的确定

受剪螺栓: 光杆部分应与夹层齐平或凸出夹层不得大于 1mm (此时加垫圈后再上螺帽)。在保证挤压强度的情况下允许螺纹有少量进入夹层。

受拉螺栓: 允许螺纹进入夹层, 而光杆不应凸出夹层外过多, 以免选用较厚或较多的垫圈。拉剪螺栓则与受剪螺栓同。

5. 螺帽和垫圈

螺帽与螺栓配套, 有六角螺帽、槽形螺帽、自锁螺帽等很多型式, 可按拉、剪不同要求查手册选用。在封闭结构中无法用一般螺帽固定的地方则用托板螺帽。槽形螺帽则是用于以开口销防松的连接处。

一般在螺帽与被连接件表面间要放垫圈。垫圈可用来保护被连接零件的表面不会在拧螺帽时划伤, 增大与被连接件的接触面积保证挤压强度, 调整夹层厚度或补偿不平的 (圆弧或倾斜的) 接触面积。厚垫圈还可改善连接处的疲劳性能。至于弹簧垫圈、弹性垫圈和弯边垫圈还

可起到螺栓连接的防松作用。

(二) 螺栓组设计

1. 为了减轻结构重量,布置螺栓组时应使各螺栓尽可能均匀地受载,以发挥每个螺栓的作用。尽量减少载荷与螺栓组刚心的偏心距,减小附加弯矩。

2. 通常要求在同一连接处采用同一规格的螺栓,包括型式、材料和直径等,以便于备料、施工,不易出错。因此一般只要求出其中受力最大的螺栓,并据此确定或校核螺栓的直径。至于螺栓组中各螺栓上的载荷分配将在下面文中进行阐述。

3. 螺栓孔的边距、排距和间距

边距 a 主要由被连接件的拉伸强度和剪切强度决定。根据经验,同时考虑到返修时采用加大螺栓而预留的余量,一般取 $a=1.5d$,有抗疲劳要求时,取 $a=2d$ 。

螺栓的间距和排距主要考虑应力集中和不影响扳手转动。螺栓与垂直于连接平面的侧壁的间距也由扳手所需空间来定。这些具体数据可查阅手册。

与铆钉一样,螺栓组排列多排的比单排的疲劳性能好。一般交错排列时静强度较好,平行排列时疲劳强度较好。

4. 螺栓连接由于振动或交变载荷,常会引起螺帽自行脱落,因而必须采取防松措施。在飞机上常用的防松保险方法有冲点保险(此时螺帽不可拆卸)、开口销保险、自锁螺帽保险等,对于附件上的连接螺栓则多用金属丝保险,其他还有用弯边垫圈、弹簧垫圈等保险方法。此外,为减少一旦螺帽脱落时螺栓失落的可能性,设计时应尽量将螺栓头放在垂直方向的上端或航行方向的前端。

5. 设计时应尽量避免螺栓承受附加弯矩。必要时可加斜垫圈,或底面为球面的垫圈(视接触表面形状而定),也可制出平台(图 4-43)。由于使用斜垫圈时螺栓头部与光杆的过渡圆弧处应力值将大大增加,因此应尽量避免。

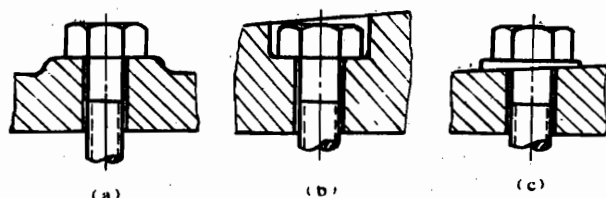


图 4-43 螺栓为改善与零件表面的接触,避免附加弯曲的措施

(a)凸平台;(b)沉头座;(c)斜垫圈

6. 对接处不要使用一长串的紧固件。否则,靠近根部的紧固件将首先承载,提前屈曲(参见图 4-45)。除非作成楔形接头,并采用经应力分析的搭接接头,否则每边的螺栓最好用 3 个,最多 4 个。

7. 在紧固件连接接头中不宜将铆钉、螺栓混合使用。因为铆钉配合较紧,因此在铆钉变形,直至消除螺栓与螺孔的间隙之前,螺栓还未承受其应分担的载荷,这容易使铆钉超载,可能导致提前破坏。必须采用时,应采用精密配合的螺栓。

四、提高铆钉和螺栓连接疲劳寿命的措施

连接件的疲劳设计标准是使接头的疲劳寿命等于或大于被连接件的疲劳寿命,其应力峰

值应等于或小于被连接件所限定的峰值应力。从研究可知,改善连接的疲劳性能与改善被连接件的受力情况,特别是减小应力集中和局部高应力区有很大关系。从紧固件本身看,紧固件的加工情况及紧固件的类型和安装技术对接头的疲劳性能有很大影响。以下我们主要就紧固件设计以改善疲劳性能的措施作简要介绍。

1. 合理选择铆钉、铆缝的结构型式和连接型式

(1) 不论是螺栓还是铆钉均要避免受拉。研究表明,受拉螺栓是经常发生疲劳破坏的部位。特别是在螺钉头与钉杆交接处以及啮合螺纹处,由于应力集中,很易出现裂纹。因此从疲劳观点出发,螺栓等紧固件最好用受剪形式。对于强受力接头,可利用拉、剪分工的设计方案,例如在较细的螺杆上套一个较强的套筒,由套筒受剪切力,而螺栓只承受锁紧力。

(2) 合理选择螺栓、铆钉的型式、材料以及紧固件连接孔的配合精度、粗糙度。例如环槽铆钉的疲劳性能就较普通铆钉好。

(3) 增加被连接件之间的压紧力于提高疲劳强度有利,例如给螺栓加上预紧力即是一种。

另外在螺栓上加预紧力后,把内、外连接件压紧,以使通过压紧表面之间的摩擦力来传递载荷也是提高接头疲劳强度的有效措施。但此时应保证两连接件在受载时不发生相对滑动,以免擦伤。同时螺栓间距应小些,以使整个接触面都能压紧。

(4) 对铆钉连接采用干涉铆接,即适当控制铆钉在钉孔中的过盈量(即干涉量),使孔壁受挤压而得到预应力,这种预应力能造成一种阻碍疲劳应力的屏障,从而成倍提高铆接疲劳寿命,并得到可靠的密封性。

(5) 接头的连接型式尽量采用对称连接。图 4-44 所示四种型式,从疲劳寿命比较,双剪接头比单剪好,因为受力对称,斜面或鱼尾形又可使各钉的受载分布更为均匀,因而斜面和鱼尾形相应地比梯形接头要好。因为在弹性范围内,两端的螺栓载荷最大(图 4-45),疲劳源往往由此产生,因而改善设计,例如采用斜削搭接板或阶梯形连接接头(图 4-45(c))来减少两端第一排紧固件的载荷,不论对于螺栓、还是铆接都对提高疲劳强度有利,但是可能使工艺复杂、加工不便。

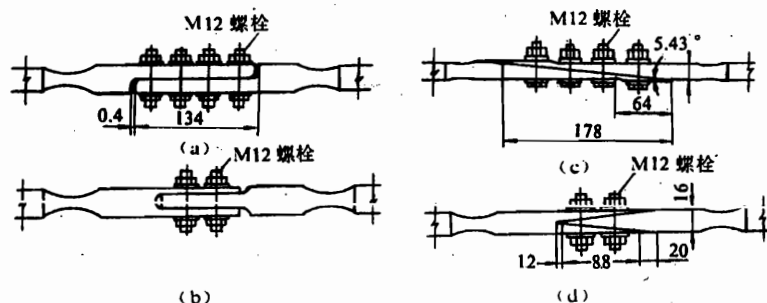


图 4-44 接头的连接型式

(a)单剪连接试件;(b)双剪梯形连接试件;(c)单嵌接试件;(d)双嵌接(鱼尾形连接试件)

2. 螺栓、铆钉排列设计的注意事项

(1) 连接处尽可能地采用对称连接。

(2) 在静强度允许的情况下铆钉组和螺栓组尽可能平行排列(多排时)。

(3) 在所有结合处使用双排或三排紧固件时比单排的疲劳性能好。但超过三排后,增加效

益将减小。

(4) 考虑疲劳要求时紧固件的边距 a 不应小于直径的两倍 ($a \geq 2d$)。对较重要的铆缝, 边距取 $2.5d$ 。

(5) 从手册上可知, 当铆钉排的排距减小时, 疲劳强度增加。随着铆钉间距的减小, 疲劳强度将有所降低。

以上几点在介绍铆钉和螺栓的连接设计时大多已阐述, 此处主要是加以归纳, 以便于设计者合理地选用、考虑。更详细的设计可参阅有关手册和文献资料。

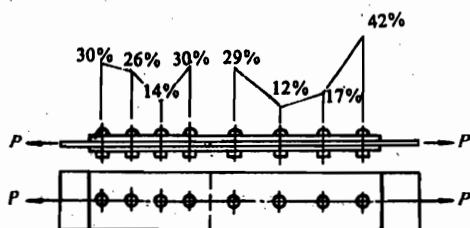


图 4-45 P 力通过螺栓组轴线时, 力在紧固件上的载荷分配例子

五、螺栓、铆钉组受载后的载荷分配设计计算

飞机结构中螺栓、铆钉的连接常由几个螺栓或铆钉来实现, 他们两者的性质和计算方法完全相同, 因此简称“螺铆组”连接。以螺栓组为例, 在设计时应按照接缝的受力特点和连接件的结构特点, 综合强度、使用、工艺性等各方面的要求进行考虑的。为了进行强度校核, 首先需要对受载后螺栓组内各螺栓承担的载荷进行分配, 以确定出各螺栓所承受的载荷, 然后就可对各螺栓根据经验初步确定的直径, 或与之相关的数量和排列参数, 进行强度校核。载荷在螺栓组中的分配是个很复杂的问题, 受很多因素影响。下面介绍的工程设计计算方法比较简便、可行, 常用于一般的工程设计中。

1. 螺栓组在接缝平面内受过刚心的力 Q

在螺栓组中当外载力 Q 作用在 g 点时, 被连接件之间无相对转动的趋势, 该 g 点即称之为该螺栓组的刚心。

以图 4-46 支架为例, 当 Q 力作用在刚心 g 点时, 根据静力平衡条件和变形协调条件可知, 各螺栓受到各自承担的剪切力 Q_i 后应变形一致, 且符合应力、应变关系。由此得到剪切变形 γ_i

$$\gamma_i = Q_i / G_i (\pi d_i^2 / 4) = Q / \sum_{i=1}^n (\pi d_i^2 / 4) \quad (4-8)$$

由力的平衡条件可得

$$Q x_g = Q_1 x_1 + Q_2 x_2 + \cdots + Q_n x_n = \sum_{i=1}^n Q_i x_i \quad (4-9)$$

式中 G_i 为第 i 个钉的材料剪切模量。联立两式即可解得刚心的坐标

$$x_g = \frac{\sum_{i=1}^n G_i (\pi d_i^2 / 4) x_i}{\sum_{i=1}^n G_i (\pi d_i^2 / 4)} \quad (4-10)$$

$$y_g = \frac{\sum_{i=1}^n G_i (\pi d_i^2 / 4) y_i}{\sum_{i=1}^n G_i (\pi d_i^2 / 4)}$$

若各钉的材料不同, 则可取某一钉的材料的 G 作为基准 G_0 。令 $G_i / G_0 = \varphi_i$, 称之为剪切折算系数。若以 $A_i = \pi d_i^2 / 4$ 表示螺栓的抗剪面积, 则可得第 i 个螺栓的折算面积 A'_i , 而式(4-10)可改写成式(4-12)。

$$A'_i = \varphi_i A_i \quad (4-11)$$

$$x_g = \sum_{i=1}^n A_i x_i / \sum_{i=1}^n A_i \quad (4-12)$$

$$y_g = \sum_{i=1}^n A_i y_i / \sum_{i=1}^n A_i$$

由式(4-12)可见螺栓组的刚心就是折算面积的形心,它只与螺栓的几何参数 d 和材料有关。由式(4-8)又可进一步推得在此种情况下各螺栓的钉载 Q_i

$$Q_i = Q(A_i' / \sum_{i=1}^n A_i') \quad (4-13)$$

当螺栓的直径和材料相同时,式(4-13)可改写为

$$Q_i = Q/n \quad (4-14)$$

2. 在连接平面(接缝平面)内作用有力矩 M_x 时螺栓组的载荷分配(图 4-47)

在 M_x 作用下,被连接件之间有相对转动的趋势。各螺栓将受到剪切力 Q_i , Q_i 的方向应垂直于螺栓组刚心 g 与螺栓中心的连线 r_i 。

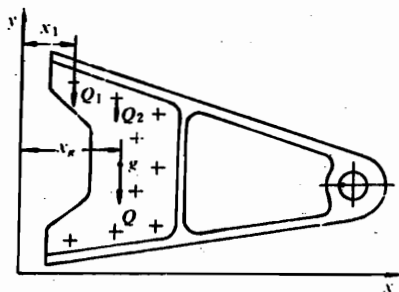


图 4-46 螺栓组受过刚心的力 Q
(Q 在接缝平面内)

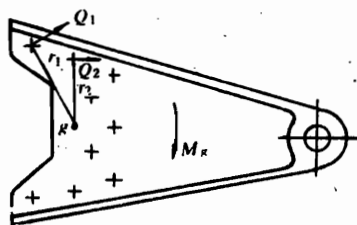


图 4-47 螺栓组受连接平面内的力矩 M_x

Q_i 的值仍可由静力平衡条件和变形协调条件得出。由静力平衡条件得

$$M_x = Q_1 r_1 + Q_2 r_2 + Q_3 r_3 + \dots + Q_n r_n \quad (4-15)$$

$$M_x = \sum_{i=1}^n Q_i r_i$$

而各螺栓的剪切变形 γ 使各螺栓在 M_x 作用平面内有相应的绕刚心转动的变形 α , 各钉的 α 应协调一致。

$$\alpha = \gamma_i \delta / r_i \quad (4-16)$$

式中的 δ 为被连接件的板厚。式(4-16)可改写成

$$\alpha = [Q_i / G_i (\pi d_i^2 / 4)] (\delta / r_i) \quad (4-17)$$

$$\therefore Q_i = \alpha G_i (\pi d_i^2 / 4) r_i / \delta \quad (4-18)$$

代入式(4-15)后即可得出 Q_i 的计算公式

$$Q_i = M_x [G_i (\pi d_i^2 / 4) r_i] / \sum_{i=1}^n G_i (\pi d_i^2 / 4) r_i^2 \quad (4-19)$$

同样用折算的概念简化一下,得

$$Q_i = M_x r_i A_i' / J_{Pi} \quad (4-20)$$

式中

$$J_{Pi} = \sum_{i=1}^n A_i' r_i^2 \quad (4-21)$$

J_{Fi} 为各螺栓剪切折算面积对刚心的极惯性矩。由以上知 Q_i 与 $A_i' r_i$ 成正比。当各螺栓直径、材料相同时, 离刚心最远 (r_i 最大) 的螺栓受力最大。

3. 若连接接头由单排螺栓组成, 载荷 P 力作用于接头的横截面上, 沿着螺栓排的轴线 (图 4-48)。此时可认为当螺栓的直径、材料相同时, 力平均分配到每一个螺栓上。

$$P_i = P/n \quad (4-22)$$

需要说明的是, 实际上各钉的内力, 在较低的应力状态工作时, 各螺栓上的载荷分配是不均匀的 (见图 4-45)。但在螺栓、铆钉为塑性材料的前提下, 随着载荷的增加, 式 (4-22) 计算值会愈接近准确。这是因为当外载增大时, 两端头处受力最大的

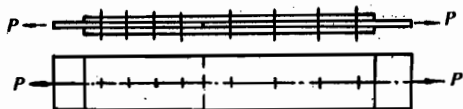


图 4-48 P 力通过螺栓组轴线

螺栓将首先超过比例极限, 它的载荷不再上升。从而, 中间各螺栓的力逐渐增大, 即载荷分配发生变化。当外载增到接近极限载荷时, 各钉载荷已大致相同。但上述方法中的 n 是有限制的。当沿力作用方向, 螺栓安排数量很多时, 认为只有一定数目的螺栓受力。如有的规范规定, 当 $n > 6$ 时, 只取 6 个螺栓受力。也有资料介绍, 对搭接接头, 每边一般取不多于 4 个螺栓。

4. 螺栓组受垂直于连接平面的拉力 T 时的载荷分配 (图 4-49)

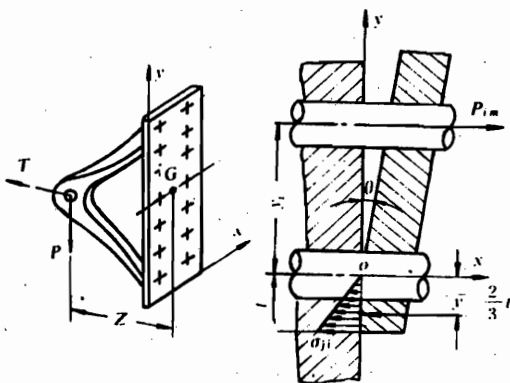


图 4-49 螺栓组受接缝平面的垂直面内的拉力 T 或力矩 M
($M=PZ$)

在此, 首先提出拉力中心的概念。拉力中心就是当拉力 T 作用在此点时, 零件间无相对转动。由此可假设此时各螺栓的拉伸变形量相等。在此情况下, 由变形协调条件和静力平衡条件可得到拉力中心的坐标如下:

$$x_g = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{l_i} x_i}{\sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{l_i}} \quad (4-23)$$

$$y_g = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{l_i} y_i}{\sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{l_i}}$$

若螺栓长度 l_i 相同, 并用折算概念改写一下, 则

$$x_g = \frac{\sum_{i=1}^n A_i' x_i}{\sum_{i=1}^n A_i'} \quad (4-24)$$

$$y_g = \frac{\sum_{i=1}^n A_i' y_i}{\sum_{i=1}^n A_i'}$$

式中

$$A_i' = (E_i/E_0) A_i = \varphi_i A_i \quad (4-25)$$

其中 φ_i 为折算系数, A_i 为折算面积, E 为弹性模量。此时螺栓上的作用力为拉力 T_i

$$T_i = T A_i' / \sum A_i' \quad (4-26)$$

5. 螺栓组受接缝平面的垂直面内的弯矩 M 作用 (图 4-49)

图 4-49 所示支架受有横向力 P 时, 可将 P 力挪到螺栓组的刚心上, 则此种情况与“1”种情况一致。此与同时, 在接缝平面的垂直面内还作用有弯矩 M , $M=PZ$ 。下面讨论在该 M 作用下各螺栓上的载荷。

首先假设被连接件总体上是刚硬的。当力矩作用时, 被连接件相互之间要绕某一轴线旋

转。转轴的位置受许多因素影响,如被连接件的刚度,孔边距的大小等,情况比较复杂。如果我们假设转轴是在受压一侧的最外面一排螺栓的中心连线上,则此排螺栓不受力,其他螺栓受拉力 p_{im} 。转轴外侧的被连接件将受挤压。为简便起见,假设挤压变形按三角形分布,即变形量与离转轴的距离成正比,则相应的挤压应力的合力必通过三角形的形心 $Y = \frac{2}{3}t$ 。设 v_i 为各螺栓的变形量, y_i' 为各螺栓到假设轴线的 Y 坐标值。则可列出以下各式:

$$v_i = P_{im} l_i / E_i A_i \quad (4-27)$$

由被连接件的相对转角 θ 相同的变形一致条件,可得

$$\theta_i = v_i / y_i' \quad (4-28)$$

$$\therefore p_{im} = \theta (E_i A_i / l_i) y_i' \quad (4-29)$$

又根据力的平衡条件

$$M = \sum_{i=1}^n p_{im} y_i' + P Y = \sum p_{im} (y_i' + Y) \quad (4-30)$$

式中 Y 为压应力合力作用点的坐标, $P = \sum_{i=1}^n p_{im}$, 为受压区正应力合力的绝对值。由以上各方程联立后解得

$$p_{im} = \left[y_i' E_i A_i / \sum_{i=1}^n E_i A_i y_i' (y_i' + Y) \right] \quad (4-31)$$

如采用折算面积 $A_i' = (E_i / E_o) A_i = \varphi_i A_i$, 则可改写为

$$p_{im} = M y_i' A_i' / \sum_{i=1}^n A_i' y_i' (y_i' + Y) \quad (4-32)$$

以上式(4-32)是在假设被连接件将绕第一排螺栓为轴线时得到的。也有的计算手册上则提出其他假设,从而得到不同于式(4-32)的计算公式,因此应该注意到这些计算公式都是工程上的近似计算公式,但经经验证明都有一定的可靠性,可在工程设计计算中应用。

介绍了以上几种情况后,对于任何一组外载形式都可通过分解、平移后,使之成为上述五种情况的组合。先分别求出各种典型情况下的钉载,然后叠加合成后就是单个螺栓上的总载荷。要注意的是,此时叠加应是向量相加。此外螺栓上的载荷如有拉、剪两种性质的载荷时,要用强度理论进行强度校核(见本书第78页)。

铆钉组连接原则上与螺栓组一样。但因为不少铆缝相对于螺栓组而言受力较小,因此其直径、数量和排列参数的确定一般不由强度来确定,而常由统计数据,或结构件连接的可靠性来确定,铆钉组实际所能承受的极限载荷(破坏载荷)值也可能大大高于实际的设计载荷。

最后,必须指出的是,实际上螺铆组的连接可靠性是个很复杂的问题,如钉载的分布、应力集中系数、塑性影响的考虑、被连接件的应力分布、连接接头疲劳寿命的估算、加载孔的损伤容限特性以及接头的破坏准则等一系列问题都是很复杂的问题,有不少专著、文献、手册予以专题介绍,也还有很多研究工作要继续进行。对于有疲劳设计要求或按损伤容限设计准则设计的螺栓、铆钉组的连接设计应进行仔细的分析,还应进行必要的试验验证。

4.7 胶接件设计

一、概述

胶接是用胶粘剂把两个或两个以上的零件粘合在一起并获得一定强度的连接型式。胶接既可作为飞机金属零件之间的连接方法,也可作为非金属材料 and 复合材料零件,包括蜂窝夹层结构的连接方法之一。本节主要介绍胶接在金属零件上的设计。

胶接作为飞机金属零件之间的连接,近几十年来发展很快,国内外各种飞机均有采用,使用部位很广泛,主要有受力较小的框、肋、口盖、舵面尾段,振动及疲劳强度要求较高的蒙皮(多层蒙皮的胶接)、壁板以及某些受力梁等。

设计完善的胶接件有下列优点:

1. 能获得重量较小的结构。胶接接头处(如胶接壁板中的蒙皮与长桁的胶接处)胶接部位平整。连续的胶缝改善了应力情况,接头处应力分布均匀,这就使胶接件的强度和刚度得到充分的发挥,因而可减轻结构重量。

2. 由于胶缝连续,胶层有一定弹性,应力集中现象比铆接、点焊小得多,因而提高了结构的抗疲劳性能,有较高的疲劳寿命。同时胶层有阻止裂纹扩展的性能,裂纹通过胶接区的扩大比通过铆缝的扩大要慢得多,而且胶接结构受损后有较大的剩余强度,因而有利于使按疲劳或损伤容限要求设计的结构有可能设计得更轻。

3. 韧性的胶层有吸能作用,胶接结构的抗声振疲劳强度也较高。

由于以上 2、3 两点原因,胶接结构,如胶接的多层蒙皮板等在受振动、疲劳载荷、声振疲劳的部位得到了推广使用。

4. 胶接件表面平整光滑,气动外形好,接头的密封性能也好。

5. 在胶接件中,各零件之间彼此是电绝缘的,因此可减少或消除电偶腐蚀。对已采取防腐措施的表面也可起到保护作用,不易破坏。

6. 工艺简便。

但胶接件有下列缺点:

1. 胶接强度离散性高,因而可靠性较差。当前又缺少完善的无损检验方法,难以做品质质量检查。这个问题影响了胶接的使用。

2. 胶接分常温固化和热固化两种,热固化胶接强度较高,但使用上受构造型式限制。

3. 胶接结构在使用中如出现脱胶现象,不易发现和修理。恶劣环境下胶层易老化。

4. 胶接的抗剥离、抗冲击强度低。

因此在目前的设计中,如果胶接部位的完全失效或部分失效会导致飞机失事,则这些部位的结构绝不允许采用胶接的结构件。

二、胶接强度

金属零件(主要是铝合金等轻质材料)胶接件的胶接强度取决于胶粘剂本身的强度和胶粘剂与被胶接零件之间的粘附力(粘附强度),此外还受到零件的材料、表面状态、几何尺寸、工艺条件、工艺质量、工作环境等多种因素的影响,因此胶接强度是变化的。值得注意的是胶接接头

所受载荷的性质对胶接强度有明显影响。在使用中,胶接部位的剪切强度最高,此时其剪应力是平行作用于胶接面的均匀应力(图 4-50,a)。但若由于外力线不通过胶接缝而产生附加弯矩,胶缝边缘出现应力集中,则承剪力将降低。

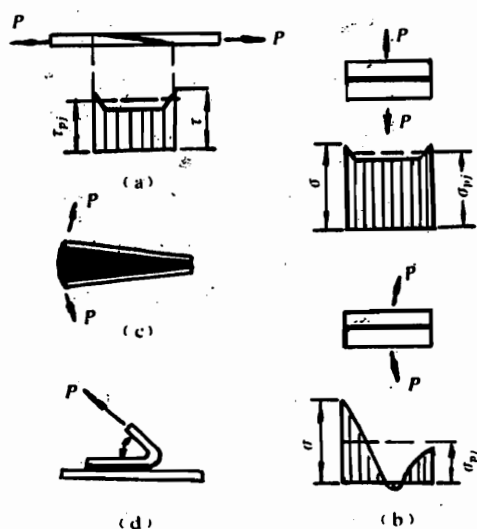


图 4-50 胶接部位在各种受力型式下的强度
(a) 受剪应力;(b) 受拉应力(均匀的扯离应力);
(c) 不均匀扯离应力(劈裂);(d) 剥离应力

图 4-50(b)所示为受拉应力的情况。从理论上讲,胶接面受载垂直于它的均匀拉应力时所受载荷可达剪应力的两倍。但实际上往往不能保证垂直,则此时边缘就会产生应力集中,使抗拉能力大大降低。若被连接件很薄(具有柔性)则拉应力虽然分布在整个胶面上,但将很不均匀,边缘应力集中严重,此即不均匀扯离应力。胶缝受这种应力的能力低,胶缝会产生劈裂,这种受力型式应尽可能避免,见图 4-50(c)。

然而胶接部位的抗剥离强度是最低的。图 4-50,d 中所示被连接零件中一个零件较薄,具有柔性,则当有偏斜的拉力或力矩作用在胶接面的边缘线上时,胶缝即承受剥离应力。这种受力型式应该避免。

综上所述,为使胶接件有较高的强度,胶缝设计应尽量使其承受剪切力,而避免受剥离力,并尽可能避免受不均匀的扯离力。

三、胶接设计的基本知识

胶接结构的成功与否取决于合理的结构设计、强度计算、胶粘剂的选择以及工艺稳定等因素。

1. 合理选择胶接接头型式,充分发挥胶接连接较高的抗剪、抗拉强度,避免使接头受剥离力。如图 4-51 所示三种型式均能承受较大的载荷,而图 4-52 中的三种则因有边缘应力集中,而单角接则还容易产生边缘剥离,所以就较少用。必须要用时就要采取一些措施,如将边缘局部斜削,也可局部(在应力集中区)将零件增加宽度或厚度,或在角材零件与蒙皮连接的端头加铆钉以提高承受剥离载荷的能力。但总的说承受大的集中载荷或冲击载荷的部位不宜采用胶接。

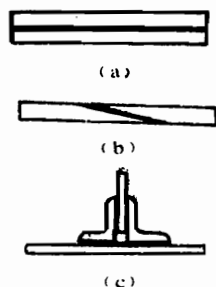


图 4-51 胶缝型式

(a) 面接;(b) 斜搭接;(c) 双角接(用于梁缘条)

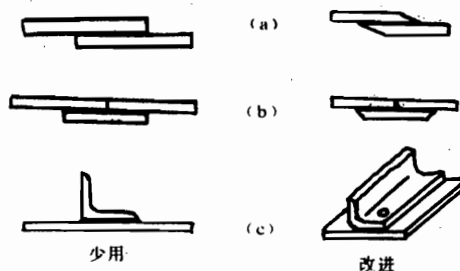


图 4-52 减少不均匀扯离(或剥离)应力的改进方法举例

(a) 单面搭接;(b) 弱搭板对接;(c) 角接

2. 胶粘剂的选择

钣金胶接用胶粘剂是一种能够承受较大载荷的结构胶粘剂。一般均是以高分子化合物为基料,添加固化剂、填料、稀释剂等几种成分组合而成,如环氧-聚酰胺、环氧-丁腈、酚醛-缩醛等。胶粘剂的使用状态一般是胶膜,有时也使用胶液。

在选择胶粘剂时,必须对胶接件的使用环境、预期寿命、应力水平以及其他特殊要求具有全面的了解,然后对胶粘剂的性能综合考虑后选定。几个零件胶接在一起应尽量选用一种胶粘剂,并能在一次固化中完成。

3. 胶接件设计要有足够大的面积,胶接接头的最小搭接长度或宽度为 8mm,一般以不小于 12~15mm 为宜。对于两个厚度较薄的钣金件,不宜采用沿厚度方向的对接,否则胶接面积太小,承载能力很低。

对于刚性大的双曲面零件难以做到均匀配合,不宜采用大面积胶接。

4. 单面搭接结构,当被胶接零件厚度增大时,胶接强度增加,但随之偏心也增加,且厚零件大面积胶接难以达到均匀配合,故被连接件厚度一般不应大于 2mm。

5. 多层零件的胶接,各层零件厚度应逐渐减薄,零件端头错开,以提高抗疲劳强度(如直升飞机旋翼根部的胶接)。另外,一次胶接的各零件,高度相差不宜过大。壁板的长桁、梁等纵向构件与横向构件(如框、肋等)就不宜一次胶接,否则不能保证均匀加压,且易损坏零件。

6. 零件的胶接面加工时,建议表面粗糙度取 $\sqrt{3.2} \sim \sqrt{0.8}$,此时胶接强度较高。

7. 胶缝部位需铆接时,应选用较小直径的铆钉或较软材料的铆钉、环槽铆钉、抽芯铆钉。尽量采用压铆,但不宜采用铆枪冲击铆接。

四、胶焊和胶铆连接简介

为了充分发挥各种不同连接方法的优点,克服缺点,还采用了胶焊(胶接加点焊)、胶铆(胶接加铆接)等复合连接方法。胶焊、胶铆比纯胶接的抗剥离强度高,但各自带有点焊及铆接的不足之处,也仍带有胶接的某些缺点。

1. 胶焊件

胶焊是胶接与点焊的复合连接,综合受力好。焊点可作为胶接时定位用,固化时使用加热的炉。与点焊连接相比,增加了连续的胶缝,应力集中小,大大提高了抗疲劳强度。目前国内外已在多种飞机上有采用。使用部位有受力小的肋、框、口盖以及受力大的机翼、机身壁板等。

2. 胶铆件

胶铆是胶接与铆接的复合连接,综合受力好。胶层使受力均匀,提高了连接强度和使用寿命,特别是薄蒙皮埋头铆接,采用胶铆时优点更为显著。胶铆还可以减震、防磨损、防接触腐蚀,并易做到密封。因此,胶铆常用于受振动、易疲劳、受力较大或要求密封的部位。

有关胶焊件和胶铆件的设计此处不再赘述,设计时可参阅有关设计手册。

习 题

1. 在各种类型的金属零件设计中都提出一些结构要素,这些结构要素的确定主要是从哪些方面因素考虑的?(例如强度、制造工艺、装配工艺、保证零件质量、使用)
2. 为什么在介绍金属零件设计和连接设计时都提出要尽量使载荷对称,减小偏心,意义何在?

3. 图示机翼后缘,为了将副翼转轴固定在机翼后梁上,现需在后梁与转轴之间设计一个支臂。你认为这个支臂在钣金件、厚板机械加工件、锻件、铸件、焊接件中可以选用哪一种或哪几种类型的金属零件?试比较它们的优点、缺点。假设副翼支臂接头上受有 40kN 的向上的力,力的作用点在副翼转轴上。

4. 该支臂与后梁采用什么连接方法?如果采用紧固件连接,应选哪种紧固件?紧固件应如何放置较好?为什么?

5. 任意选择一飞机上的操纵面实物,观察在该小部件上采用了哪些连接方法?各用于什么部位?你认为这样的连接设计是否合理?为什么?

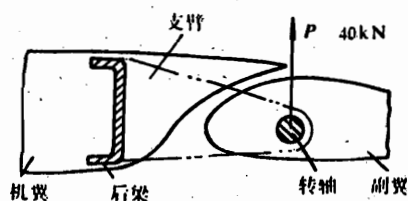


图 4-53

第5章 复合材料结构设计

5.1 概 述

先进复合材料是60年代中期崛起的一种新型材料,它具有比强度和比刚度高、可设计性强等许多优异特性,一经问世就显示了强大的生命力,目前在航空航天结构上已获得了广泛应用,并有进一步增长的明显趋势,已成为航空航天四大结构材料之一。

本章介绍先进复合材料的结构设计,主要包括设计选材、设计原则、典型零件和典型构件设计等结构设计的主要问题。

5.2 设计选材

一、选材原则

材料应具有高的比强度和比刚度,满足环境和特殊性能要求,而且工艺性好,成本低。

二、纤维选择

按比强度、比刚度、拉伸断裂应变、性能价格比四项指标并结合结构的使用要求综合考虑来选纤维。各类纤维在复合材料结构上的使用情况见表5-1。

表5-1 常用纤维的比强度、比刚度及应用情况

纤维类别	比强度	比刚度	强度 价格比	模量 价格比	断裂应变 (%)	应 用 情 况
高强玻璃纤维 (如S玻璃纤维)	1.04	32.1	0.22	6.67	3.25	用于透波类结构和耐冲击类结构 用做碳纤维复合材料与金属材料接 触处的电隔离层
芳 纶 (如Kevlar 49)	1.9	85~120	0.11	4.96	2.2	用于透波类结构和混杂复合材料结 构 机械加工性能差
氧化铝纤维 (如FP)	0.35	97	0.007	1.9	0.36	用于透波类结构
碳纤维(伪芯)	1.41	161	0.018	2.0	0.88	用于航空航天结构的主受力骨架 适用于截面尺寸大的零件
碳化硅纤维 (伪芯)	0.98	135	0.015	2.13	0.73	适宜做金属基复合材料 用于航空航天结构的主受力骨架
普通碳纤维	1.74	131	0.15	8.51	1.4	用于民用产品、一般航空结构、混杂 复合材料一般结构
中强碳纤维 (如T300、T500)	1.8~2.7	130~170			1.5~1.7	用于民机结构、军机一般结构、重要 的混杂复合材料结构

续表 5-1

纤维类别	比强度	比刚度	强度 价格比	模量 价格比	断裂应变 (%)	应用情况
高强高韧碳纤维	3.1~3.9	160~170			>1.8	用于航空航天器的主受力结构
高模碳纤维	0.95~1.35	210~330	0.03~0.04	1~3.5	0.3~0.65	用于质量控制很严、刚度要求又特别高的结构,如航天飞机的机械臂

三、树脂选择

树脂主要有两类,一类为热固性树脂,另一类为热塑性树脂。

目前已用于飞机结构的复合材料,其基体以热固性树脂居多。

先进复合材料树脂基体的选取原则如下:

(一) 应满足结构的使用温度范围。不同类型的树脂其工作温度范围相差很大。确定树脂工作温度的方法是测试树脂浇注体的玻璃化转变温度(T_g)。一般认为树脂工作温度与树脂玻璃化转变温度之间存在如下关系:

$$T = T_g - 30^\circ\text{C}$$

T_g 的预测公式为

$$T_g = [\beta_m(1 - V_f)T_{gm} + \beta_f V_f T_{gf}] / [\beta_m(1 - V_f) + \beta_f V_f]$$

式中 β_m ——树脂的湿胀系数;

β_f ——纤维的湿胀系数;

V_f ——纤维的体积含量;

T_{gm} ——干态树脂的玻璃化转变温度;

T_{gf} ——纤维的玻璃化转变温度。

但在确定树脂的实际可用温度时,应考虑复合材料吸水后的树脂玻璃化转变温度的下降量,此时玻璃化转变温度按下式计算:

$$T_g = (1 - 0.1C + 0.001C^2)T_{gm}$$

式中 T_{gm} ——干态树脂的玻璃化转变温度;

C ——水分含量百分数。

表 5-2 为各类树脂基体的工作温度范围。表 5-3 为几种树脂基体的工作温度范围。这些数据供选择树脂时参考。

表 5-2 各类树脂基体的工作温度范围

基 体	热 固 性 树 脂				
	各类环氧树脂		双马来酰亚胺	聚 酰 亚 胺	酚 醛
	120℃固化	180℃固化			
$T(^\circ\text{C})$	-55~82	-55~105 -55~120 -55~177	-60~177 -60~232	-60~250 短期达 315	-55~140 -55~177 -55~260
基 体 $T(^\circ\text{C})$	热 塑 性 树 脂				
	聚 醚 醚 酮		聚 苯 硫 醚	聚 醚 砜	聚 砜
	250		200	180	170

表 5-3 几种树脂基体的工作温度范围

基 体	4211	5222	QY8911	LWR-1	5208	5245C	5250 ⁻² ₋₃
T(°C)	-60~120	-60~170	-59~177	-60~60	-55~177	-60~177	-60~232

(二) 应满足基体的力学性能要求。基体的力学性能通过测试树脂浇注体和复合材料单向层压板试样得到。对浇注体需测定各种温度下的拉伸、压缩模量、泊松比和拉伸断裂应变。要求基体模量随温度变化平缓。对于单向层压板主要测定垂直纤维方向的拉伸断裂应变和层压板的 $G_{1..}$ 。

(三) 树脂的断裂应变应当与纤维的断裂应变相匹配。树脂与纤维应具有高的界面结合强度。

(四) 树脂的理化性能应满足结构的使用要求。树脂应具有良好的耐介质和自然老化性能。树脂的饱和水分含量应小于 3.5%。对于民机内部结构,树脂基体还应满足适航性条例规定的有关阻燃、燃烧、烟雾、毒性方面的指标要求。

(五) 满足工艺性要求,如挥发物含量、粘性、预浸料使用期、固化加压带、固化温度以及工件固化后的收缩率等。

5.3 设计原则

本节主要根据设计实践归纳出一些具体的设计原则,主要有:铺层设计原则、强度和刚度设计原则、混杂复合材料选用原则和为达到良好的工艺性结构设计应采取的设计措施。

一、铺层设计的一般原则

铺层设计主要包括:选取合适的铺层角,确定各种铺层角的铺层百分比和铺层顺序三个内容。此外,还有局部的铺层设计工作。

有关铺层设计的一般原则综述如下:

(一) 除特殊需要外,结构应采用均衡对称铺层,以避免耦合引起翘曲。

(二) 铺层的纤维轴线应与内力的拉压方向一致,如图 5-1 所示。

(三) 由 0° 、 90° 、 $\pm 45^\circ$ 铺层组成的结构,对任一铺层角的铺层,其最小铺层百分比应大于或等于 6%~10%。

(四) 对于以局部屈曲为临界设计情况的构件,应该把 $\pm 45^\circ$ 铺层尽量铺到远离结构中性能层的位置上,即两侧表面上。

(五) 连接区的铺层设计应使与钉载方向成 $\pm 45^\circ$ 的铺层百分比大于或等于 40%,与钉载方向一致的铺层百分比大于 25%。其目的是保证连接处有足够的剪豁强度和挤压强度,同时也有利于载荷扩散和改善应力集中。

(六) 对于在使用中容易受到外来物冲击的结构,其表面几层应均布于各个方向,且相邻层的夹角尽可能小。目的是防止基体受载与减少层间分离。对于仍不满足抗冲击要求的部位,局部应采用混杂复合材料,如芳纶或玻璃纤维与碳纤维混杂。

(七) 对于承受集中力冲击的部位,应进行局部加强,沿载荷方向分配足够的铺层以承受冲击载荷,并配置一定数量与载荷方向成 45° 的铺层,以便将集中载荷扩散,如图 5-2 所示。

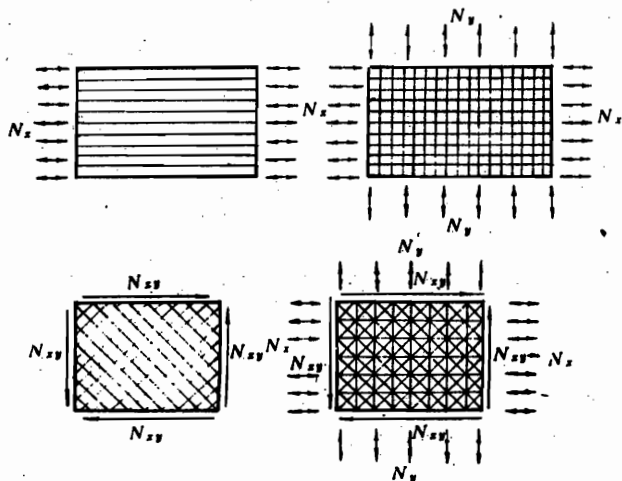


图 5-1 铺层纤维方向与内力方向一致性要求

(八) 在梁、墙、框、肋及加筋条的突缘部位,应布置较大比例的 0° 铺层以提高轴向强度和刚度。但也需铺设一定数量的 $\pm 45^\circ$ 层,以提高突缘的局部屈曲强度。

(九) 在结构开口区,应使相邻层的夹角最小,以此提高层间强度。

(十) 在结构变厚度区域,铺层数递增或递减形成台阶,要求每层台阶宽度相近且等于或大于 2.5mm,并在表面铺设连续覆盖层以防剥离。

(十一) 同一铺层角的铺层不宜过多集中在一起,超过 4 层易出现分层。

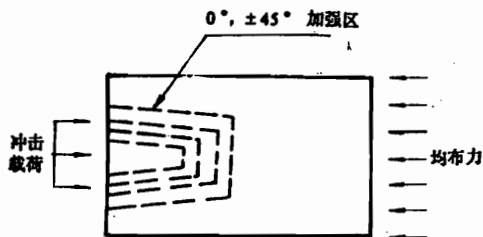


图 5-2 冲击荷载区铺层的局部加强

二、强度、刚度设计原则

(一) 复合材料结构的强度设计原则

1. 按许用应变设计的复合材料结构一般采用按使用载荷设计、按设计载荷校核的方法。

2. 结构强度计算用的许用值,分为使用许用值和设计许用值,它们分别对应于最大使用载荷和设计载荷。许用值的数值基准,分 A 基准和 B 基准两种,它们分别用于单传力通路的主结构和多路传载或破损安全结构。

3. 关联使用载荷和设计载荷的安全系数从现行的强度规范或专门为型号制定的强度设计原则中选取。

4. 强度计算时可用霍夫曼(Hoffman)、蔡-希尔(Tsai-Hill),蔡-胡(Tsai-Wu)等失效准则。注意这些失效准则仅适用于铺层。蔡-胡失效准则中的相关项 F_{12} 一般仍取 -0.5。

5. 当结构使用温度范围很宽或在不同温度下复合材料性能变化较大时,选取应力分析用的材料力学性能数据应首先按结构使用温度划分温度区间,如 $-55 \sim 80^\circ\text{C}$ 、 $80 \sim 120^\circ\text{C}$ 、 $120 \sim 150^\circ\text{C}$ 等,然后在相应温度区间取值;材料弹性常数选取试样在相应温度区间测定的平均值,强

度计算用材料在相应温度区间的许用值。应力分析用的外载应选取相应温度区间各飞行情况中的最大使用载荷。

(二) 复合材料结构的刚度设计原则

1. 复合材料结构在使用载荷下不允许产生有害的变形,变形不应当妨碍飞机的安全操纵,变形不应严重改变外部载荷或内力的分布。

2. 在使用载荷下,不允许结构有永久变形。复合材料结构一旦出现永久变形就意味着结构产生了永久性损伤。

3. 注意利用复合材料铺层的正交异性特性和结构的层压特性,通过合理地选取铺层角、铺层比和铺层顺序,以最小的质量代价达到所要求的刚度。

4. 有刚度要求的一般部位,弹性常数的数值基准先取对应温度区间的 B 基准值。

三、混杂复合材料的选用原则

使用混杂复合材料的目的是利用一种纤维复合材料的优点通过混杂去弥补另一种纤维复合材料的缺点,以得到综合性能较好的混杂复合材料。

(一) 对于强度、刚度要求比较高,又有抗冲击要求的结构,采用在碳纤维复合材料中加入芳纶或玻璃纤维,通过层间或层内混杂,构成混杂复合材料,它可提高冲击性能。

(二) 对于要求质量小、成本低,又有中等强度和刚度要求的结构,采用在芳纶或玻璃纤维复合材料中加入碳纤维,通过层间或层内混杂的方法,构成混杂复合材料,目的是提高结构的刚度和抗压缩性能。

四、工艺性要求

复合材料结构工艺性包括构件的制造工艺性和组件、部件的装配工艺性两方面。

结构方案和结构细节设计对工艺性有决定性影响。在结构设计的全过程均需考虑结构工艺性问题。

(一) 铺层设计中要考虑工艺性问题。由于不同铺层角的铺层之间,在给定方向中存在刚度特性和膨胀特性上的差别,当存在铺层不对称、装配不对称和同一铺层角的单向带集中过多时,会引起翘曲甚至分层,如图 5-3。

(二) 结构零件的拐角应具有较大的圆角半径,避免在拐角处出现纤维断裂、富脂、纤维架桥等缺陷,如图 5-4 所示。

(三) 对于外形复杂的结构,在外形变化区采用光滑过渡,用织物代替无纬布以减少外形变化区的纤维分离。

(四) 对具有封闭内腔需要用气囊加压的结构,应在受力较小的部位留出合适的工艺孔。

(五) 对表面质量有要求的结构,该表面应为贴模面。当该表面不能做贴模面时,结构布置应考虑加匀压板以提高表面质量。

(六) 对于制件壁厚大于 7.5mm 的结构,应选用不吸胶的预浸料,制造工艺参数也应作适当调整。

(七) 为保证连接区的钻孔质量,在孔的钻出一侧,铺一层织物或玻璃布。

(八) 为减少组装工作量,在热压罐尺寸和工艺许可下,尽量设计成整体件并采用共固化工艺。

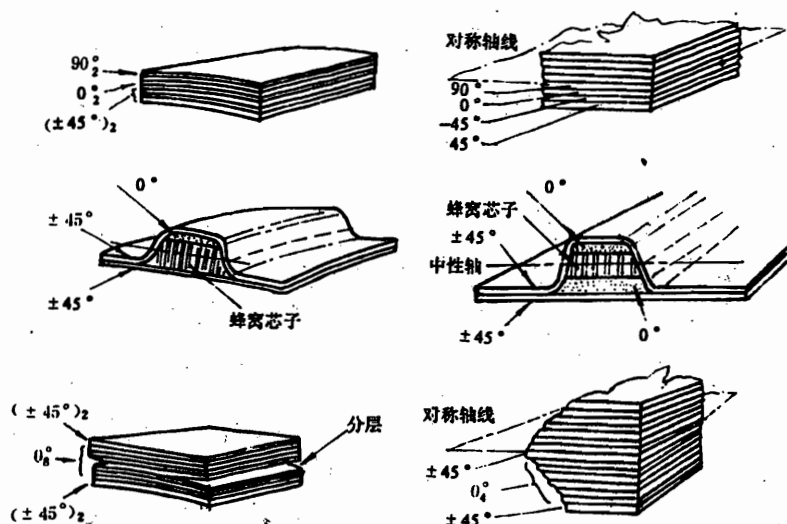


图 5-3 不对称和同一单向带集中过多引起的翘曲与分层

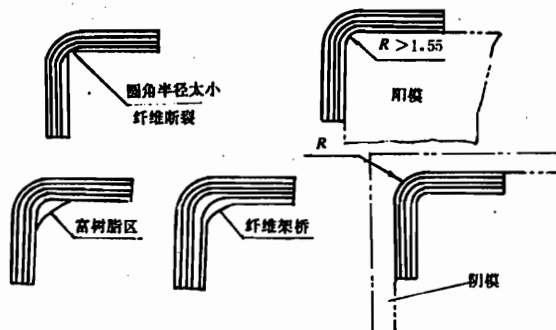


图 5-4 结构零件拐角处的圆角半径要求

5.4 层压板设计

层压板是复合材料结构的最基本结构元件,本节给出的层压板设计方法,限于受静载荷的无加筋、无夹芯和非混杂层压板,并且不考虑任何形式的损伤与缺陷存在。

一、层压板设计的一般原则

(一) 关于层压板铺层方式的选择 层压板铺层方式的选择,系指对铺层角、铺层比、铺层顺序等诸因素的确定。铺层方式的选择应遵循以下原则:

1. 一般限于采用对称层压板。

2. 在结构元件的层压板设计中,一般只在 $\pi/4$ 倍角度范围,即 0° 、 45° 、 -45° 、 90° 四种角度中选择所需的铺层角。建议尽量采用成对的 45° 和 -45° 的均衡铺层。对于以缠绕形式制造的管

状构件,铺层角(缠绕角)不受上述 $\pi/4$ 倍角度的限制,但一般均采用 $\pm\alpha$ 缠绕角。

3. 层压板有两种或两种以上铺层角时,各种方向的铺层应尽量交错铺设。同方向连续铺设的铺层组内,一般不要超过 4 层,以减小层间应力和避免树脂过早开裂。

4. 对于暴露在外的层压板,在表面铺设 $\pm 45^\circ$ 层,将具有较好的使用维护性,也可以改善层压板的抗压缩和抗冲击破坏性能。

(二) 关于力学分析方法的选择 力学分析是层压板设计计算的基础,必须采用较精确而又简单的工程分析方法并遵循以下原则:

1. 在薄壁结构中,层压板总体刚度的计算,一般采用平面应力状态的层压板理论,不考虑三维应力和层间应力的影响。

2. 纤维增强复合材料的失效准则,以采用二次型的失效准则为宜。在层压板的强度计算中,只有最先一层失效(FPF)强度的计算较准确,而最后一层失效(LPF)强度(即极限强度)的计算迄今尚无公认的准确方法。

3. 材料的基本力学性能,应采用由标准的性能试验方法测得的值,或由材料性能手册查得。

(三) 关于环境影响 树脂基复合材料,应考虑环境温度和湿度对其力学特性的影响。

1. 应考虑层压板因固化温度与工作温度之差,以及工作环境温度所引起的残余应力。

2. 可采用线性的温度和湿度膨胀公式。

3. 要有由试验测得的精确的材料热膨胀系数 $\{\alpha\}$ 和湿膨胀系数 $\{\beta\}$ 值。

4. 要有由试验测得的温度和水分对纤维和基体的刚度与强度影响的曲线或数据。

5. 要有材料因吸收水分而导致基体玻璃化转变温度 T_g 下降的曲线或数据。

6. 如果缺少材料的湿、热性能数据时,即在层压板的力学性能设计计算中未计入湿、热影响时,应在对这些影响做定性分析的基础上,乘上适当偏于安全的系数。

二、按刚度设计

层压板的刚度设计往往是以结构所提出的总体刚度指标为依据的,即由结构分析提出的对层压板要求的刚度指标 E_x, E_y, G_{xy} 和所选定复合材料的基本性能数据及铺层厚度 E_1, E_2, G_{12}, ν_1 和 h_0 , 设计出具有等效平面刚度 E_x^0, E_y^0, G_{xy}^0 的层压板,满足 $\{E^0\} > \{E\}$ 。层压板的面内刚度与铺层顺序无关,而只与铺层方向及其层数有关。要确定合理的铺层方向和最少的铺层数,需利用计算机进行频繁的迭代计算。在实际工程设计中,大多要对层压板的特征作某些限定。均衡对称 $\pi/4$ 层压板是工程中应用最广的层压板,由于铺层角限于 $0^\circ, 90^\circ$ 和 $\pm 45^\circ$, 且 $+45^\circ$ 和 -45° 的铺层层数相等,因而此类层压板的设计实际上变成了对三种铺层角体积含量以及最少总层数的确定。关于层压板面内刚度的计算公式可参阅有关复合材料力学的书籍。

三、按强度设计

层压板的最先一层失效强度,通常可以计算得比较准确,能满足工程强度校核要求,而极限强度的计算方法,一般误差较大。因此,建议以最先一层失效强度作为按强度要求设计层压板的基础。

若层压板在使用载荷作用下不产生永久变形,对应于层压板的应力小于其最先一层失效强度。当层压板在设计载荷作用下,层压板的应力等于或小于其极限强度,则层压板恰好破坏。

或尚未最后破坏。若层压板同时满足这两点,则认为该层压板满足飞机结构强度规范的要求,或简称满足强度要求。能满足强度要求的层压板是各式各样的,合理的设计应同时具有尽量少的总层数。当层压板在设计载荷作用下,层压板中只有一个铺层刚好达到其失效力,此层压板满足强度要求,且强度有富裕。如果在设计层压板时,要求在设计载荷作用下,层压板中各铺层或各铺层组的强度同时恰好等于层压板的最先一层失效强度,则此层压板将是理想的等强度最优设计,质量最小。

应当指出,层压板中对应的各铺层强度之间差别越小,且强度越高,则层压板的总层数越少,因而越合理。然而,在实际结构中的铺层角大都限于在 $\pi/4$ 倍铺层角内选取,只有在特殊设计应力状态下,才会有层压板各铺层同时失效出现。

四、按稳定性设计

(一) 假设

这里设计的层压板,有以下限制和假设:

- (1) 均衡对称层压板;
- (2) 除缠绕构件外,层压板铺层角限于在 0° 、 90° 、 45° 和 -45° 四种角度中选择;
- (3) 采用直法线假设,因而只适用于小厚度与小挠度的层压板;
- (4) 矩形层压板;
- (5) 层压板只受面内力作用。

正交各向异性层压板在面内载荷作用下的屈曲控制方程为

$$D_{11} \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + D_{22} \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} + N_x \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} - 2N_{xy} \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} + N_y \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} = 0$$

式中 D_{ij} ($i, j=1, 2, 6$) 为层压板的弯曲刚度系数; N_i ($i=x, y, xy$) 为作用的面内载荷, $\omega(x, y)$ 为层压板的挠度函数,它只与 x, y 坐标有关。本节采用的层压板屈曲载荷计算公式,参见有关书籍。

(二) 已知条件

- 1 层压板的边界支持情况及边长 a 与 b 的值;
- 2 作用在层压板上的面内设计载荷 $\{N\}$;
- 3 层压板所选材料的基本性能及铺层厚度。

(三) 设计条件与方法

设计载荷应小于或等于屈曲载荷,此即层压板稳定性设计中应满足的条件。

$$N_i \leq N_{icr} \quad i = x, xy$$

式中屈曲载荷 N_{icr} 的计算,可利用有关的公式和曲线求得。从那些 N_{icr} 的公式和曲线中可以看出,影响层压板稳定性的因素有边界支持情况,板的长宽尺寸和弯曲刚度。前两个因素是由结构布置确定了的(为非层压板本身的设计任务),因此层压板稳定性设计的主要任务为合理地设计其弯曲刚度。影响弯曲刚度系数的因素有铺层方向、铺层顺序和层压板的层数。因此,设计计算应在不同铺层角(一般在 $\pi/4$ 倍的四种角度中选择)、铺层顺序和层数的一系列层压板中进行。最后,取其中既满足稳定性条件,而层数 n 又是最少者,即算完成了设计。这是个繁琐的设计过程,应在计算机上进行。

五、满足特殊要求的设计

层压板设计中还会因环境条件、使用要求或气动弹性等对层压板提出某些特殊的性能要求,如零膨胀系数、无限大刚度和负泊松比的层压板设计问题。

(一) 零膨胀系数层压板设计

1. 基本条件

单向层压板在纤维方向应具有负的热膨胀系数,某些先进复合材料,如碳纤维或芳纶纤维增强的复合材料,在纤维方向就常具有不同程度负的热膨胀系数,而垂直于纤维方向具有正的热膨胀系数。因而,对于这类复合材料有可能设计成“零膨胀系数”的层压板。在实际上,由于原材料、制造、计算等方面的偏差或误差,可能有极小的热膨胀系数存在。应当指出,对于那些在纤维方向是正值热膨胀系数的材料,而垂直于纤维方向也是正值热膨胀系数时,就不可能设计出零膨胀系数的层压板及其结构。

在层压板的内,应具有热膨胀的各向同性性质,为了获得层压板各向同性的热膨胀系数,应满足以下条件:

(1) 总层数 $n \geq 6$ 的对称准各向同性层压板;

(2) 各铺层的材料与厚度皆相同;

(3) 各铺层方向按下式依次选取:

$$\theta_k = \frac{\pi(k-1)}{n} \quad k = 1, 2, \dots, n/2$$

2. 零膨胀系数设计的基本方程

由层压板热膨胀性质导出的方程,给出了层压板热膨胀系数为零的基本方程

$$\alpha_1 E_1 (1 + \nu_2) + \alpha_2 E_2 (1 + \nu_1) = 0$$

或

$$\alpha_1 (Q_{11} + Q_{12}) + \alpha_2 (Q_{12} + Q_{22}) = 0$$

式中 α_1, α_2 ——铺层的正轴热膨胀系数;

E_1, E_2 ——铺层的正轴弹性模量。

由方程可以看出,一般 E_1 比 E_2 大得多,而 α_1 比 α_2 又小得多。如果 α_1 为负值时,等式可满足。由于碳纤维/环氧树脂或芳纶/环氧树脂材料为负值的 α_1 非常小,如果此 α_1 的值不够精确,设计计算结果的误差将会很大。因此, α_1 和 α_2 的值,尤其是 α_1 的值本身很小,必须由精密测量得到,不能用细观力学的公式估算。此外应当指出,方程表明在零膨胀系数层压板的设计中, α_1 是负值为必要条件(因 α_2 一般为正值)。

(二) 无限大刚度层压板设计

当层压板受到某种载荷作用,而在该载荷作用的某一方向上不产生变形或应变时,认为该层压板在此方向上具有“无限大刚度”。这是一种特殊刚度设计问题。目前大多利用规则反对称斜交层压板,其本构方程(参阅有关书籍)为

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ k_{xy} \\ \hline k_x \\ k_y \\ \nu_{xy}^0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \beta_{16} & & & \\ & \alpha_{22} & \beta_{26} & & & \\ \text{对称} & & \beta_{66} & & & \\ \hline & & & \delta_{11} & \delta_{12} & \beta_{61} \\ & & & & \delta_{22} & \beta_{62} \\ & & & \text{对称} & & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ M_{xy} \\ \hline M_x \\ M_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix}$$

1. 本构方程的特点

- (1) 耦合柔度系数 β_{16} 和 β_{26} 随铺层组数量的增加而减小;当铺层角 $\theta = \pm 45^\circ$ 时, $\beta_{16} = \beta_{26}$ 。
- (2) 耦合柔度系数的符号正负性是可以设计的。
- (3) 除角标为 16 和 26 的柔度系数随铺层组数量的增加而减小外,其他的柔度系数与铺层组数量多少无关。

2. 本构方程的应用

- (1) 无限大纵向刚度:当层压板受到 M_{xy} 和 N_x 载荷作用时,其条件为 $\epsilon_x^0 = 0$,即

$$\frac{N_x}{M_{xy}} = -\frac{\beta_{16}}{\alpha_{11}}$$

- (2) 无限大横向刚度:当层压板受到 M_{xy} 和 N_y 载荷作用时,其条件为 $\epsilon_y^0 = 0$,即

$$\frac{N_y}{M_{xy}} = -\frac{\beta_{26}}{\alpha_{22}}$$

- (3) 无限大扭转刚度:当层压板受到 N_x 和 M_{xy} 载荷作用时,其条件为 $k_{xy} = 0$,即

$$\frac{M_{xy}}{N_x} = -\frac{\beta_{16}}{\beta_{66}}$$

- (4) 无限大纵向弯曲刚度:当层压板受到 M_x 和 N_{xy} 载荷作用时,其条件为 $k_x = 0$,即

$$\frac{M_x}{N_{xy}} = -\frac{\beta_{61}}{\delta_{11}}$$

- (5) 无限大横向弯曲刚度:当层压板受到 M_y 和 N_{xy} 作用时,其条件为 $k_y = 0$,即

$$\frac{M_y}{N_{xy}} = -\frac{\beta_{62}}{\delta_{22}}$$

- (6) 无限大面内剪切刚度:当层压板受到 N_{xy} 和 M_x 载荷作用时,其条件为 $\nu_{xy}^0 = 0$,即

$$\frac{N_{xy}}{M_x} = -\frac{\delta_{61}}{\alpha_{66}}$$

(三) 负泊松比层压板设计

负泊松比常出现在一般双向对称层压板中。利用计算层压板面内刚度的公式,可以求出一般双向对称层压板的刚度和柔度系数。根据面内泊松比的定义

$$\nu_x^0 = -\alpha_{12}^*/\alpha_{11}^* \quad (* \text{ —— 正则化})$$

可以通过绘制给定材料的 ν_x^0 随层压板偏角 γ (斜交层压板夹角平分线与参考轴的夹角) 变化的关系曲线族,以该曲线族中选择所需负值大小的层压板。

5.5 开口及其补强

一、特点

- (一) 复合材料从初始加载直到破坏,无明显的塑性阶段,所以开口的强度削弱比较严重。
- (二) 复合材料多向层压板的层间剪切强度和刚度比较低,为此复合材料结构的开口不易补强,且补强的范围比金属结构的大。
- (三) 在复合材料结构的开口边缘存在边界效应。
- (四) 复合材料结构的开口影响区比金属结构相应的开口影响区大。

本节仅处理以剪应力为主的圆孔及其补强问题。开孔的相对大小 d/w 在 0.2~0.48 之间。为便于设计计算,采用设计无孔板的方法来设计开孔板,但所用的使用载荷和设计载荷应根据开孔参数给予放大,以保证开孔板的强度。

二、设计要素

本节给出以承剪为主的腹板类结构开圆孔时的补强效果,它也适用于 $N_x \leq +0.2N_{xy}$, 和 $N_y \leq +0.2N_{xy}$ 的拉(或压)剪复合加载情况。设补强铺层的材料同基本铺层,补强后仍为对称层压板,±45°层的比例等于或大于 60%。开口补强的设计要素如图 5-5 所示。

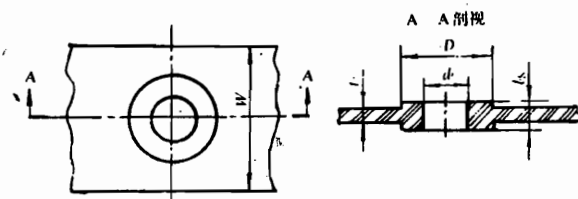


图 5-5 开孔加强区的尺寸定义

(一) d/w 的选择 对各种加强方案加强的开孔板分析结果,得到孔边缘的 R_{Fmin} 和 R_{FPFmin} 之比如下表所示。

表 5-4 孔边缘 R_{Fmin} 和 R_{FPFmin} 的比值

d/w	0.2	0.4	0.48
R_{Fmin}/R_{FPFmin}	2.167	2.142	1.498

其中 R_{Fmin} 和 R_{FPFmin} 分别定义为第二拐点强度值和第一层破坏强度值的最小值。

由表 5-4 可知,对 $d/w=0.48$ 的情况,必须对开孔区作更多的加强才能保证 $R_{Fmin}/R_{FPFmin} \geq 1.5$ 的要求。 d/w 不能过大的另一原因是当 d/w 增大时,衰减长度会大大增加,为补强要付出更大的质量代价。推荐选用 $d/w \leq 0.45$ 。

(二) t_s/t 和 D/d 的选取 选取 t_s/t 大的加强参数对减少因加强引起的附加质量有利。由于复合材料多向层压板的层间强度与模量较低,所以实际设计时要用较大的 D 值,并注意局部加强与总体协调。

(三) 加强层的铺层选择 对于剪切应力为主的开孔, 用 $\pm 45^\circ$ 层加强其效果最佳。原因是 $\pm 45^\circ$ 层能提供最大的剪切刚度。在开孔加强区的边界处, 应有一个阶梯形过渡区, 见图 5-6。

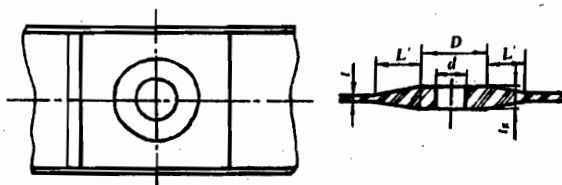


图 5-6 孔边加强时的过渡区

5.6 典型构件设计

飞机结构可分为下述几类典型构件: 加筋板、夹层板等蒙皮类构件; 梁、墙、隔板等纵向骨架构件; 肋、框等横向骨架构件; 集中传力接头等。

一、梁、墙类构件设计

(一) 梁、墙类构件的铺层设计

根据弯矩、剪力及其分布特性, 选取若干切面, 按各切面的弯矩、剪力进行铺层设计。

1. 按许用应变求各方向的铺层数。
2. 按稳定性要求优化铺层顺序。
3. 校核各切面的强度, 局部修改铺层。
4. 确定各切面间的铺层过渡与剔除位置。
5. 根据连接、泊松比等要求对铺层比进行局部调整。
6. 根据抗压塌要求检查腹板的抗压塌强度。
7. 对腹板进行弯-剪稳定性校核。

(二) 夹层结构梁腹板设计

对于相对厚度大的翼型或绝对高度大的翼面, 其梁腹板可采用夹层结构, 以提高腹板的稳定性并减少质量。夹层结构梁腹板的铺层设计要点如下:

1. 根据梁腹板的剪力, 确定 $\pm 45^\circ$ 层的铺层数。
2. 根据腹板压塌力和泊松比控制并确定 90° 层与 0° 层的层数。
3. 对一侧面板可采用不对称铺层, 但对整个夹层板应当对称。
4. 腹板铺层顺序应与梁突缘相协调。
5. 腹板与突缘均需进行稳定性校核。

(三) 梁、墙结构的细节设计

1. 梁突缘与腹板转接处 R 应大于 1.5mm。
2. 梁突缘铺层应对称, 同一方向的铺层不多于 4 层。
3. 相邻结构应注意泊松比协调。
4. 当复合材料梁用除钛合金外的集中传力接头时, 应考虑防电偶腐蚀措施, 一般在复合材料与金属的界面间敷设一层 S 玻璃布作隔离层。连接件用钛合金或耐蚀钢一类材料, 装配时

在连接孔内涂环氧锌黄底漆,即湿装配。

5. 对于螺栓或铆接,在复合材料一侧加不锈钢或钛合金垫圈,起防胀和防嵌入的作用。

二、肋、框类构件设计

根据承载特性将肋和框分成普通肋与普通框和加强肋与加强框两类。

(一) 肋、框的设计原则

(1) 肋与框的弯曲刚度

$$(EI)_t = 4W^4N/(\pi^2L)$$

式中 $(EI)_t$ ——肋、框的弯曲刚度;

W ——肋的跨距;

L ——肋的间距;

N ——蒙皮壁板单位宽度上的轴力。

(2) 肋与框的抗压刚度

$$(Et)_t = 47HW^4N/L^5$$

式中 $(Et)_t$ ——肋、框的弦向单位长度的抗压刚度;

H ——肋、框的高度。

(3) 满足强度要求

对普通肋、框只要满足刚度要求,强度会满足,而加强肋、框则要进行计算分析。

(二) 肋、框的结构设计、铺层设计与细节设计

肋与框的结构设计本质上同梁的设计。但肋与框处于非总体主受力方向,除特别强的框、肋外,其缘条通常被纵向构件打断。为此,对中等加强的肋与框在结构上采用外侧双突缘的形式以保证承弯。外侧内突缘与腹板组成的结构按承弯设计,整个结构仍按对壁板的支持刚度要求设计。

在加强肋与加强框的设计中,必须认真考虑集中力的扩散问题,并应注意到在复合材料中的圣维南衰减长度比在各向同性材料中大的特点,一般与该处的 $(E_x/G_{xy})^{1/2}$ 成比例。

肋与框的铺层设计原则同梁的设计原则。

三、加筋板设计

复合材料加筋板设计的主要要求有:在使用载荷下加筋板不失稳;加筋板的破坏载荷等于或大于设计载荷;满足上述要求下质量最小。

由于复合材料加筋板的力学行为受铺层顺序和铺层角的影响,使设计分析变得比较复杂。本节从设计角度作了简化假设,即考虑以 $\pm 45^\circ$ 为主的加筋板(它们与一般翼面壁板的铺层相近),推导出一些有指导意义的结果,以便设计时有所遵循。加筋板的设计主要包括下述内容:

(1) 确定最佳的加筋间距。

(2) 确定最佳肋距。

(3) 确定最佳铺层角与铺层顺序。

(4) 选定加筋形式并确定加筋的最低弯曲刚度要求。

(5) 校核加筋壁板的破坏强度。

(一) 确定最佳的加筋间距

设已知由结构总体分析得到的边缘单位宽度内力为: N_x 、 N_{xy} 、 N_y 。一般情况下, N_x 、 N_{xy} 远大于 N_y 。

对于单轴向压缩情况, 四边简支层压板的局部屈曲临界应力为

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2}{b^2 t} \left[2(D_{12} + 2D_{66}) + D_{11} \left(\frac{mb}{a} \right)^2 + D_{22} \left(\frac{a}{mb} \right)^2 \right] \quad (5-1)$$

式中 a, b ——加筋板的参数;

m ——纵向弯曲半波数;

D_{ij} ——板的弯曲刚度。

因实际翼面结构受颤振对扭转刚度要求的约束, 在蒙皮壁板中 $\pm 45^\circ$ 层的比例高达 50% ~ 70%, 且铺在层压板的表面。所以其他角度的铺层对 D_{ij} 影响较小。为了简化分析, 以 $\pm \theta$ 角铺设的层压板为例, 讨论弯曲刚度。设层压板偶数对称时共 $2k$ 层, 奇数对称时为 $2k+1$ 层。

对于偶数对称情况, 其刚度为

$$D_{ij} = \frac{\bar{Q}_{ij} t^3}{48} \left(4 - \frac{1}{k^2} \right) \quad (5-2)$$

因实际结构中板的层数较多, 略去小项得

$$D_{ij} = \frac{\bar{Q}_{ij} t^3}{12} \quad (5-3)$$

对于奇数对称情况, 其刚度为

$$D_{ij} = \frac{\bar{Q}_{ij} t^3}{24} \left(2 + \frac{3}{8k} + \frac{1}{8k^2} + \frac{1}{16k^2} \right)$$

式中略去小项, 得到的 D_{ij} 的表达式同式 (5-3)。

对于 $\pm \theta$ 角铺设的层压板, 式 (5-1) 可改写成

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2}{12} \left(\frac{b}{t} \right)^2 \left[2(\bar{Q}_{12} + 2\bar{Q}_{66}) + \bar{Q}_{11} \left(\frac{mb}{a} \right)^2 + \bar{Q}_{22} \left(\frac{a}{mb} \right)^2 \right] \quad (5-6)$$

根据常用的加筋板参数范围和现有复合材料的性能数据, 式 (5-6) 可简化为

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2}{12} \left(\frac{t}{b} \right)^2 [2(\bar{Q}_{12} + 2\bar{Q}_{66}) + \bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22}] \quad (5-7)$$

根据加筋板在使用载荷下不允许失稳的要求并考虑 1.1 的系数, 则 σ_{cr} 应满足

$$\sigma_{cr} = \frac{1.1 N_x}{t} \quad (5-8)$$

式中 $\bar{t}$ ——典型加筋单元的平均厚度;

N_x ——加筋板端部单位宽度轴向压力。

将式 (5-7) 代入式 (5-8), 得

$$\left(\frac{t}{b} \right) = \left\{ \frac{13.2}{\pi^2 [2(\bar{Q}_{12} + 2\bar{Q}_{66}) + \bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22}]} \right\}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{N_x}{\phi_1 \bar{t}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5-9)$$

式中 $\phi_1 = \bar{t}/t$, 一般情况 $\phi_1 = 1.2 \sim 1.4$ 。

将 t/b 值代入 σ_{cr} 式, 得最佳应力为

$$\sigma_{cro} = 0.998 [2(\bar{Q}_{12} + 2\bar{Q}_{66}) + \bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22}]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{N_x}{\phi_1 \bar{t}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5-10)$$

由此可知, 最佳的加筋间距与蒙皮厚度有关。式中 $\bar{Q}_{ij}$ 为 $\pm 45^\circ$ 层的偏轴模量。

(二) 确定最佳肋距

对于承压壁板不仅要考虑局部失稳,还应考虑总体失稳。本节仅考虑欧拉柱失稳情况。加筋板典型单元的柱失稳载荷为

$$P_c = c\pi^2 EI / L^2 \quad (5-11)$$

式中 EI ——加筋板典型单元的弯曲刚度;

c ——端部支持系数;

L ——肋距。

加筋板典型单元的弯曲刚度也可表示为

$$EI = \phi_2 \bar{E} \frac{bt^3}{12} \quad (5-12)$$

式中 $\phi_2 = \frac{EI}{bD_{11}}$ 即典型单元弯曲刚度与板的弯曲刚度之比;

$\bar{E} = \frac{12D_{11}}{t^3}$ 即板的等效模量。

由式(5-11)和式(5-12)得总体失稳临界应力为

$$\sigma_c = \frac{c\pi^2 \bar{E} \phi_2}{12L^2 \phi_1} t^2 \quad (5-13)$$

因出现柱失稳就意味着破坏,为此 σ_c 应满足

$$\sigma_c = \frac{fN_x}{\phi_1 t} \quad (5-14)$$

式中 f ——安全系数。

$$\left(\frac{t}{L} \right) = \left(\frac{12}{c\pi^2 \phi_2 \bar{E}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{fN_x}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5-15)$$

对应的柱失稳应力为

$$\sigma_{co} = \frac{1}{\phi_1} \left(\frac{c\pi^2 \phi_2 \bar{E}}{12} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{fN_x}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5-16)$$

(三) 加筋比的最佳长宽比

最佳长宽比是指加筋板的局部屈曲应力与柱失稳应力同时满足式(5-8)与式(5-16)要求时的长宽比。根据加筋板只有一个厚度的条件可得

$$\left(\frac{b}{L} \right) = \left(\frac{J_c}{J_b} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5-17)$$

式中 $J_c = \frac{12f}{c\pi^2 \phi_2 \bar{E}}$

$$J_b = 13.2 / \{ \phi_1 \pi^2 [2(\bar{Q}_{12} + 2\bar{Q}_{66}) + \bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22}] \} \quad (5-18)$$

加筋板的最佳长宽比与材料性能、端部支持系数、加筋强弱、板的铺层百分比与铺层顺序有关。

(四) 最佳铺层角与铺层顺序

最佳铺层角是指几何尺寸和边界条件一定的情况下,使临界失稳应力达到最大值的铺层角。

对于压缩屈曲情况,以四边简支为例。由复合材料力学可知 $\pm\theta$ 角铺层的偏轴刚度为

$$\bar{Q}_{11}=U_1+U_2\cos 2\theta+U_3\cos 4\theta$$

$$\bar{Q}_{22}=U_1-U_2\cos 2\theta+U_3\cos 4\theta$$

$$\bar{Q}_{12}=U_4-U_3\cos 4\theta$$

$$\bar{Q}_{66}=U_5-U_3\cos 4\theta$$

上面各量代入 σ_{cr} 式(5-7)得

$$\sigma_{cr}=(\pi^2 t^2/12b^2)[2(U_1+U_4+2U_5)-4U_3\cos 4\theta] \quad (5-19)$$

σ_{cr} 对 θ 取极大值得 4θ 应满足

$$\sin 4\theta > 0 \quad \cos 4\theta < 0$$

由此得

$$4\theta = 180^\circ \quad \theta = 45^\circ$$

可见对于单轴向压缩的四边简支板,当 $\theta = 45^\circ$ 时能获得最高的局部屈曲临界应力。

为了防止基体受载或为了控制泊松比和满足面内各方向的刚度要求,飞机结构用的层压板一般由 0° 、 90° 、 $\pm 45^\circ$ 四种铺层角的铺层组成。所谓最佳铺层顺序是指上述四种角度的铺层以何种顺序铺设能达到最高的要求刚度或最高的局部屈曲强度。不同的设计目的其最佳铺层顺序是不同的。对于以压缩屈曲为目标的最佳铺层顺序显然是把最佳铺层角的铺层铺到壁板的表面,这样能达到最高的屈曲强度。若要求靠近壁板表面的最佳铺层角的铺层能提供 90% 的临界屈曲应力,则最佳铺层角的层数占总层数的比例应不低于表 5-5 中的数值。

表 5-5 对 $mb/a=1$ 的情况提供 90% σ_{cr} 的表面 $\pm 45^\circ$ 层的百分比

	偶 数 对 称		奇 数 对 称			
表面 $\pm 45^\circ$ 层的百分数	53.5	54	58	56	55	54
层压板的总层数	10~30	>30	10~14	15~20	21~40	≥41

在实际加筋板设计时还要考虑柱强度,为此要求有一定比例的 0° 层铺到距中性层较远处,以增加 EI 值。

(五) 选定加筋形式并确定加筋的最低弯曲刚度要求

对金属加筋板的理论分析和实验研究证实,Y 形加筋板,Z 形、帽形加筋板具有较高的效率,L 形、T 形的效率较低。对于复合材料加筋板,经轴压试验证明帽形加筋比 L 形加筋有效,L 形加筋又比 T 形加筋有效。在结构许可的条件下,应选取有效的加筋形式。

稳定性问题本质上是结构的几何特性、刚度特性、支持特性的组合问题。所以对复合材料加筋板在没有完成详尽的理论分析和试验验证之前,可以参考已有的有关金属加筋板的结论。对加筋的最低弯曲刚度要求可参照下式确定:

$$\frac{EI}{bD} = \frac{8\beta^3/\pi^2}{\frac{\sin\theta_1/\theta_1}{\cos(\pi(n-1)/n) - \cos\theta_1} - \frac{\operatorname{sh}\theta_2/\theta_2}{\cos(\pi(n-1)/n) - \operatorname{ch}\theta_2}} + 4\beta^2 \left(\frac{\bar{t}}{t} - 1 \right) \quad (5-20)$$

$$\text{式中 } \theta_1 = \pi \left[\frac{1}{\beta} \left(2 - \frac{1}{\beta} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_2 = \pi \left[\frac{1}{\beta} \left(2 + \frac{1}{\beta} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\beta = \frac{a}{bm}, \quad \frac{\bar{t}}{t} = \frac{A_s}{bt} + 1$$

A_s ——加筋面积;
 m ——纵向半波数;
 n ——加筋板的板元素;
 bD ——加筋板元的弯曲刚度;
 EI ——加筋板的弯曲刚度。

对复合材料加筋板,其板的等效 D 值为

$$D = \frac{1}{4} \left[2(D_{12} + 2D_{66}) + D_{11} \left(\frac{mb}{a} \right)^2 + D_{22} \left(\frac{a}{mb} \right)^2 \right] \quad (5-21)$$

(六) 复合加载下的稳定性问题

实际飞机结构中的加筋板多数处于复合受载状态,主要为压剪复合。在目前试验数据不够充分的情况下,推荐用下述相关方程:

$$\frac{\sigma_{xx}}{\sigma_{scr}} + \left(\frac{\tau_{xy}}{\tau_{scr}} \right)^2 \leq 1 \quad (5-22)$$

式中 σ_{xx}, τ_{xy} ——工作应力;

σ_{scr}, τ_{scr} ——分别为单轴压缩和纯剪切下板的临界压力。

(七) 校核加筋板的破坏强度

目前复合材料加筋板的破坏计算基本沿用金属加筋板的方法。

对于长柱区,用欧拉应力作为破坏应力。对于中长柱区,按经验公式计算复合材料加筋板的压损强度。

$$\sigma_{\infty} = \left[1 - \left(1 - \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_{en}} \right) \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_e} \right] \sigma_{en}$$

式中 σ_{cr} ——板的局部屈曲临界应力;

σ_e ——典型板元的欧拉应力;

σ_{en} ——构形相同加筋板在短柱区 ($L'/\rho \leq 20$) 的压损应力。一般由试验测得。

5.7 夹层类结构设计

一、概述

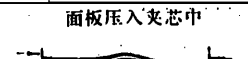
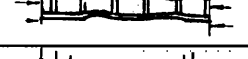
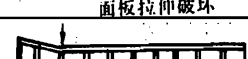
(一) 夹层结构的特点

夹层结构通常是由比较薄的板材作面板,比较厚的密度小的材料作芯子胶接而成,如蜂窝夹层结构、泡沫夹层结构等。一般面板采用强度和刚度比较高的材料,而芯子支撑其间,使面板在承受应力时能够较好地保持弹性稳定性。夹层结构的特点是抗弯刚度较高,可以在小质量下达到刚性结构的要求。因此,在飞机结构中得到了广泛的应用。

夹层结构的主要优点是具有较高的抗弯刚度质量比、吸音、耐疲劳、隔热、具有光洁的气动表面。

夹层结构设计的基本要求是抵制表 5-6 所列各种模式或几种模式的组合破坏。

表 5-6 夹层结构的破坏形式

破坏模式	破坏原因	图 示
总体失稳	夹层结构弯曲刚度不够	
芯子剪切 皱 折	芯子剪切模量过小,胶粘剂剪切强度过低,产生在 挠曲之后的最终破坏	
面板起皱	粘胶剂平面拉伸强度不够而产生面板向外凸出,芯 子压缩强度不够而产生面板向内凹陷	 胶层破坏  夹芯破坏
蜂窝孔间 面板失稳 (起皱)	面板太薄,蜂窝孔太大,这种现象由于向邻近蜂窝 孔发展而可能引起破坏,从而导致面板起皱	 面板压入夹芯中 
面板破裂	整个面板厚度不够,因而面板强度不够	 面板拉伸破坏
芯子剪切 破坏	芯子剪切强度不够,整个壁板厚度不够	
芯子挠曲 压塌	芯子平面压缩强度不够,挠度过大	
芯子局部 压损	芯子压缩强度太小	
面板与芯 子分离	面板与芯子胶接强度不够	

(三) 夹层结构的设计原则

1. 面板的厚度必须足以承受设计载荷下的拉力、压力和面内剪力。
2. 芯子必须具有足够的强度,以承受设计载荷下的横向剪力。
3. 芯子的弹性模量和面板的抗压强度也都必须足以防止面板在设计载荷下起皱。
4. 芯子为蜂窝时,要合理地选择蜂窝格子参数,以防止面板在设计载荷下产生蜂窝凹陷。
5. 芯子必须具有足够的抗压强度,以防止法向载荷或挠曲变形所产生的压塌破坏。
6. 夹层结构必须具有足够的弯曲刚度和剪切刚度;芯子必须具有足够的厚度和剪切模量,以防止设计载荷下产生过度的挠曲变形。

二、夹层结构选材原则

夹层结构选材时,要求对各种材料的使用环境、预期寿命、应力水平和其他有关标准进行充分评价。同时,也应考虑到具有良好的工艺性和合理的经济性。

(一) 面板材料的选择

面板材料的选择包括纤维和树脂的选择,参阅本章 5.1 节。

(二) 芯子材料的选择

1. 芯子的材料要有低的密度与足够的强度和刚度。
2. 芯子要具有好的胶接性能。
3. 芯子、面板的电性能要匹配,以避免在介质作用下产生电偶腐蚀。
4. 芯子材料要具有良好的工艺性和较低的价格。

(三) 胶粘剂的选择

1. 胶粘剂要有足够的胶接强度,以满足设计要求。
2. 在特定的使用环境下,要有足够的耐环境性能,如在温度、湿度、化学药品和辐射等环境条件下,胶接强度应满足要求。
3. 胶粘剂可采用液态、糊状、粉状、有载体或无载体的胶膜,可以用喷涂、辊涂、刮涂或手工方法涂刷。胶粘剂形态(胶液、胶糊或胶带)的选择,应符合工件装夹操作和胶层厚度的要求。
4. 采用挥发性组分含量高的胶粘剂时,构件必须采取措施让挥发性组分逸出而不致对胶接产生副作用;或者选用挥发性组分含量低的胶粘剂。
5. 结构胶粘剂具有良好的抗拉和抗剪强度,往往剥离强度较差。因此,选择胶粘剂时对剥离强度要给予充分注意。
6. 当结构有静电放电情况时,必须考虑胶粘剂的介电性能。
7. 在满足使用条件下,尽量选择低温、低压下固化的胶粘剂。
8. 选择成本低、生产效率高的胶粘剂。

三、夹层结构参数选择

所谓夹层结构参数选择就是确定满足给定载荷条件下的最小质量夹层结构的诸参数。但必须指出,按最小质量关系式算出的参数,一般难以实现,因为其他因素还起作用。这些因素一般包括最小有效厚度、芯子最小有效密度、几何外形,可生产性和操作要求等。但是,最小质量关系式仍不失为设计的良好起点。表 5-7 中列出的关系式可与下面要介绍的参数选择方法结合起来应用。

表 5-7 最小质量关系式^①

		$\frac{d^{(2)}}{t_f}$ (最佳比值)	$\frac{\rho_c^{(2)}}{\rho_f}$ (最佳比值)
抗 弯 刚 度		$1+4 \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{2}{3}$
抗弯强度	与芯子性能无关的 $[\sigma]_f^{(2)}$	$1+2 \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{1}{2}$
	与面板起皱有关的 $[\sigma]_f$	$1+2 \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{1}{2}$
	与蜂窝孔间弯曲有关的 $[\sigma]_f$	$1+\frac{2}{3} \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{1}{4}$
压缩载荷下的板件弯曲		$1+4 \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{2}{3}$
轴向载荷下的圆柱体弯曲		$1+2 \frac{\rho_f}{\rho_c}$	$\frac{1}{2}$

注:① 表中为近似公式。

② d ——夹层总厚度; t_f ——面板厚度。

③ ρ_c ——芯子密度; ρ_f ——面板材料密度。

④ $[\sigma]_f$ ——面板许用应力。

四、连接设计

对于夹层结构,总希望能充分利用两块面板承力,以提高结构效率,而要做到这一点在很大程度上取决于接头传力的效果。如何使载荷尽快均匀地扩散到两块面板上,如何解决薄面板连接挤压强度低的问题,如何避免或减少剥离,这些都是夹层结构连接设计的关键。夹层结构连接接头可分为边缘连接接头和局部连接接头两大类。设计人员应根据载荷类型和连接部位,选择恰当的接头形式和接头参数,以取得理想的传力效果,从而达到减重目的。

连接设计的主要原则是:

(1) 提高连接区面板挤压强度 在连接部位,应根据载荷大小,适当增加补强铺层,以提高孔边挤压强度,加强范围视载荷扩散效果和面板起皱临界应力而定,加强铺层应多铺设在与载荷方向成 $\pm 45^\circ$ 的方向上。

(2) 减小面板孔边挤压载荷 在连接部位,可采用胶接加强片方法将大部分载荷通过胶接面扩散到面板上,以减小面板孔边挤压应力。

(3) 避免只与上面板或下面板单独连接 机械连接中应避免只与一块面板单独连接,以防止连接钉的拉力造成面板与夹芯间胶层剥离破坏。

夹层结构连接应设法使连接钉与夹芯固定,通过夹芯的剪切来承受钉的拉力,条件许可,把两块面板都连上效果更好。

5.8 复合材料连接设计

一、概述

连接部位通常是复合材料结构静强度和疲劳强度的薄弱环节。这是因为复合材料具有各向异性和脆性的特点,使复合材料连接部位的应力集中要比金属材料的严重,尤其是多钉连接中各钉孔的承载极为不均,以及复合材料的层间剪切强度和拉脱强度比较低。因此,结构设计时要特别注意连接设计。

复合材料结构连接主要有三种类型:机械连接(包括螺栓和铆接)、胶接连接和混合连接。

机械连接和胶接连接是最常用的两种连接方法。一般来说,机械连接适用于可靠性要求较高和传递较大载荷的情况,胶接连接适用于受载较小的结构。这两种方法的优缺点比较见表5-8。

表 5-8 机械连接和胶接连接的优缺点

	机 械 连 接	胶 接 连 接
优点	(1)便于质量检测,安全、可靠; (2)能传递大载荷,抗剥离性能好; (3)受环境影响较小; (4)没有胶接固化时产生的残余应力; (5)允许拆卸再装配; (6)加工简单,装配前元件表面无需进行专门的清洁处理	(1)纤维连续,不削弱元件的承载能力; (2)抗疲劳性能好; (3)可用于不同类材料的连接,无电偶腐蚀问题; (4)能获得光滑表面; (5)密封性好; (6)没有磨蚀问题
缺点	(1)纤维被切断,严重削弱承载能力; (2)易于腐蚀和磨蚀 (3)抗疲劳性能差; (4)采用钢和铝紧固件时,有电偶腐蚀问题	(1)缺乏有效的质量检测方法,可靠性差; (2)抗剥离能力差,不能传递大载荷; (3)胶粘剂存在老化问题,受环境影响大; (4)固化时产生较高的残余应力,不可拆卸

二、机械连接设计的一般原则

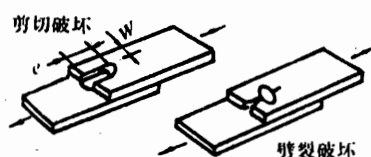
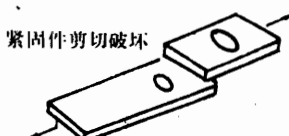
机械连接设计应遵循下述一般原则：

- (1) 应满足连接强度要求,连接几何参数及铺层的选择应尽可能保证连接接头只发生挤压破坏,或者与挤压破坏有关的组合型破坏;
- (2) 应优先选用螺栓,各排钉孔应尽可能平行排列而不选用交错排列;
- (4) 紧固件应易更换,且施工方便;
- (5) 应满足抗电偶腐蚀要求;
- (6) 应尽可能减轻重量和降低成本;
- (7) 应考虑使用环境条件的影响和特殊要求。

(一) 破坏模式

复合材料结构机械连接可能出现的破坏模式有:连接板的挤压破坏、拉伸破坏、剪切破坏、劈裂破坏,以及紧固件的剪切破坏和拉脱破坏等,破坏模式及其预防措施列于表 5-9 中。

表 5-9 机械连接破坏模式及其预防措施

破坏模式	预防措施
	(1) 接头的设计以挤压强度为临界参数; (2) 至少采用 40% 的 $\pm 45^\circ$ 铺层; (3) 在环帽下面加垫圈; (4) 如可能采用抗拉型凸头紧固件
	(1) 采用比铝结构更大的紧固件间距, 铝的 w/d (间距/孔径) ≥ 4, 碳纤维/环氧树脂的 w/d (间距/孔径) ≥ 5; (2) 连接板加厚,以减少净应力
	(1) 采用比铝结构更大的边距, 铝的 e/d (边距/孔径) $\approx 1.7 \sim 2$, 碳纤维/环氧树脂的 e/d (边距/孔径) $\approx 3 \sim 4$; (2) 至少采用 40% 的 45° 铺层; (3) 至少采用 10% 的 90° 铺层
	(1) 采用直径更大的紧固件; (2) 采用高抗剪紧固件

(二) 连接形式

复合材料结构的机械连接形式主要有搭接和对接两类,按受力分为单剪和双剪两种,见图 5-7。

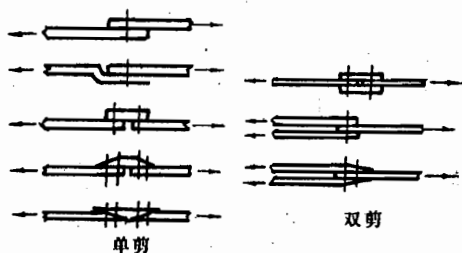


图 5-7 机械连接形式

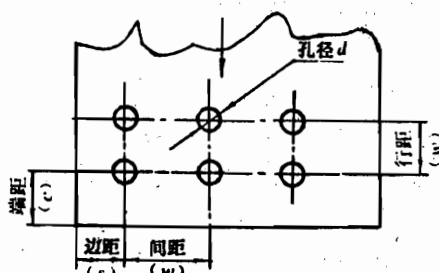


图 5-8 连接接头几何参数定义

(三) 连接接头几何参数选择

连接接头几何参数定义如图 5-8 所示。

1. 边距、端距的选择

为保证复合材料连接接头仅发生挤压破坏,连接接头几何参数一般应按表 5-10 选取。

表 5-10 连接接头几何参数选择

孔径/板厚 (d/t)	端距/孔径 (e/d)	边距/孔径 (s/d)	间距/孔径 (w/d)
$1.5 \leq \frac{d}{t} \leq 3$	≥ 4	≥ 3	≥ 5

由于尺寸限制,不能按表 5-10 选择几何参数时,挤压强度会有所下降。

2. 紧固件直径的选择

紧固件直径的选取应使其本身的剪切破坏与被连接板的挤压破坏同时发生,由此得

$$\frac{d}{t} = \frac{4[\sigma_{br}]}{\pi[\tau_b]}$$

式中 d ——紧固件直径(mm);

t ——被连接板厚度(mm);

$[\sigma_{br}]$ ——被连接板的许用挤压强度(MPa);

$[\tau_b]$ ——紧固件的许用剪切强度(MPa)。

3. 被连接板孔径与厚度关系的选择

由于气动要求,需要采用埋头紧固件时,推荐采用 100°埋头紧固件,此时被连接板孔径与厚度关系的选择可按表 5-11。

表 5-11 被连接板孔径与板厚的关系

紧固件直径 d (mm)	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	8.0	10
板最小厚度(mm)	1.8	2.0	2.3	2.6	3.0	5.0	6.0

(四) 连接区的铺层设计

连接区的孔周有较大的应力集中,将明显降低层压板承载能力。为提高复合材料连接接头的强度和柔性,可采取下述措施:

1. $\pm 45^\circ$ 铺层比例不低于 40%, 90° 铺层比例不低于 10%, 0° 铺层比例不低于 25%。
2. 在连接区加软化条带,即铺设高强度玻璃纤维或芳纶铺层。
3. 增加铺层层数,使连接区局部加厚。

(五) 螺母拧紧力矩

适当的拧紧力矩将显著提高连接接头强度,对不同螺纹直径,推荐的拧紧力矩值在表 5-12 中给出。

表 5-12 螺母拧紧力矩(N·m)

螺 纹 直 径	螺 母 形 式 螺 栓 头 形 式	厚 型	薄 型	所有各型
		埋头拉伸型 六方头型	所有各型	沉头剪切型
M5		3~5	2.3~3.2	2.3~2.9
M6		5~8	2.9~4.9	3.1~3.9
M8		10~15	6.4~10.8	10.2~11.3
M10		18~25	12.3~19.1	10.8~11.9

三、连接工艺和防腐

连接强度与工艺质量密切相关。具体要求可参考复合材料工艺等有关书籍。

四、铆接

本节给出复合材料结构铆接设计中应考虑的问题,并给出 T300/5222 复合材料用钛合金螺纹抽钉和纯钛铆钉及 T300/4211 复合材料用钛环槽钉铆接时,在常温干态情况下的挤压强度值。

(一) 铆接设计

复合材料结构铆接设计应按照本书第 109 页上规定的机械连接设计原则进行,同时在设计中还应考虑以下问题:

1. 连接参数的选取 铆接设计的连接参数应参照有关规定的范围选取。在结构允许的条件下,可适当增加边距和端距。

2. 铆钉选取 铆钉应优先选用钛合金环槽铆钉、纯钛铆钉、钛合金螺纹抽钉以及在国内研制的复合材料部件上应用比较成功且可购到的国外新型铆钉。

在可拆卸更换的非受力构件或次受力构件上,也可以使用少量铝合金铆钉,以降低成本。铆接时必须采用湿装配,并采取严格的防电偶腐蚀措施。

3. 铆钉连接的层压板设计 应按本章 5.4 节规定的原则进行。

4. 提高拉脱强度的措施 在舵面或口盖等蒙皮较薄的结构部位,可采取以下措施提高蒙皮的拉脱强度:

(1) 在铆钉埋头窝上安装钛合金或不锈钢加强窝,见图 5-9。

(2) 在较薄蒙皮的埋头窝上安装冲窝的钛合金或不锈钢加强板,见图 5-10。



图 5-9 加强窝示意图

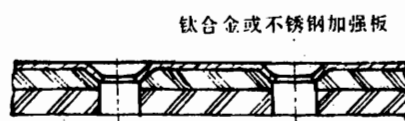


图 5-10 加强板示意图

5. 按规定的铆接工艺方法施工 制孔和铆接应符合规定的工艺规范。制孔时孔钻出部位应粘贴玻璃布或固化胶层或垫工艺垫板以防止损伤。复合材料构件和金属构件相连部位,在结构允许的条件下墩头尽可能在金属构件表面成形。若在复合材料构件上成形应加钛或钛合金垫圈。

6. 可靠的防电偶腐蚀措施 在铆接连接设计中应采用简单可靠的防电偶腐蚀措施。除选用适当材料的铆钉和进行钉孔防腐蚀外,在复合材料与金属构件的搭配部位采用垫玻璃布、涂胶或涂漆等防护措施。

7. 铆钉选择 满足结构要求条件下,尽量使用平头或半圆头铆钉。

8. 铆钉质量控制 在制孔、镗窝、铆接过程中均应进行严格的质量控制和检查,重要部位还应进行无损检测,并根据结构部位的重要性制订缺陷标准。

9. 连接形式 复合材料层压板较厚部位应尽量采用螺接,不用铆接。

五、胶接

胶接是复合材料结构连接的重要方法之一。这里主要介绍胶接设计原则和胶接接头极限承载能力的估算。

与金属的胶接相比,复合材料胶接有如下特点:

(1) 由于复合材料层间强度低,它不像金属胶接接头那样容易在胶层产生剥离(劈开)破坏,而容易在接头端部层压板层间产生分层破坏;

(2) 碳纤维/环氧树脂复合材料沿纤维方向的热膨胀系数很小,当与金属胶接时会产生较大的内应力;

(3) 刚度不匹配或双曲度零件,不宜采用胶接。

考虑到飞行器结构的特点,本节仅讨论板形构件的胶接连接设计问题。

(一) 胶接接头基本破坏形式

试验观测表明,复合材料胶接接头在拉伸或压缩载荷作用下,有三种基本破坏模式(见图 5-11):

(1) 接头外边的胶接件拉伸(或拉弯)破坏;

(2) 胶层剪切破坏;

(3) 接头端部胶接件剥离破坏。

除这三种基本破坏模式外,还会发生组合破坏。破坏模式主要与接头几何参数有关。



图 5-11 胶接接头基本破坏模式

(二) 胶接连接设计原则

1. 设计原则

从强度观点出发,胶接连接设计的基本原则是:

(1) 使胶层在最大强度方向受力;

(2) 尽可能减小应力集中;

(3) 防止接头端部层压板发生层间分层破坏;

(4) 合理增大胶接面积,提高接头承载能力和耐久性。

这些原则总的目的是使胶接接头强度高于胶接件强度或与之相当。为此,应选择合理的连接形式、接头几何参数来满足胶接连接设计的基本要求。

2. 连接形式及其选择

对飞行器上的板形构件,连接形式有四种,如图 5-12 所示。

从强度观点考虑,当胶接件比较薄时,宜采用简单的单搭接或双搭接形式。当胶接件较厚时,偏心载荷所产生的偏心力矩较大,宜采用阶梯搭接或斜接,但工艺复杂、成本高。

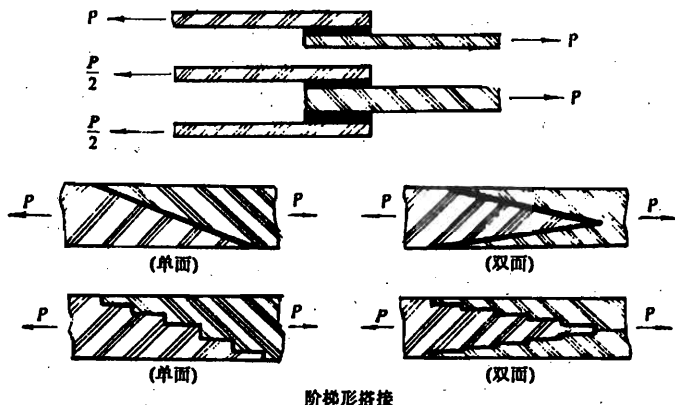


图 5-12 胶接连接的基本形式

3. 连接几何参数及其选择

以承受拉伸载荷 P 的等厚度单搭接连接为例(见图 5-13),其连接几何参数有搭接长度 l 、胶接件厚度 t 、胶层厚度 h 。

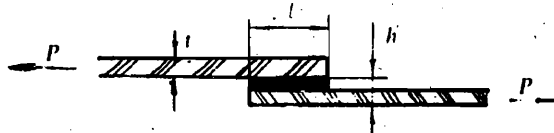


图 5-13 胶接连接几何参数

胶接件厚度 t 通常由载荷 P 确定。胶层厚度 h 对接头强度有一定影响,增加胶层厚度可减小应力集中,提高连接强度,但厚度过大易产生气泡等缺陷,使强度下降,一般以 $0.10 \sim 0.15\text{mm}$ 为宜。搭接长度 l (或搭接长度与胶接件厚度之比 l/t) 是胶接设计中的重要参数,增加 l/t ,可减小附加弯矩,在一定范围内提高接头承载能力。

4. 胶粘剂及其选择

胶接接头强度与胶层内聚强度及界面粘附强度密切相关,因此必须对胶粘剂进行认真的选择,其选择原则是:

(1) 有较好的综合力学性能(剪切强度、剥离强度及湿热老化性能等);

(2) 适合于复合材料之间及复合材料与其他材料(钛、铝合金等)之间的胶接,有较好的表面适应性(粘附强度高);

(3) 工艺性好、使用方便。

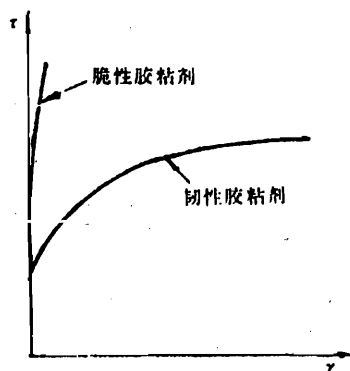


图 5-14 韧性和脆性胶粘剂应力应变特性比较

胶粘剂的应力应变特性是反映其力学性能的一个重要方面。从 $\tau-\gamma$ 曲线看,胶粘剂可分为韧性胶粘剂和脆性胶粘剂(见图 5-14)。

一般,从应力应变曲线看,脆性胶强度高于韧性胶,但选胶时除考虑静强度外,尚需考虑疲劳及湿热老化等性能,以确保飞行器结构在使用寿命期内的安全。脆性胶在拐点附近即断裂,疲劳寿命较短;韧性胶的极限应变较大,因而降低了胶层应力峰值,即应力集中较小,可承受较高的疲劳极限应力,疲劳寿命较长。所以在既定工作温度下,应尽量选用韧性胶。可供复合材料结构选用的胶粘剂较多,J-47A 及 SY-14 是其中两种。表 5-13 给出了这两种胶的物理及力学特性。强度值是按《胶粘剂拉伸剪切强度测定方法》(GB7124-86)测得的。试验件为 T300/QY8911 单向层压板。

对胶接接头进行应力分析和估算承载能力时,需要用到不同材料胶接时胶层应力应变曲线。

表 5-13 室温下两种胶粘剂的性能

胶粘剂	固化温度 ($^{\circ}\text{C}$)	工作温度 ($^{\circ}\text{C}$)	碳-碳剪切强度		碳-铝剪切强度	
			平均值 (MPa)	离散系数	平均值 (MPa)	离散系数
J-47A	130	120	25.49	5.9%	27.50	8.1%
SY-14	175	150	38.48	6.8%	40.23	7.9%

4. 减小剥离力、提高接头强度的设计措施

(1) 较厚的胶接件,尽量采用阶梯形搭接或斜接的连接形式,力求避免采用单搭接。

(2) 修正胶接件端部局部形状(见图 5-15)。

(3) 采用胶铆或胶螺混合连接,不仅提高抗剥离强度,且可提高抗剪、抗冲击和耐久能力(见图 5-16)。

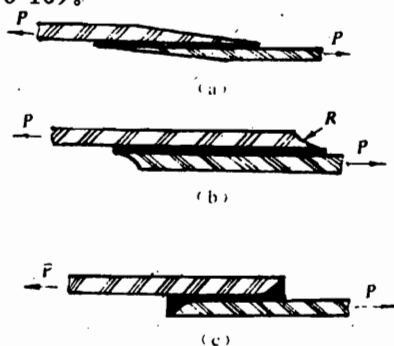


图 5-15 胶接接头端部形状的修正



图 5-16 混合连接

(4) 复合材料层压板表层,最好采用 0° 铺层(与载荷方向一致),以提高剥离强度。不得采用 90° 铺层。

第6章 飞机零构件设计实例

6.1 梁的设计计算

一、梁的外载荷

当梁边界上的外载荷已知时,便可以对梁进行设计计算和校核计算。但是,当梁作为机翼上的承力件,只知道作用在机翼上的外载荷时,要得到机翼大梁的外载荷就不容易了。首先要对机翼进行打样设计,选择受力型式,布置受力构件,合理选择各构件的几何尺寸,进行设计计算,其方法有两种:

(一) 工程梁理论法

把机翼的外端作为自由弯曲和自由扭转的理想薄壁结构。采用工程梁理论对机翼进行外载荷计算,获得沿机翼某个参考轴的弯矩、剪力和扭矩的分布情况。然后,对机翼进行切面计算,获得各切面的剪流分布。机翼根部要考虑参与受力的影响。如果是梁架式结构,按梁架进行结构简化处理,并进行机翼根部气动载荷分配,按梁架进行分配计算,便可获得机翼根部各构件的作用载荷。将大梁从机翼中分离出来,将作用在其上的力简化到相应位置上。

(二) 有限元素法

把机翼结构理想化成由一些有限长度的元件如杆、板、梁等元件,各元件之间在节点处连接在一起。然后,把气动载荷简化到各个节点上,进行总体强度分析,便可获得各元件内力。把大梁从机翼结构中分离出来,并且把与大梁相连接的元件内力作用到大梁上,如与大梁相连接的蒙皮(杆元件)的剪流作用到大梁缘条上,把肋元件的剪流作用到大梁腹板上,便可获得大梁的外载荷。

二、梁的整体强度计算

梁的整体强度主要指梁缘条和腹板的强度。

(一) 梁的腹板设计

梁的腹板在剪切载荷作用下,当板中的剪应力 τ 小于其临界剪切力 τ_0 时,腹板处于纯剪状态,此时称为“剪力场”,如图6-1所示。当 τ 达到 τ_0 时,腹板开始失稳,此时,由于压应力 σ_2 的作用,使板沿拉应力 σ_1 方向形成了大致平行的失稳波形。由于四周受到梁缘条和腹板支柱的支持,板失稳后还能继续承受增加的外载荷,但是,板的内力发生了重新分配。 σ_2 大致不再增加,只有 σ_1 随外载荷继续增大,波纹数也随着增多并趋向规则。因为这时板主要靠拉力(张力)承受外载荷,故称为“张力场”。对于 $\tau_0=0$ 的很薄腹板(其压应力也为零),仅有拉应力承受外载荷,称为“完全张力场”。显然,完全张力场梁仅仅是一种极限状态,而实际工程结构中,相当一部分载荷可由剪力场承受,其他部分由张力场承受。这种状态称为“不完全张力场”或称“半张力场”。

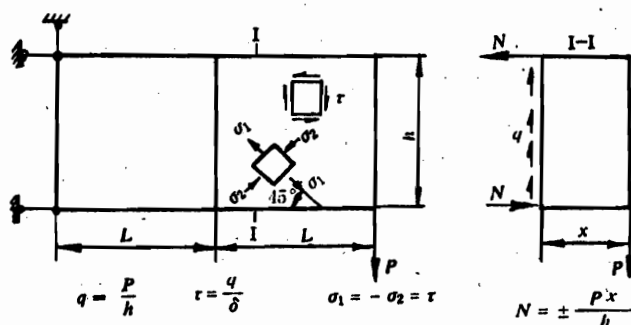


图 6-1

1. 腹板按“剪力场”状态设计

强度条件: $\tau \leq [\tau]_0$

(6-1)

式中 τ ——腹板的实际工作剪应力;

$[\tau]_0$ ——腹板失稳临界应力,可由《设计员手册》第3册第8章的方法求得。

2. 腹板按“不完全张力场”状态设计

飞机结构腹板,通常是用不完全张力场(其设计载荷为临界值几倍至几十倍。由于理论分析比较复杂,因而普遍使用一种半经验工程方法进行应力和强度设计。

半经验公式的使用范围:

$$\frac{\delta_{xx}}{\delta} > 0.6$$

$$0.2 < \frac{L}{h} < 1.0$$

$$200 < \frac{h}{\delta} < 15000$$

$$W < 2.5$$

式中 δ_{xx} ——梁腹板支柱的厚度;

δ ——梁腹板厚度;

L ——支柱之间的距离;

h ——梁高;

W ——缘条柔度参数。

(1) 张力场系数 K

在不完全张力场计算的工程方法中,把腹板中的总剪应力 τ 分成两部分:一部分 τ_{iq} 用剪力场承受;其余部分用完全张力场承受。

$$\tau = \tau_{iq} + \tau_{qx}$$

$$\tau_{qx} = K\tau$$

$$\tau_{iq} = (1-K)\tau$$

式中, K 称为张力场系数,表示该结构在给定载荷下张力场发生的程度。 $K=0$,即为剪力场; $K=1$,为完全张力场; $0 < K < 1$ 时,称为不完全张力场,用前面两种状态叠加得出,见图 6-2。关于张力场系数 K 的计算请参考《飞机设计手册》第3册第15章第688~690页。

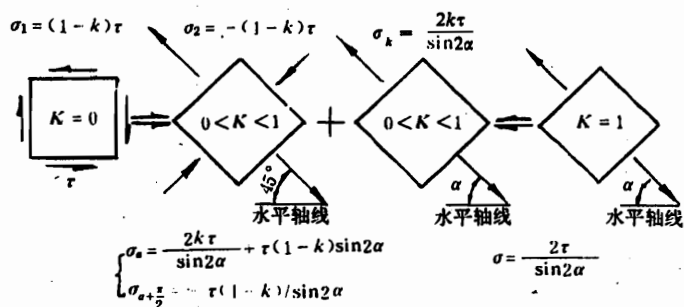


图 6-2

(2) 强度条件

$$\tau \leq [\tau] \quad (6-2)$$

式中 τ ——腹板受的总剪应力；

$[\tau]$ ——腹板许用的剪应力；

$$[\tau] = \tau_{iq} + \tau_{qs}$$

(二) 梁缘条的设计

梁缘条有梁腹板和蒙皮的支持,通常不会发生梁的侧向失稳。

强度条件:

$$\sigma < [\sigma] \quad (6-3)$$

式中 σ ——缘条的工作正应力；

$[\sigma]$ ——许用应力。

1. 许用正应力 $[\sigma]$ 的确定

当缘条受拉力作用时, $[\sigma]$ 取缘条材料的强度极限。这时 $[\sigma] = \sigma_b$ 。

当缘条受压力作用时,要考虑缘条的局部失稳问题,计算出缘条的临界应力 σ_0 作为许用正应力 $[\sigma]$ 。缘条临界应力的计算请看《飞机设计手册》第3册第9章。

2. 工作应力的计算

(1) 梁腹板处于纯剪状态下工作时,只要考虑整体受力时缘条受到的正应力作为工作应力即可。

$$\sigma = \frac{M}{J} y \quad (6-4)$$

式中 M ——梁剖面受到的最大弯矩；

J ——梁剖面相应的惯性矩；

y ——缘条形心到中性轴的距离。

(2) 梁腹板处于不完全张力场下工作时,不仅要考虑按式(6-4)计算得出的正应力,还要考虑腹板失稳后,引起次弯矩对缘条的作用。

缘条的压应力

$$\sigma_{ly} = - \frac{K \tau \operatorname{ctg} \alpha}{\frac{2F_{ly}}{h\delta} + 0.5(1-K)} \quad (6-5)$$

缘条的最大次弯矩简化计算如下:

$$M'_{\max} = \frac{KQl^2}{16h_{xx}} \quad (6-6)$$

式中 h_{xx} ——上下缘条形心之间的距离;

K ——张力场系数,见《飞机设计手册》第3册第15章;

F_{ty} ——缘条的剖面积;

α ——波纹角。

其他符号同前。

最大次弯矩发生在缘条与支柱的交点处。弯矩使缘条内侧受压,外侧受拉。次弯矩的第二峰值在两根支柱的中点处,数值上等于最大次弯矩,符号相反。所以,它使缘条内侧受拉,外侧受压。

因此,计算缘条工作应力时,要把整体受力和张力场引起的次应力进行叠加。

设次弯矩引起的次应力为 σ_{ch} ,则

$$\sigma_{ch} = \frac{M'_{\max}}{I_{ty}} y_{ty}$$

式中 I_{ty} ——缘条的惯性矩;

y_{ty} ——缘条形心到最外层的高度。

设缘条受到的整体应力为 σ_z ,那么,对于与支柱相交处的工作应力:

对于整体受拉的缘条

$$\sigma = \sigma_z - \sigma_{ty} + \sigma_{ch} (\text{内侧})$$

对于整体受压的缘条

$$\sigma = -\sigma_z - \sigma_{ty} - \sigma_{ch} (\text{外侧})$$

对于在两支柱中点处的工作应力,与上面两式相同,只是改变了缘条的内外侧而已。

(三) 支柱的设计

张力场中的支柱一般会发生两种破坏:一种是受压总体失稳;一种是强迫压损破坏。

1. 受压总体失稳

双支柱:由于腹板对支柱的约束作用,提高了支柱受压失稳的临界应力。这种作用采用减缩支柱的有效长度来反映:

$$h_{yz} = \frac{h_{xz}}{\sqrt{1 + K^2 \left(3 - \frac{2L}{h_{xz}}\right)}} \quad (L < 1.5h)$$

$$h_{yz} = h_{xz} \quad (L \geq 1.5h)$$

式中符号同前面的一样。

强度计算时,要求支柱的平均应力 σ_{zz} 小于长细比为 h_{yz}/ρ 的两端简支轴压杆的临界应力。

单支柱:由于单支柱受偏心压缩,为防止发生支柱破坏或过度变形,要求支柱横截面上的平均应力 $\bar{\sigma}_{zz} = \frac{\sigma_{zz} F_{yz}}{F_{zz}}$ 小于长细比 $\frac{h_{xz}}{2\rho}$ 的两端简支轴压型材的临界应力,即支柱按失稳成两个半波计算。

2. 强迫压损破坏

支柱的强迫压损破坏是指由于腹板失稳波纹对支柱及其连接边产生横向压力,使其发生

局部失稳,从而导致支柱在轴压下的压损破坏。

强度计算时,要求支柱的最大应力小于支柱的强迫压损破坏许用应力:

$$\sigma_{\text{zmax}} = \sigma^*$$

(1) 双支柱:

$$\sigma^* = 0.85 \times 10^{-4} K^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\delta_{xx}}{\delta} \right)^{\frac{1}{3}} E \sigma_{-0.2}^{0.4}$$

(2) 单支柱:

$$\sigma^* = 1.05 \times 10^{-4} K^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\delta_{xx}}{\delta} \right)^{\frac{1}{3}} E \sigma_{-0.2}^{0.4}$$

式中 E ——支柱材料的压缩弹性模量;

$\sigma_{-0.2}$ ——支柱材料的压缩屈服极限。

当计算出的 σ^* 值超出支柱材料的弹性范围时,应乘上塑性修正系数 $\eta = \frac{E_s}{E}$, 其中 E_s 分别为支柱材料的压缩弹性模量和相应的割线模量。

当支柱有局部载荷传入(如肋的剪力)时,应同相应的应力叠加后,再进行强度计算。

三、确定连接强度

梁的连接强度主要包括下面几个方面内容:

缘条与壁板蒙皮的连接强度设计;

缘条与腹板之间的连接强度设计;

梁腹板与支柱之间的连接强度设计;

加强肋与缘条之间的连接强度设计;

缘条对接强度设计;

腹板对接强度设计;

角盒连接强度设计。

组合式梁的连接强度设计包括上述全部工作;整体式梁的连接强度设计仅包括上述中的部分内容;而对于混合式梁的连接设计来说,可能包括上述全部工作,也可能是部分工作。

所谓组合式梁就是指梁缘条、腹板、支柱、角盒、接头等是通过螺接或铆接而成一体的受力构件。所谓整体式梁就是指整根梁是由热模锻造成形并经机械加工而成的受力构件。所谓混合式梁就是指梁的根部是整体式,梁的外端是组合式,然后对接而成的受力件。

通常在试制阶段,机翼大梁多采用组合式结构,因为组合式梁不需要什么专用锻造和机加设备,成本低,周期短。而成批生产时,多采用整体式大梁,这样可以获得重量轻,生产效率高的好处。当梁的长度太长时可以采用混合式结构。

连接强度单从静强度来看,可按下面条件来设计。

(一) 缘条与壁板蒙皮的连接强度设计

强度条件:

$$Q_{sj} \leq [Q] \quad \text{或} \quad n \geq \frac{ql}{[Q]} \quad (6-7)$$

式中 Q_{sj} ——每个紧固件承受的剪切载荷;

$[Q]$ ——紧固件的许用剪切破坏载荷;

q ——蒙皮与缘条连接处的剪流；

l ——相连两肋的距离；

n ——需要紧固件个数。

1. $[Q]$ 的确定

从紧固件的剪切破坏载荷、缘条孔和蒙皮孔的挤压破坏载荷中取小者作为许用载荷 $[Q]$ 。

2. Q_{ij} 的计算

由缘条与蒙皮连接处的剪流 q 和紧固件间距 d 决定,即

$$Q_{ij}=qd$$

式中 q ——缘条与蒙皮连接处的剪流；

d ——相连两紧固件之间的距离。

剪流 q 取决于机翼整体强度分析结果,同样存在剪力场和不完全张力场对剪流 q 的影响。通常在设计计算阶段,不考虑张力场的影响;强度校核计算需要时,可参考张力场的有关知识。

(二) 缘条与腹板之间的连接设计

强度条件同式(6-7),即

$$n \geq \frac{ql}{[Q]}$$

式中 q ——缘条与腹板之间的剪流；

l ——相连两肋之间的距离。

1. 当腹板在设计载荷作用下不失稳,按剪力场情况设计连接强度,腹板剪流 q 按下式决定:

$$q = \frac{Q}{h_{xx}}$$

2. 当腹板在设计载荷作用下失去稳定,按不完全张力场情况设计连接强度,腹板的剪流 q 按下式决定:

$$q = \frac{Q}{h_{xx}}(1+0.414K)$$

式中 h_{xx} ——上下缘条与腹板紧固件中心线之间的距离；

Q ——作用在梁腹板上的剪力；

K ——张力场系数。

(三) 梁腹板与支柱连接强度设计

1. 支柱不与翼肋连接的情况

(1) 剪力场情况

支柱增大了梁腹板的局部刚度,提高了腹板的剪切临界应力值。需要保证有足够的连接强度,使支柱与腹板能紧密结合在一起,提高腹板的局部刚度。通常参照原准机或相邻有关肋连接支柱的连接情况确定。

(2) 不完全张力场情况

由于腹板失稳,使其支柱与其连接的紧固件受拉力。紧固连接线上单位长度的拉力为

$$p = 0.15\delta\sigma_0 \quad (\text{用于双支柱})$$

$$p = 0.22\delta\sigma_0 \quad (\text{用于单支柱})$$

式中 σ_b ——腹板材料的拉伸强度极限。

对于双支柱,由于柱弯曲,还使腹板与支柱的连接紧固件受剪力。一侧支柱与腹板紧固连接线上的平均剪流(铆钉单剪)用下式计算:

$$\bar{q} = 2 \frac{\sigma_{0.2} S_{xx}}{b_{xx} h_{yx}}$$

式中 $\sigma_{0.2}$ ——支柱材料的压缩屈服极限;

S_{xx} ——一侧支柱横截面对腹板中面的静矩;

b_{xx} ——支柱外伸边的宽度;

h_{yx} ——支柱有效长度。

每个紧固件承受的载荷(按第四强度理论)

$$P_{0j} = \sqrt{P^2 + 3Q_1^2}$$

式中 P ——每个紧固件受到的拉力,其值为 $P = pd$ (单位长度拉力 p 和相邻紧固件的距离 d 的乘积);

Q_1 ——每个紧固件受到的剪力,其值为 $Q_1 = \bar{q}d$ (平均剪流 $\bar{q}$ 与相邻紧固件之间距离 d 的乘积)。

强度条件:

$$P_{0j} \leq [P]$$

式中 $[P]$ ——紧固件的抗拉强度极限。

2. 支柱与翼肋连接的情况

由于肋有剪力通过紧固件传给支柱,支柱再传给腹板,所以既要考虑腹板失稳后引起的拉力 P_{0j} ,又要考虑肋传入的剪力引起的剪切载荷 Q_2 。

$$Q_2 = \frac{Q}{n}$$

式中 Q ——肋传入的剪力;

n ——肋与支柱连接的紧固件数。

故每个紧固件承受的拉力(按第四强度理论)

$$P_{0j} = \sqrt{P^2 + 3(Q_1 + Q_2)^2}$$

强度条件:

$$P_{0j} \leq [P]$$

式中 $[P]$ ——紧固件的抗拉强度极限。

(四) 加强肋与缘条之间的连接强度设计

加强肋必须保证传剪力和弯矩,所以肋腹板要与大梁腹板连接,以便传递剪力;肋缘条要与大梁缘条直接或间接连接,以便传递弯矩。

强度条件:

$$Q_{0j} \leq [Q]$$

式中 Q_{0j} ——每个紧固件所承受的实际剪力;

$[Q]$ ——每个紧固件的剪切强度极限。

1. 加强肋与梁腹板的连接强度按前面支柱与腹板的连接情况决定。

2. 加强肋缘条与梁缘条的连接,按加强肋缘条上的轴力 N 的大小来确定紧固件个数和直径及材料。

(五) 缘条对接连接强度设计

当梁缘条很长时,由于受到加工设备或工艺等限制,在大梁某处要分段,然后又连接起来组成一根完整的大梁。这样,既存在腹板对接,也存在缘条对接,这里讨论缘条对接。

1. 按静强度设计

认为缘条轴力 N 按紧固件抗剪刚度分配给每个连接紧固件。当紧固件的材料、直径和被连接的夹层厚度相同时,每个紧固件承受的剪力为

$$Q_{sj} = \frac{N}{n}$$

强度条件

$$Q_{sj} \leq [Q]$$

式中 N ——对接缘条的轴力 N ;

Q_{sj} ——紧固件的工作剪力;

$[Q]$ ——紧固件的剪切强度值;

n ——紧固件个数。

为了使载荷 N 平缓过渡,通常缘条的搭接区比较长。

2. 按抗疲劳强度设计

认为梁的轴力 N 是按紧固件和机体组合总刚度来分配载荷的,所以,紧固件受力在搭接两端头较大,中间较小,随着载荷加大,紧固件的载荷趋于均匀。而在小载荷情况下飞行时,始终是搭接两端头紧固件载荷大。具体分析可用连接件细节有限元素方法来进行(参考《航空结构连接疲劳分析手册》第2章)。

3. 缘条搭接区当量面积的计算

由于搭接区内存在载荷由一搭接板传到另一搭接板的过程,所以要用当量面积来计算梁的惯性矩。

例如,图 6-3 为一梁缘条搭接区,缘条 1 的材料为 30CrMnSiA,其强度极限值 $\sigma_{b1} = 1200\text{MPa}$;缘条 2 的材料为 LY12CZ,其 $\sigma_{b2} = 400\text{MPa}$;用双排铆钉连接。铆钉为 $5 \times 12\text{GB868LY10}$,其破坏剪力为 5300N ,求 A—A 剖面的惯性矩。

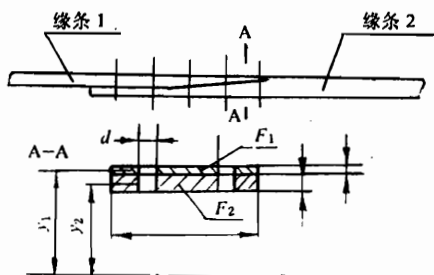


图 6-3

(1) A—A 剖面的实际面积

$$F_1 = 1 \times (45 - 5) = 40 \text{ mm}^2$$

$$F_2 = 3 \times (45 - 5) = 120 \text{ mm}^2$$

(2) A—A 剖面铆钉传剪力的折算面积

$$F_{1z} = \frac{Pn}{\sigma_{b1}} = \frac{5300 \times 2}{1200} = 8.83 \text{ mm}^2$$

$$F_{2z} = \frac{Pn}{\sigma_{b2}} = \frac{5300 \times 8}{400} = 106.00 \text{ mm}^2$$

式中 n ——搭接板中传入载荷的紧固件数,在 A—A 剖面上,1 板 n 为 8;2 板 n 为 2。

(3) 当量面积 实际面积与折算面积中取小的为当量面积。由(1)和(2)知

$$F_{1z} < F_1 \quad F_{2z} < F_2$$

(4) 抗弯惯性矩 取当量面积计算惯性矩

$$J_{AA} = F_{1z} y_1^2 + F_{2z} y_2^2$$

(六) 腹板对接强度设计

由于梁腹板的外端剪流小,而根部剪流大,腹板的厚度往往需要由根部向尖部变薄,为了减轻结构重量,可以采用变厚度板,但是,变厚度板在试制阶段不易买到,多数采用阶梯式腹板,然后对接成一整块腹板,如图 6-4 所示。

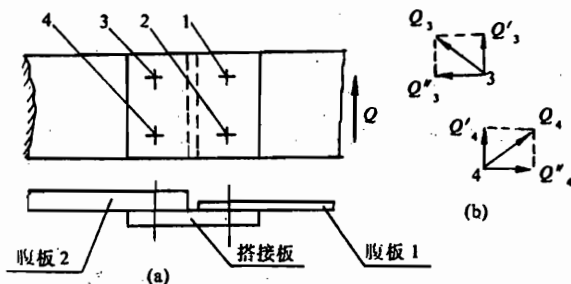


图 6-4

假定腹板对接处缘条是连续的,那么对接的腹板 1 把剪力 Q 通过铆钉 1 和 2 传给盖板,然后通过铆钉 3 和 4 把剪力传给腹板 2。这样腹板 1 的剪力就传到腹板 2 上去。

剪力由腹板 1 传到腹板 2 的过程中,还引起附加弯矩,它必须由盖板传给上下缘条,所以盖板一定要与上下缘条连接,才能承受附加弯矩引起的轴力增量,并通过铆钉传给上下缘条。

当盖板不与上下缘条连接时,附加弯矩引起的轴力增量由腹板上的连接铆钉传递,而且 1 和 2 铆钉所受到的剪力比 3 和 4 铆钉受的腹剪力小。

1. 1 和 2 铆钉受的剪力

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$$

2. 3 和 4 铆钉受的剪力

(1) 剪力 Q 引起的剪力

$$Q'_3 = Q'_4 = \frac{Q}{2}$$

(2) 附加弯矩引起的剪力

$$Q''_3 = Q''_4 = \frac{Ql}{h}$$

(3) 复合剪力

$$Q_3 = \sqrt{Q'^2_3 + Q''^2_3}$$

$$Q_4 = \sqrt{Q'^2_4 + Q''^2_4}$$

如图 6-4, b 所示。

(七) 角盒连接设计

通常情况下, 组合式梁根部都要设计一个角盒, 用来传递腹板的剪力 Q 。

当腹板剪力传给角盒后, 角盒必须把剪力传给大梁接头。大梁接头同角盒相连接传剪力处与角盒同腹板相连接传剪力处都有一定的距离, 因此, 在传递剪力过程中会引起附加弯矩, 这个附加弯矩必须由角盒传给大梁缘条, 角盒是通过同上下缘条相连接来传递这个附加弯矩的, 如图 6-5 所示。

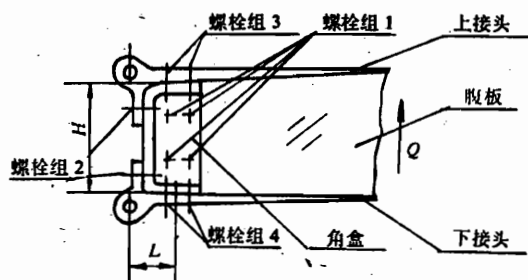


图 6-5

角盒上螺栓组 1 承受腹板传来的剪力 Q , 故每个螺栓承受的剪力

$$Q_{i1} = \frac{Q}{n_1}$$

式中 Q_{i1} —— 每个螺栓的剪力;

Q —— 腹板根部总剪力;

n_1 —— 腹板与角盒连接的螺栓个数。

角盒上螺栓组 2 把剪力 Q 传给大梁接头, 故每个螺栓承受的剪力

$$Q_{i2} = \frac{Q}{n_2}$$

式中 Q_{i2} —— 每个螺栓的剪力;

Q —— 同上面定义;

n_2 —— 角盒与接头传剪面上的螺栓个数。

角盒上螺栓组 3 和 4 是承受附加弯矩的螺栓, 每个螺栓受到的剪力

$$Q_{i3} = \frac{M'}{Hn_3}$$

式中 M' —— 附加弯矩, 其值为 Ql (如图 6-5 所示);

H —— 角盒上下侧边的距离;

n_3 ——角盒上(或下)侧面上螺栓个数。

四、接头设计

(一) 型式选择

当大梁轴线与对接框平面的夹角较大时(如歼六飞机机翼主梁与框对接),采用垂直布置耳片孔来传递缘条上的轴力,这样避免了耳片的局部弯曲,如图 6-6 所示。

当大梁轴线与对接框平面夹角很小时(如歼五飞机机翼主梁与框对接),采用水平布置耳片孔来传递缘条轴力,如图 6-7 所示。

(二) 耳片的位置设计

接头上的力是通过对接螺栓孔上的螺栓来传递的,而对接孔与角盒传剪力给接头处之间总存在一定距离,这个距离导致附加弯矩的存在。由于耳片很薄,抗弯能力差,附加弯矩使上下耳片受力十分不利。为了减小这种不利影响,通常把接头孔中心与接头缘条轴线之间向外偏离一点距离,造成偏心。偏心也引起附加弯矩,这部分附加弯矩正好同上述角盒引起的附加弯矩方向始终相反,所以大大减小耳片因附加弯矩引起的应力,如图 6-8 所示。

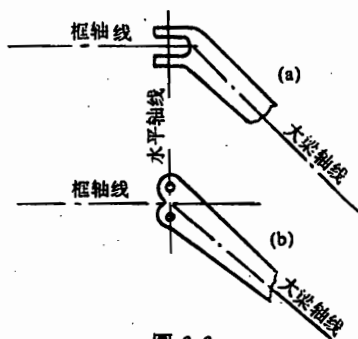


图 6-6

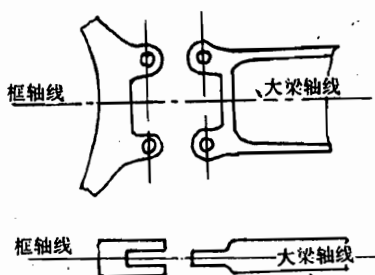


图 6-7

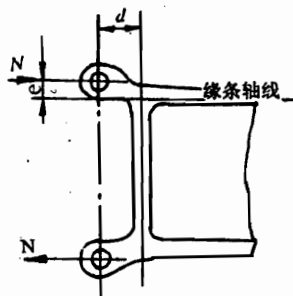


图 6-8

$$Qd = Ne$$

式中 N ——轴力;

Q ——剪力;

d ——剪力 Q 到对接孔中心距离;

e ——轴力 N 到对接孔中心距离。

对接头的更详细的设计这里从略。

五、绘制大梁装配图和零件图

上述设计计算完成后,便可以进行大梁的细节设计,在细节设计过程中,要经过多次反复协调和修改,最后才能定出零件的几何尺寸。实际上,在上述设计计算过程中已经初步定出零件方案。装配图与零件图绘制过程中要穿插进行,逐步达到合理和完善。

以上对大梁的设计计算只偏重于力的设计,没有讨论工艺性、经济性、更未涉及大梁的疲

寿命耐久性和可靠性等方面的要求。

6.2 复杂接头设计

一、分析接头的设计任务和要求

(一) 接头的功用、受载和连接要求

歼五飞机水平安定面把垂直安定面分为上下两部分,如图 6-9 所示。飞行中,上垂直安定面作用着气动载荷和方向舵上面两个支点的集中载荷。为了保证上半部垂直安定面的载荷传到下垂直安定面上去,在部件设计中确定采用这样的方案:整个上垂直安定面的载荷通过前后两个接头以集中力的形式传到下垂直安定面,一个接头布置在前墙为铰接接头,它只传递剪力,另一个接头布置在主梁处,为固支接头,可传递弯矩和剪力。在载荷计算中已经求得这两个接头所传递的载荷,在 P—P 剖面处的设计载荷为

弯矩 $M = \pm 19540 \text{ N} \cdot \text{m};$

剪力 $Q = \pm 20400 \text{ N}.$

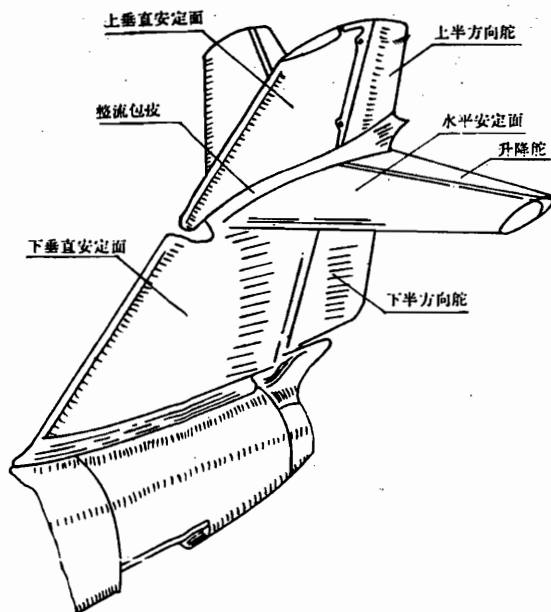


图 6-9

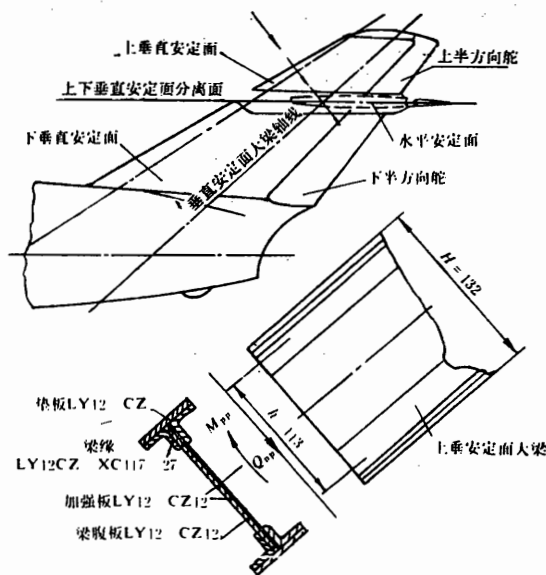


图 6-10

上垂直安定面大梁处接头的任务就是把上垂直安定面大梁的载荷——弯矩 M 和剪力 Q 传到下垂直安定面的接头上,然后再传给下垂直安定面的大梁。

上垂直安定面的大梁由垫板、梁缘条、腹板和加强板组成,上下缘条重心线的距离为 113mm,如图 6-10 所示。

要进一步分析接头的设计,还要对接头的设计要求有所了解,概括起来有如下几个方面:

1. 接头要能保证可靠地传递上垂直安定面大梁的载荷。
2. 接头应具有良好的工艺性。首先必须保证设计的接头在一定的生产条件下能够加工出

来,此外,还要简化生产工艺,降低加工成本,提高劳动生产率。这一要求不仅会影响零件的外形和构造型式,而且还会影响到接头设计的一些细节。

3. 接头应具有良好的使用性、维护性,其装配顺序为先装平尾后装上垂尾。为此接头必须保证上下垂直安定面的装拆方便;布置接头和上垂直安定面大梁的连接螺栓时,必须有足够空间容纳扳手;为了提高接头的使用寿命,接头必须采用一定的表面保护;接头是重要的受力件,为了使其不会由于在使用过程中磨损而导致报废,在设计接头耳片时,应事先留有一定的强度储备,以便修理扩孔等。

4. 接头处在整流包皮内,一般地讲与气动外形的关系不大,但是接头的高度不能过大,以免导致包皮的鼓包过大而破坏气动特性。此外,接头与大梁连接处的尺寸必须与梁的尺寸协调。

二、初步确定接头的构造方案

在分析接头的功用和设计要求的基础上,可以着手进行接头设计。大家知道,设计完的零件最后是由零件图来表示的,而设计工作都是逐步深入的,首先要从大的方面入手,然后由粗到细,逐步完善。接头设计过程中,先要构思出一个构造方案,其主要内容包括确定受力型式、剖面形状、选择材料和确定毛坯。

(一) 确定接头的受力型式

所谓接头受力型式,实质上就是确定接头以什么样的方式承受传入的载荷,又以什么样的方式把载荷传走。前面提到接头的功用是把上垂直安定面大梁的载荷 M 和 Q 传到下垂直安定面的大梁上去,必须完成下面两个方面的工作:第一是保证上垂直安定面大梁的载荷传到接头上;第二是通过接头把载荷传到下垂直安定面的大梁。

上垂直安定面的大梁是由缘条和腹板铆接而成的组合薄壁梁,它传来的弯矩 M 是通过作用在左右缘条上的一组大小相等、方向相反的分布力传向接头,可近似地认为分布力的合力 N 是通过缘条重心(图 6-11),其值

$$N = \frac{M}{h} \quad (6-8)$$

式中 h ——左右缘条重心的距离。

根据上述分析,接头要能承受上垂直安定面传来的弯矩 M , 必须与梁的左右缘条相连接。

上垂直安定面大梁的剪力 Q 是以剪流 q 的形式传来的,为了保证 Q 传至接头,接头必须同梁的腹板相连。

综合以上分析,从传力的角度出发,可以初步确定接头的受力型式,如图 6-12 所示。

图 6-12 的接头方案能够把上垂直安定面大梁的载荷 M 和 Q 传到下垂直安定面大梁上去,而且这种接头还比较简单。但是,必须全面地分析问题,当传力问题解决后,还要考虑装配工艺和

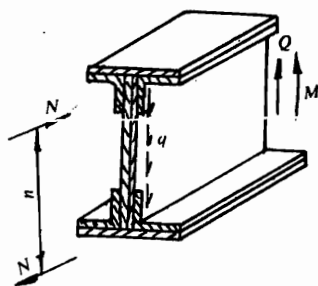


图 6-11

使用方面的要求。前面已提到,其装配顺序要求上下垂直安定面的连接是可拆的连接,并要求装拆方便省时。图 6-12 所示的接头,实质上把上下垂直安定面的大梁连为一体,它是不满足使用要求的。

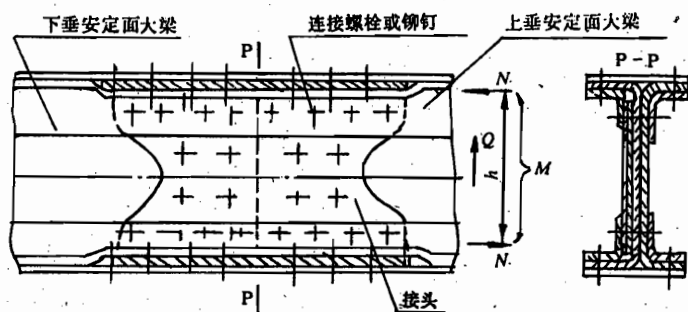


图 6-12

也许大家会想,把图 6-12 中接头与大梁的连接全换成可拆卸的螺栓,就可满足要求了,但是,众多的螺栓一方面使装配非常麻烦,更大的问题是难以保证协调。

为了满足使用要求,可将图 6-12 中的接头沿 P-P 剖开,分为左右两个接头,接头连接部分改为耳片的型式,通过少量连接螺栓,把左右接头构成可拆卸的连接。要注意的是接头被切开后,仍要满足传递弯矩 M 和剪力 Q 的要求,即以传力角度看,要保证上垂直安定面大梁的弯矩和剪力 Q 集中到上垂直安定面大梁耳片部分;然后通过对接螺栓和下垂直安定面大梁耳片把载荷传到下接头去。

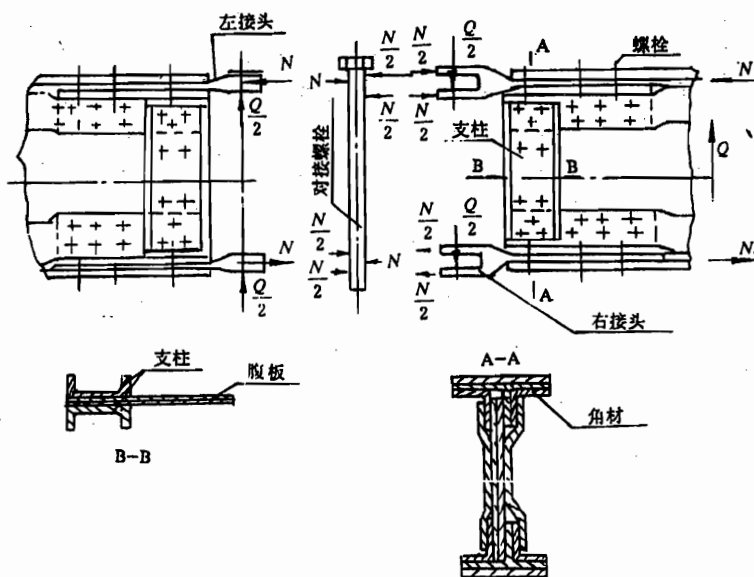


图 6-13

图 6-13 所示接头,由左接头、右接头和支柱三个部分组成。首先由上垂直安定面大梁传来的弯矩 M 通过接头与大梁缘条的连接螺栓传给接头;腹板传来的剪力 Q ,通过腹板与支柱的连接螺栓传给接头。然后把弯矩 M 和剪力 Q 转变为右接头(上接头)的轴力 N 和剪力 Q ,并通过与下垂直安定面大梁接头(即左接头)的对接螺栓和接头的耳片将载荷全部传到下接头上。

通过分析,可以知道图 6-13 所示的接头方案是能够完成传力任务的,同时由于采用耳片

接头,使装拆极为方便,所以图 6-13 所示的接头方案是可行的。

进一步对现有飞机进行观察,可以发现常用的接头有两种型式,一种是像图 6-13 所示的组合式接头;另一种是把图 6-13 的上下接头和支柱连为整体的整体结构型式(图 6-14)。显然,从减轻结构重量观点出发,采用整体接头是有利的。不过对具体问题要做具体分析,一般情况都希望飞机的零件要设计得轻一些,但是,不要忘记工艺对设计的要求,设计的接头至少要保证在现有条件下能够加工出来。采用整体结构,需要一定吨位的锻造设备,当这一条件不具备时,再好的设计也只能是纸上谈兵。

下面把所要设计的接头载荷与长空无人机翼大梁和机身对接接头载荷相比较,如表 6-1 所示。

表 6-1

	弯矩 $M(\text{N} \cdot \text{m})$	接头高度(mm)	轴力 $N(\text{N})$	剪力 $Q(\text{N})$
长空无人机翼身对接接头	103540	123	842000	33490
歼五垂尾接头	19540	123	147000	20400

比较结果得:这里所要设计的接头承受外载荷比较小,并根据实际接头尺寸不大,可以采用整体接头,图 6-14 为整体接头示意图。

最后讨论,耳片处接头对接螺栓轴线的布置。常用的有两种型式:

一种是图 6-14 所示的垂直布置螺栓(螺栓轴线平行于弦平面)。

从耳片受力观点看,水平布置螺栓较为有利,从图 6-15 中可以看出,采用水平布置螺栓时,在弯矩 M 和剪力 Q 的作用下,每个耳片所受的载荷为

$$N_i = \frac{N}{n_i} \quad (6-9)$$

$$Q_i = \frac{Q}{2n_i} \quad (6-10)$$

式中 N ——上下耳片轴力,其值为 M/h ;

M ——弯矩;

h ——上下耳片孔中心距离;

n_i ——表示上(或下)耳片的数目。

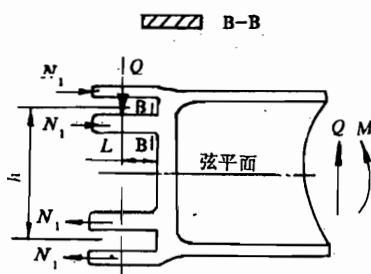


图 6-14

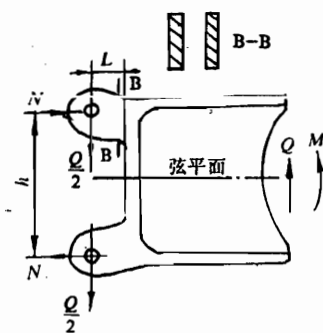


图 6-15

另一种是垂直布置螺栓的接头,若上下接头耳片采用图 6-16 所示的配合,承弯时每个耳

片受载为

$$N_i = \frac{N}{n_i} \quad (6-11)$$

而剪力 Q 只能由一个耳片(耳片 2)来承受,所以

$$Q_2 = Q$$

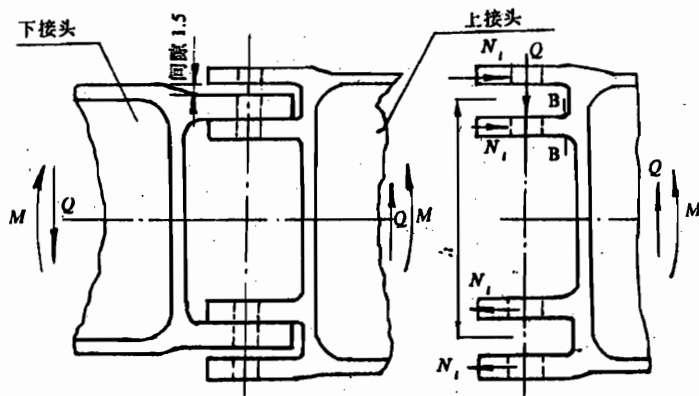


图 6-16

比较上两种情况,显然,第二种的耳片承受剪力 Q 是不利的。由于 Q 的作用引起耳片根部 B-B 剖面弯曲时,前者剖面的抗弯特性较好(抗弯断面系数 W 大,故应力 $\sigma_{\max} = \frac{Qa}{W}$ 小,后者剖面抗弯特性较差, W 小,相应的应力 $\sigma_{\max}$ 较大。由于这两个原因,垂直布置螺栓的耳片根部受力较大。

采用图 6-17 的配合,在传剪力 Q 时可以有二个耳片受力,若考虑螺栓受拉则有三个耳片受力,所以仅仅以受力角度来看是有利的,但是这种配合难以加工,装配也困难,而且不易保证

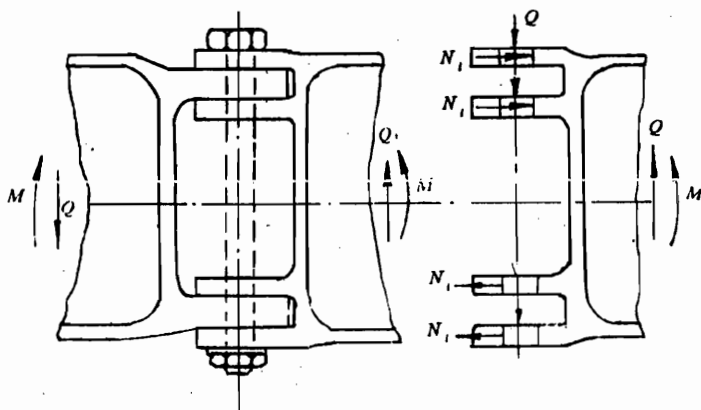


图 6-17

互换,所以很少采用。

为了改善图 6-16 所示配合情况下耳片 2 的受载,可以在耳片 2 和 3 之间加一个支撑件

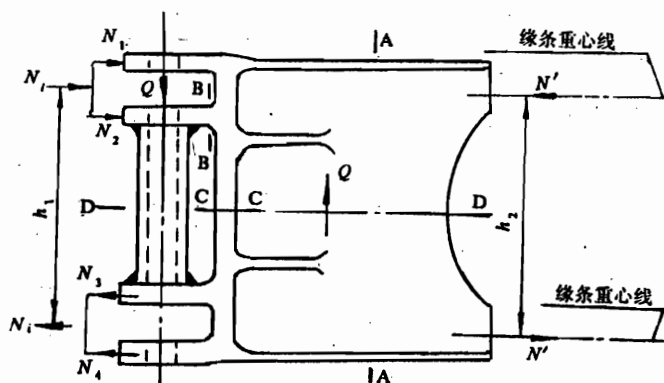


图 6-18

(图 6-18 所示), 这样在剪力 Q 作用下, 2 和 3 两个耳片同时受力。

综合上述分析, 从受力和重量观点看, 水平布置螺栓是较好的。但是, 歼六和歼七及歼八飞机的机翼与机身对接时均采用垂直布置螺栓。主要有两个原因: 首先垂直布置螺栓时, 对接接头孔的精加工较为方便; 另外, 垂直布置螺栓的接头, 左右孔可采用一个长螺栓, 这样装拆较为方便。对于歼六飞机, 由于机翼主梁后掠, 采用垂直螺栓可传递因后掠引起的分弯矩。考虑到下垂直安定面的接头连接, 为了装拆方便, 故采用垂直布置螺栓(图 6-19)。为了减轻对接接头的螺栓载荷, 接头采用双耳片, 使接头传递弯矩时, 螺栓受双剪。

在上述分析的基础上, 初步构思出接头草图(图 6-18), 并画出接头受力分离体图。图中 N' 和 Q' 分别是上垂直安定面大梁缘条和腹板传给接头的轴力和剪力; 轴力 N 和剪力 Q 是下垂直安定面接头给它的支反力。即 P-P 剖面(图 6-10)的载荷, 其值是已知的:

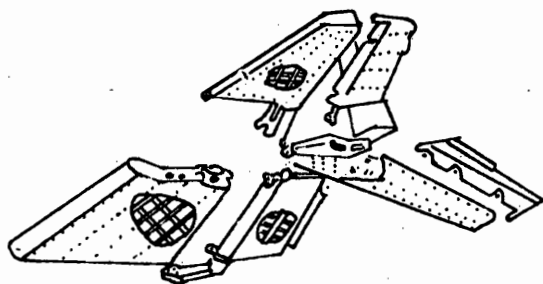


图 6-19

$$N = \frac{M_{FP}}{h'} = \frac{19540 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.113 \text{ m}} = 172920 \text{ N}$$

$$Q_{FF} = 20400 \text{ N}$$

为了使 N 的传力路线最短, 布置耳片位置时使轴力 N 的作用线通过大梁左右缘条的重心线(即 $h' \approx 113 \text{ mm}$)。

另外, 为了使耳片 2 和耳片 3 的合力 N 能较好地扩散到接头, 可以在耳片 2 和耳片 3 后面加上两根筋条(图 6-20), 这样集中力 N_2 和集中力 N_3 通过筋条扩散到接头腹板, 最后由腹板传到缘条上, 同时也改善了侧板的受力情况。

(二) 确定接头的剖面形状

在零件设计中, 合理地选择剖面形状, 对于减轻零件的重量是很有作用的。

为了合理地选择零件剖面形状, 必须对零件的受力特性有较好了解。从图 6-18 可以清楚地知道, 接头的 A—A 剖面主要是承弯。实际上在第 2 章中讨论过抗弯剖面形状, 得出最好的

形状是工字形剖面。

当然选择剖面形状时,除考虑零件重量外,还要考虑结构的可能性。接头的剖面形状应该与上垂直安定面梁的剖面一致,并保证相互协调。综合上述要求,可以采用工字形剖面,它与大梁的装配关系如图 6-21 所示。

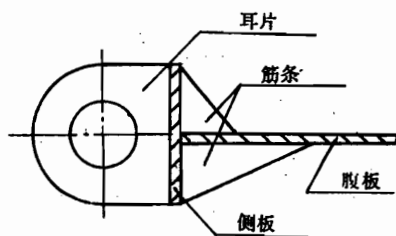


图 6-20

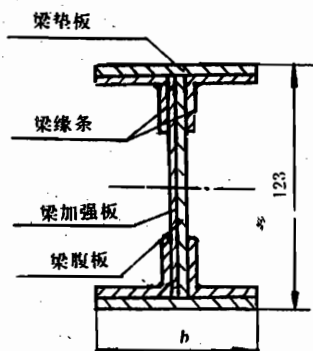


图 6-21

前面讨论的是 A—A 剖面(见图 6-18)的形状,下面分析 C—C 剖面。

剪力 Q 是通过接头腹板传到接头耳片的,图 6-22 所示的方案,剪力 Q 只能通过很小的接触面积传到耳片上,这样腹板和耳片的受力都是不利的。图 6-23 布置了侧板,这样就克服了上述缺点,使受力较为合理,所以采用这个方案(即 C—C 剖面的形状为 T 形)。

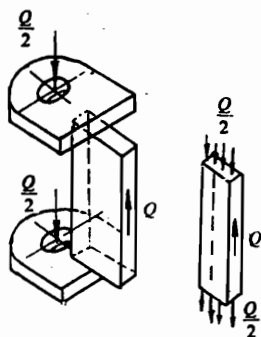


图 6-22

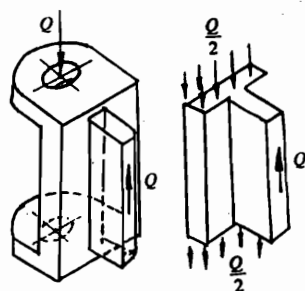


图 6-23

(三) 毛坯的选择

飞机上的零件都是先制成毛坯,然后加工到所要求的尺寸。常用的毛坯有锻件、铸件和焊接件。在确定接头构造方案时,应该根据零件的设计要求、受力特点,并考虑工艺条件合理地选择毛坯。

上面分析的接头属于重要受力零件,接头的外形也不复杂,如果生产批量大的话,采用模锻件毛坯是比较合理的。

另外,前面提到,为了减小耳片的受力,在耳片 2 和耳片 3 之间加了一个支持件(见图 6-18),可以把它和接头做成一体,但是,这样的毛坯机械加工就较麻烦,所以把它和接头分开制造,最后焊为一体,这样较为合理,较为经济。

当确定采用模锻毛坯加焊接结构方案后,下面的设计工作中,就要考虑模锻和焊接工艺对

设计的要求。

(四) 材料选择

合理地选择材料,对于减轻零件的重量是具有一定作用的。第2章已提到,对于承弯零件单位长度的重量为

$$G = \frac{M^{\frac{2}{3}}}{\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma} K} \quad (6-12)$$

从上式可以看出,当选用一定的剖面形状(如工字形)后,对于几何相似的剖面(即 $\beta = \frac{h}{b}$, $t = \frac{h}{\delta}$ 为常数)时,从第2章表2-1中可以看出 K 是定值,这样接头的重量与 $\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma}$ 成反比,称它为材料的抗弯比强度。

所以,当设计承弯零件时,应选用抗弯比强度大的材料。常用材料的抗弯比强度见本书第2章表2-6。

从表2-6可知,铝、镁合金材料的抗弯比强度是较大的,这就是为什么铝、镁合金在飞机制造中得到广泛利用的原因。

但是,认真观察飞机结构时,就会发发现代飞机的一些受力较大的零件(如梁、接头等)仍广泛采用高强度合金钢。这可以从承弯零件单位长度的重量公式(6-12)中得到解释,式中表明,重量不仅与材料的抗弯比强度 $\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma}$ 有关,而且和剖面的抗弯切面系数 $K = \frac{W^{\frac{2}{3}}}{F}$ 有关。所以从重量观点选材料时,就不能只考虑材料的抗弯比强度,还要与剖面特性联系起来考虑。常常会出现这样的情况,即使零件采用比强度高的材料,由于其剖面不能布置得合理,使剖面的抗弯切面系数 K 下降,导致零件重量增加。

为了更好地说明这个问题,下面讨论工字形梁承弯的情况。零件单位长度的重量

$$G = \frac{M^{\frac{2}{3}}}{\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma} K} = \frac{M^{\frac{2}{3}}}{\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma} (0.5\beta^{\frac{1}{3}}t^{\frac{1}{3}})} \quad (6-13)$$

式中 $\beta = \frac{h}{b}$, $t = \frac{h}{\delta}$;

h ——梁上下缘条形心的距离;

b ——梁缘条宽度;

δ ——梁缘条厚度。

式(6-13)表明零件重量不仅与所选择材料的抗弯比强度 $\frac{\sigma_b^{\frac{2}{3}}}{\gamma}$ 有关,还与零件剖面特性 β 和 t 有关。

飞机零件设计时,剖面高度常常是受限制的(如上面分析的接头,其高度受垂直安定面翼型尺寸的限制)。所以下面分析时,认为剖面高度 H 是定值。同时为了使研究的问题方便起见,假定剖面宽度 b 为定值。

当零件承受弯曲时,根据强度条件,剖面的抗弯系数

$$W_x \geq \frac{M}{\sigma_b} \quad (6-14)$$

而

$$W_x = \frac{h^3}{\beta t} \quad (6-15)$$

如果零件受的弯矩 M 较小,当采用抗弯比强度 $\frac{\sigma_b}{\gamma}$ 高的材料时,虽然它的强度极限 σ_b 不大,但是从式(6-14)可知,仍不需要很大的剖面抗弯系数 W_x ,这样剖面设计时可选用较大的 β 和 t (如图 6-24 所示),即缘条的厚度 δ 较小,从式(6-13)可以看出,这时零件的重量是较轻的。

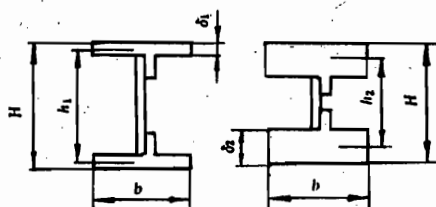


图 6-24

但是,当弯矩 M 增大后,若仍采用抗弯比强度 $\frac{\sigma_b}{\gamma}$ 高的材料,由于它的强度极限较小,为了满足强度条件,就需要较大的抗弯切面系数 W_x ,因此,剖面设计时要选用较小的 β 和 t ,即缘条的厚度 δ 较大(如图 6-24(b)所示),可从公式(6-13)看出,当 β, t 下降时, G 就增加,这

样,材料特性的有利性($\frac{\sigma_b}{\gamma}$ 大),就可能被剖面特性的不利性(即 β 和 t 小)所抵消,结果设计重量反而增加。这时如果选用高强度合金钢,尽管它的抗弯比强度($\frac{\sigma_b}{\gamma}$)较小,但是由于它的强度极限(σ_b)很大,就仍选用缘条厚度较小的剖面(即 β 和 t 较大),这样材料特性的不利性($\frac{\sigma_b}{\gamma}$ 小),可能完全由剖面特性的有利性(β 和 t 较大)补偿,使设计重量反而较轻。

上述的分析说明为什么在结构中不同部位的零件采用不同材料的原因。一般地说,受载较大而结构高度较小的零件目前都用高强度合金钢材料。受载较小而结构高度较大的零件用轻的铝合金材料,而受载更小的零件则用镁合金材料。

在选择材料时,除了上述要考虑其重量特性外,还要考虑材料的工艺性,使用性能(抗腐蚀性、耐磨性、耐热性、绝缘性等)以及材料的来源等。

上面分析的接头,使用性能方面无特殊要求,考虑到接头耳片部分受力较大,而且结构高度受到限制,所以选用高强度材料较为合理,同时考虑到接头采用模锻毛坯和焊接的需要,材料必须具有良好的可锻性和可焊性。综合以上几点,可以选用 30CrMnSiA 的材料,它的强度极限 $\sigma_b = 1200 \text{ MPa}$ 。

三、接头的设计计算

通过对接头的定性分析,已经找到了既能完成传力任务又能满足使用要求的接头受力型式。下面进行定量分析,以便确定零件的一些主要尺寸。

(一) 静强度要求

1. 耳片的设计计算

(1) 耳片的设计载荷

强度规范中规定,对于重要的受力接头(包括机身和机翼接头,尾翼和机身对接接头,操纵面的悬挂接头等),设计耳片和对接螺栓时(不包括接头与基本构件的连接),要考虑零件的制造误差和使用时的磨损(如拆卸时引起的伤痕或其他缺陷等),还应将载荷乘以附加的安全系数 1.25。

上面分析的接头,属于重要受力接头,故把原始数据中给出耳片处(即 P—P 剖面)的设计载荷放大 1.25 倍作为耳片和对接螺栓的设计载荷,即

$$M = 1.25 \times M_{PP} = 1.25 \times 19540 \text{ N} \cdot \text{m} = 24400 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Q = 1.25 \times Q_{PP} = 1.25 \times 20240 \text{ N} = 25500 \text{ N}$$

要确定耳片的尺寸,必须求得每个耳片所受的载荷。在 Q 的作用下,考虑到支持件的刚度较大,可近似地认为载荷平均地分配到耳片 2 和耳片 3(图 6-25),即

$$Q_2 = Q_3 = \frac{1}{2} Q = 12750 \text{ N}$$

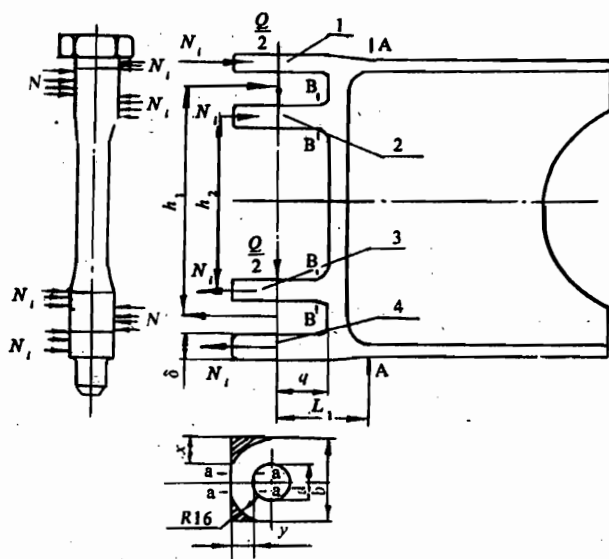


图 6-25

在弯矩 M 作用下,左(或右)耳片的总载荷 N 为

$$N = \frac{M}{h} = \frac{24400 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.113 \text{ m}} = 216000 \text{ N}$$

近似地认为 N 平均分配给两个耳片,则每个耳片的载荷 N_i 为

$$N_i = \frac{N}{2} = 108000 \text{ N}$$

(2) 确定耳片的主要尺寸

要确定耳片的尺寸,必须分析耳片在载荷作用下的受力情况,从而确定危险剖面,并由剖面的强度条件决定它的主要尺寸。

图 6-25 表明,耳片在 N_i 的作用下,螺栓受剪切(双剪)和挤压,耳片孔受挤压。对于耳片 3 和耳片 4, a—a 剖面受剪切; b—b 剖面受拉。在 Q_i 的作用下耳片 2 和耳片 3 的根部剖面 B—B 受弯曲。耳片和对接螺栓尺寸就是由这些剖面的强度条件决定的。

从图 6-25 可以看出,耳片阴影部分的材料是不参加受力的,为了减轻接头的重量,应该把这部分的多余材料去掉,所以,常把耳片的外形设计为圆弧形而不是方形。而且一般情况下,耳

片的外圆同内孔是同心的(下面还将作进一步讨论)。

(I) 对接螺栓直径 d 的确定

因为对接螺栓采用双剪受力(如图 6-25 所示),由剪切面强度条件

$$\tau = \frac{N_i}{\frac{1}{4}\pi d^2} \leq [\tau_b] \quad (6-16)$$

$$[\tau_b] = 0.63\sigma_b = 760\text{MPa (对于 30CrMnSiA 材料)}$$

即可得到对接螺栓的直径

$$d \geq \sqrt{\frac{4N_i}{\pi[\tau_b]}} = \sqrt{\frac{4 \times 108000}{3.14 \times 760}} = 13.5\text{mm}$$

取直径 $d=14\text{mm}$ 。

(I) 耳片厚度 δ 的确定

耳片厚度 δ 由对接螺栓或耳片孔的挤压强度条件而定,即

$$\sigma_{\#} = \frac{N_i}{d\delta} \leq [\sigma_{\#}] \quad (6-17)$$

$$[\sigma_{\#}] = K\sigma_b$$

式中 K ——挤压系数,该接头为不经常拆卸接头的螺栓连接,取 $K=1$;

σ ——取对接螺栓和耳片中强度极限低的,对于上面所讨论的问题,两者的材料都是 30CrMnSiA,但是热处理条件不一样,通常耳片热处理后 $\sigma_b=1200\pm 100\text{MPa}$,螺栓热处理后 $\sigma_b=1100\pm 100\text{MPa}$,这时应取螺栓的 σ_b 名义值 $\sigma_b=1100\text{MPa}$ 作为强度极限。

这样耳片的厚度为

$$\delta = \frac{N_i}{d[\sigma_{\#}]} = \frac{N_i}{d\sigma_b} = \frac{108000}{14 \times 1100} = 7.01\text{mm}$$

取 $\delta=7\text{mm}$ 。

(II) 耳片外径 R 的确定(指耳片 3 和 4)

对于同心耳片,外径 R 由 b—b 剖面的受拉强度条件和 a—a 剖面的受剪强度条件决定。

可以先按 a—a 剖面受剪强度条件确定 R ,然后按 b—b 剖面的受拉强度条件检验。

按实验分析的结果,a—a 剖面的剪切强度条件可近似为

$$\tau = \frac{N_i}{2\delta(R-0.2d)} \leq [\tau] \quad (6-18)$$

$$\therefore R \geq \frac{N_i}{2\delta[\tau]} + 0.2d = \frac{108000}{2 \times 7 \times 760} + 2.8 = 12.9\text{mm}$$

初取 $R=14\text{mm}$ 。以上是以 a—a 剖面的剪切强度条件选定耳片的外圆半径 R 。选定的尺寸是否满足 b—b 剖面的强度条件,还需进一步核算。b—b 剖面的强度条件为

$$\sigma = \frac{N_i}{(b-d)\delta} \leq K\sigma_b \quad (6-19)$$

式中的 K ——减缩系数,由耳片数目(双耳、单耳)、耳片材料和它的几何尺寸的比值 $\frac{x}{y}$ 和 $\frac{b}{d}$ 而定,设计时可由有关强度计算手册中查得。对于上述分析的耳片,材料为 30CrMnSiA, $\frac{x}{y}=1$,

$\frac{b}{d}=2$, 系双耳片, 查图 6-26 得 $K=0.97$, 则 $\sigma_b=0.79 \times 1200=890 \text{ MPa}$ 。

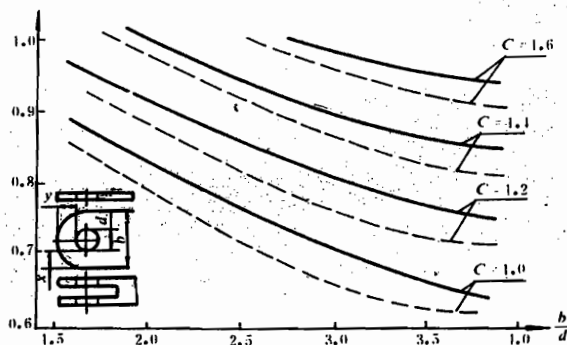


图 6-26

而

$$\sigma = \frac{108000}{(28-14) \times 7} = 1100 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma > K\sigma_b \text{ (强度不足)}$$

核算表明 b—b 剖面的强度不够。必须重新改选 R, 如改选 $R=16 \text{ mm}$, 这样改选后 $\frac{b}{d}=2.3$, 查图 6-26 得 $K=0.745$, 则 $K\sigma_b=0.745 \times 1200=894 \text{ (MPa)}$ 。

而

$$\sigma = \frac{108000}{(32-14) \times 7} = 857 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma < K\sigma_b$$

这时 b—b 剖面的强度满足需求, 表明 R 取 16mm 是合适的。

上面分析的是耳片 3 和 4 两个耳片的外径; 设计载荷有正负值, 当载荷为负值时, 耳片 1 和耳片 2 受载, 这与载荷为正时耳片 3 和 4 的受载是一样的, 所以取 4 个耳片的尺寸均相同。

(IV) 耳片深度 L 和耳槽宽度 S 的确定

由下接头耳片和上接头耳片的协调确定耳片深度 L 和耳槽厚度 S。可以同上述同样的方法确定下接头耳片的厚度为 14mm, 外圆弧半径 $R=16 \text{ mm}$ 。为了保证下接头能够装进上接头 (图 6-27), 必须满足

$$L > T + r$$

r 为圆角半径, 通常 r 取 3~5mm, 这里暂定 $r=3 \text{ mm}$, 这样

$$L > 16 + 3 = 19 \text{ mm}$$

取 $L=20 \text{ mm}$ 。

耳槽宽度

$$S = \delta_f + \text{间隙} = 14 + 0.5 = 14.5 \text{ (mm)}$$

当耳片深度确定后, 还应该核算根部剖面 B—B 的强度; 当没有支撑件的情况下, 受到轴力 N_i 和剪力 $\frac{Q}{2}$ 作用时, B—B 剖面的强度条件为

$$\sigma = \frac{N_i}{F} + \frac{M_{BB}}{W} \leq \sigma_b$$

式中

$$M_{BB} = Q \times 20 = 25500 \times 20 = 510000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

把 B—B 剖面的 F 和 W 代入上式得

$$\sigma = \frac{108000}{32 \times 7} + \frac{510000}{\frac{1}{6} \times 32 \times 49} = 2430 \text{ MPa} > \sigma_b$$

计算表明 B—B 剖面的强度是不够的, 必须修改前已定的尺寸, 一般情况下都是增加耳片的厚度, 本接头利用根部耳片的宽度要逐渐向缘条部分过渡的要求, 加宽了耳片根部的厚度 (图 6-28), 以便进一步降低耳片根部的应力。

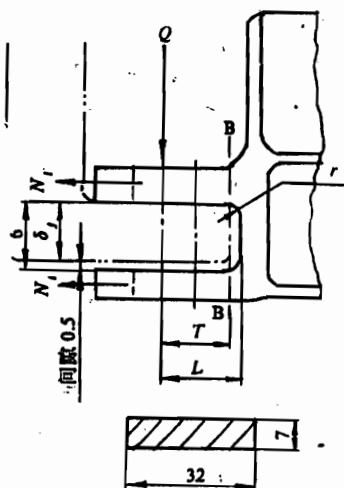


图 6-27

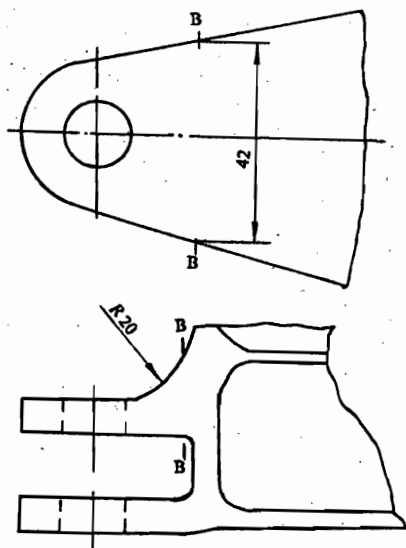


图 6-28

当耳片 2 和 3 之间加上支撑件后, 受力情况就大为改善, 支撑件把耳片 2 和 3 连成一个整体。Q 剪力作用下, B—B 剖面的弯矩由耳片 2 和 3 以轴力形式承受, 其强度条件

$$\sigma = \frac{N_i}{F} + \left(\frac{M_{BB}}{h_2} \right) / F \leq \sigma_b$$

式中 $M_{BB} = Q_x \cdot 20 = 25500 \times 20 = 510000 (\text{N} \cdot \text{mm})$

$$h_2 = 133 - 14.5 - 7 = 111.5 (\text{mm})$$

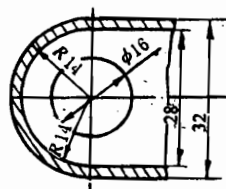
$$\therefore \sigma = \frac{108000}{32 \times 7} + \left(\frac{510000}{111.5} \right) / (32 \times 7) \approx 5100 (\text{MPa}) < \sigma_b$$

故强度足够, 即使按第三强度理论校核也是足够的。

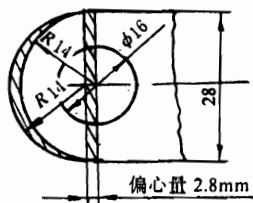
(V) 偏心耳片

前面讨论的耳片是内孔和外圆同心的。这是一般接头常见的形式, 但是, 有些受力较大的接头 (如歼六机翼和机身的主接头), 内孔和外圆多数又采用偏心形式, 如图 6-29(b) 所示。

如果用增大 b—b 剖面宽度即 2R 的办法来提高它的承载能力, 势必增大 b—b 剖面面积, 如图 6-29(a) 所示。但是, 2R 值的增加又导致 $\frac{b}{d}$



(a)



(b)

图 6-29

增加,结果使许用应力也降低(K 值减小),这对耳片的强度是不利的。

从图 6-26 中可以得到这样的启发,如果保持 b 不变(即 $\frac{b}{d}$ 为常数),增加 $C(\frac{y}{x})$ 值(图 6-29 (b))可以使 K 值提高,这样也可使 $b-b$ 剖面满足强度要求。现仍然以所分析的耳片为例,若不增加 R ,但使耳片偏心 2.8mm,这样 $\frac{b}{d}$ 仍是 2,但 $\frac{y}{x}$ 从 1 提高到 1.4,查图 6-26 得 $K=0.975$, $b-b$ 剖面强度增加,使 $\sigma_{bb} < K\sigma_b$ 。

即
$$\sigma_{bb} = \frac{108000}{(28-14) \times 7} = 1100 < 0.975 \times 1200 = 1170 (\text{MPa})$$

上式表明耳片偏心 2.8mm, $b-b$ 剖面强度也能满足。

图 6-29 中的阴影部分表示为了使 $b-b$ 剖面满足强度条件,采用两种办法各自使耳片增加的材料部分,显然采用偏心的办法使耳片的增加量比较少,对减轻接头重量是有利的,这就是一些重要接头用偏心的原因。

但是从图 6-26 的 K 值试验曲线中可以看出, $C = \frac{y}{x}$ 和 $\frac{b}{d}$ 只能在一定范围内, $b-b$ 剖面的强度条件才能按(6-17)式计算。当 $\frac{y}{x}$ 增加到某一值(或 $\frac{b}{d}$ 减少到某一值)时, $b-b$ 剖面的应力要按厚壁筒公式计算,即强度条件为

$$\sigma_{bb} = \sigma_b \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq \sigma_b \quad (6-20)$$

式中 R 为 $\frac{b}{2}$ 。这种受力状态,对耳片的设计是不利的。而且偏心对 $B-B$ 剖面受力也不利,(因为偏心量增加导致耳片深度 L 增加,使 $B-B$ 剖面弯矩增加),鉴于上述原因,耳片的偏心量是有一定的限度的。

(VI) 关于耳片厚度的讨论

前面是按照挤压强度条件确定的耳片厚度,即

$$\delta = \frac{N_t}{\sigma_b d}$$

这是耳片的最小厚度,设计时绝大多数的耳片厚度都取得比这个数值大。因为取最小厚度时,耳片的外径较大。

由 $a-a$ 剖面的剪切强度条件

$$\tau = \frac{N}{2\delta(R-0.2d)} \leq 0.63\sigma_b$$

把 δ 代入上式得

$$R = d$$

若考虑 $b-b$ 剖面强度还要采取一定的偏心(或增加 R),这样使耳槽较深,导致耳片根部剖面 $B-B$ 的强度不够,故一般都增加耳片厚度。

增加耳片厚度有以下好处:

使耳片的外径减小,这样 $\frac{b}{d}$ 减小,而 R 增大,对 $b-b$ 剖面受力有利。

使耳槽深度 L 减小,从而减小根部剖面 $B-B$ 的弯矩。

其缺点是耳片厚度加厚,引起上下耳片之间重心距离下降(因为耳片外侧受外形限制),轴力增大。

2. 确定接头 A—A 剖面尺寸

从图 6-25 中可以判断 A—A 剖面的受力是较大的,所以把它作为一个危险剖面。这个剖面的内力为

$$M_{AA} = M_{PP} - Q_{PP}L_1 = 19540000(\text{N} \cdot \text{mm}) - Q_{PP}L_1$$

$$Q_{AA} = Q_{PP} = 20420\text{N}$$

由于 L_1 较小,初步设计时可略去 Q 的作用,即

$$M_{AA} \approx M_{PP} = 19540000\text{N} \cdot \text{mm}$$

前面已经确定了 A—A 剖面的形状为工字形,现在的任务就是确定剖面的主要尺寸 H 、 b 、 δ_1 (或 $h = H - \delta$)和 δ_2 (图 6-30)。

剖面的强度条件为

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M}{W_{xx}} \leq \sigma_b \\ \tau &= \frac{Q}{H\delta_2} \leq \tau_b \end{aligned} \quad (6-21)$$

式中 W_{xx} 为剖面抗弯特性系数,若略去腹板的作用和缘条对自身主轴的惯性矩,则

$$\begin{aligned} W_{xx} &= \frac{b(H-h)h^2}{H} \\ \therefore \sigma_{\max} &= \frac{M}{b(H-h)h^2}H \end{aligned} \quad (6-22)$$

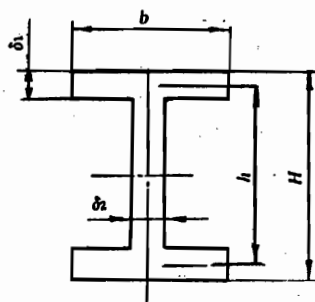


图 6-30

从上面可以知道,两个强度条件要确定的 4 个尺寸是无法解决的。实际设计中总是先假定其中的两个尺寸,然后由强度条件确定另外两个尺寸。一般可以先根据有关条件确定剖面高度 H ,然后在 $h = (0.85 \sim 0.95)H$ 范围内选择 h ,再利用式 (6-21) 和式 (6-22) 来求 b 和 δ_2 。从重量的观点看,希望 h 尽可能接近 H (即 $\frac{h}{\delta_1}$ 较大),但是缘条厚度不能过薄,否则会导致缘条失稳。具体设计时,应根据载荷大小和剖面高度 H 来取 h ,对于剖面高度较小而受载又大的零件可取近下限(即 $h \approx 0.85H$),而对剖面高度较大受载又较小的零件取近上限。

从上面所讨论的接头缘条与垂直安定面大梁缘条连接的关系中(如图 6-11 所示),即可求得接头剖面高度

$$H = 132 - 2 \times \text{垫板厚度} - 132 - 2 \times 4 = 124(\text{mm})$$

而缘条宽度为

$$\begin{aligned} b &= \text{梁缘条宽度} + \text{梁腹板厚度} + \text{加强板厚度} + \text{接头腹板厚度 } \delta_2 \\ &= 25 \times 2 + 1.2 + 2 + \text{接头腹板厚度 } \delta_2 \\ &= 53.2 + \text{接头腹板厚度 } \delta_2 \end{aligned} \quad (6-23)$$

然后按照强度条件即可求得接头剖面腹板厚度 δ_2 和缘条厚度 δ_1 ,如图 6-30 所示,并通过 δ_1 可求得 h 。计算结果表明这个数值是很小的($\delta_1 \approx 0.1\text{mm}$, $\delta_2 \approx 0.25\text{mm}$),这样的小壁厚生产时是无法加工的。

实际上,确定缘条和腹板厚度时,还要考虑它与大梁的连接强度,为了保证接头的弯矩 M_{PP} 传到上垂直安定面大梁缘条,由缘条的挤压强度条件确定采用 10 个 $\phi 6\text{mm}$ 螺栓与接头连

接(图 6-31)。螺栓组所承受的载荷

$$N' = \frac{M_{PP} - QL_2}{h''} \quad (6-23)$$

式中 L_2 ——螺栓组刚心到对接螺栓轴线的矩离;

h'' ——上下螺栓组到刚心的距离。

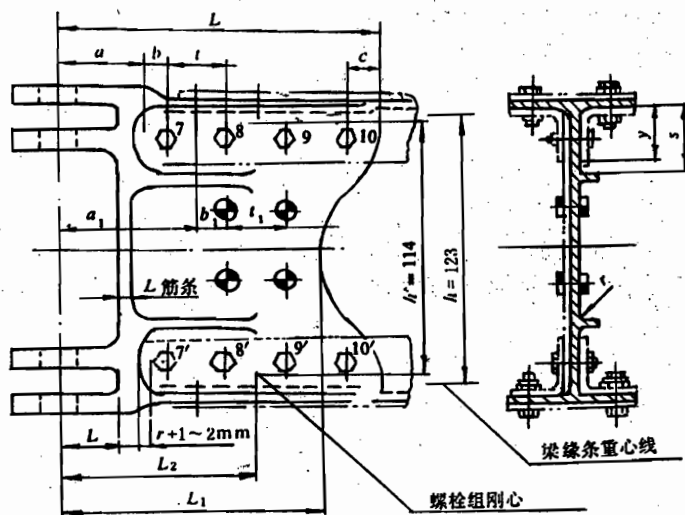


图 6-31

初设计时, L_2 还未知, 故暂略去 Q 的作用, 并认为螺栓组的刚心通过梁缘条的形心, 即 $h'' \approx h = 113\text{mm}$, 所以

$$N' \approx \frac{M_{PP}}{h} = \frac{19540}{0.113} = 173000(\text{N})$$

假定轴力 N' 均匀分配给每一个螺栓, 则每个螺栓所承受载荷为

$$N_i = \frac{N'}{10} = 17300(\text{N})$$

i ——代表耳片的序号。

由接头缘条和腹板的挤压强度求得

$$\delta_1 = \delta_2 = \frac{N_i}{6 \times \sigma_t} = \frac{17300}{6 \times 1200} = 2.41(\text{mm})$$

取 $\delta_1 = \delta_2 = 2.5\text{mm}$ 。

然后由式(6-23)求得缘条宽度 $b = 56\text{mm}$ 。

最后确定接头腹板同大梁的连接, 由于所传递的剪力 Q 较小, 所以采用铆接。若选用 $\phi 4\text{mm}$ 的 MLC15 的钢铆钉, 其承剪能力为 4400N , 所以传递 20400N 的剪力应该有 5 个铆钉, 但是设计时考虑到 7、8、9、10 和 7'、8'、9'、10' 螺栓也承受部分剪力, 故选用 4 个铆钉。

(二) 疲劳强度要求

接头必须具有一定寿命, 其值应不小于飞机结构的目标寿命值, 比如飞机机体寿命为 3000 飞行小时, 那么接头寿命应大于或等于 3000 飞行小时。为此要从下面几方面考虑:

1. 减小应力集中 一般剖面的过渡区应有过渡圆角, 其圆角尺寸在不影响使用情况下尽

可能大些,并且符合标准刀具尺寸。

2. 寿命设计 其方法有应力疲劳分析法、局部应力应变分析法、损伤容限分析法和耐久性寿命分析法。通过调整结构参数(如厚度、孔径、孔位等)来达到要求的寿命值,或者采用一些特殊的工艺来提高寿命值(如冷挤压、喷丸强化、过盈配合等)。具体的过程涉及到一些专门知识,这里从略,如果需要可参考一些专门的书籍。

3. 选型试验 设计初期,当用静强度方法已经确定接头的构造方案和尺寸后,可以进行疲劳寿命选型试验,以便证实其疲劳品质的好坏。

(三) 经济寿命要求

所谓经济寿命就是出现结构疲劳损伤后,要通过修理才能继续服役所花的代价的多少。当修理费用比修理后带来的效益小时,可以采用修理方法来恢复,反之就不能采用,也就是已达到经济寿命,需要更换该零件或部件。

经济寿命常用裂纹超出数的百分比来表示,或者用费用比来表示。关于这方面的概念可参考《近代飞机结构耐久性设计技术》一书,这里不再深入。

四、绘制零件图

确定了接头的构造方案和它的主要尺寸后,就可以着手绘制零件的生产图。在绘制零件图的过程中还要进一步考虑下述问题:

(一) 重视协调

接头和相邻的下垂直安定面接头、上垂直安定面大梁构造和尺寸协调要仔细进行。协调问题看起来是一些琐碎事情,但是在实际工作中这方面的教训是很多的,由于工作的粗心造成不协调的问题时有发生,其后果轻者引起装配困难,重者导致零件报废。

上面分析的接头要协调的地方是很多的。下面举例说明。

例如,接头缘条和筋条间的距离 S 必须大于梁缘条的宽度 T 与筋条、腹板间的圆角 r 之和(见图 6-31)。前面讨论布置筋条时,为了使传力路线最短,最好使筋条与耳片 2 和 3 在同一直线上,但是为了保证结构协调,筋条只能错开一个距离。

凡是与其他零件有连接关系的地方,均要注意协调,这里不一一说明。

(二) 一些细节问题

前面把精力集中在接头设计中的主要问题上,但是,当这些问题解决后,就要考虑前面工作中尚未考虑的一些细节问题。

前面讨论了接头的弯矩通过 10 个 $\phi 6\text{mm}$ 的螺栓传递到上垂尾的梁缘条上。但是,尚未考虑这些螺栓的布置,现在要解决这个问题。大家知道,为了把接头轴力 N 较合理地传到大梁的缘条(尽量避免或减小局部附加弯矩),布置螺栓时应使螺栓组的刚心通过或靠近缘条的重心线。同时还要考虑螺栓的边距。图 6-31 表示了连接螺栓的布置,螺栓组的刚心很接近重心线。

为了减少螺栓孔对缘条切面的削弱,应该交错地排列螺栓。螺栓的间距 t ,主要考虑转动扳手的可能性。当然,如果从疲劳寿命角度分析,螺栓应平行排列寿命较长。到底是用交错或者是平行排列,要看静力与寿命要求中那个更突出,当满足静力要求后,经寿命分析,其寿命也能满足,则按静力要求来设计,反之按寿命要求来确定。

有些尺寸(如筋条的厚度和长度,侧板的厚度)可以参考周围的主要尺寸而定。

在上述基础上,可以确定接头缘条和腹板的长度(图 6-31)。从减轻重量的观点出发,在保

证接头和梁连接情况下应该尽量减小这两个尺寸。

缘条的长度 L 由下面几部分组成(图 6-31),即

$$L = a + b + 3t + c$$

式中 a ——对接螺栓轴线到大梁缘条端头的距离,它的大小为

$$a = L + \delta + (r + 1 \sim 2\text{mm})$$

r ——接头侧壁与腹板间的圆角(图 6-31);

t ——螺栓的间距;

b 和 c ——为边距,由缘条和接头端头 $c-c$ 面的剪切强度而定,通常取 $b \approx c \approx 2d$ (d 为螺栓直径)。

这样求得接头缘条的长度 $L = 129\text{mm}$,取 130mm 。

腹板的长度为

$$L_1 = a_1 + b_1 + t_1 + c_1$$

式中 a_1 ——对接螺栓轴线到梁腹板端头的距离, $a_1 = L + \delta' + L_{\text{筋条}} + 1 \sim 2\text{mm}$;

t_1 ——铆钉间距,一般取 5 的倍数(取 $t_1 = 25\text{mm}$);

b_1 和 c_1 ——腹板端头的钉距,通常取 $2d + (1 \sim 2)\text{mm}$ 。

为了使腹板端头不要离对接螺栓轴线太远,与腹板接触那个面的筋条长度取短一点($L_{\text{筋条}} = 20\text{mm}$)。这样求得腹板的长度为 95mm 。

通过上述的分析可以发现腹板的长度比缘条的短一点。其原因是接头的弯矩通过轴力 N 传到大梁缘条必须通过较多(10个)的螺栓,而接头的剪力较小,只需要沿高度方向布置数排铆钉即可。所以连接槽形梁的接头上下缘条较长,而腹板较短,常设计成燕尾形。如果接头做成矩形,其中阴影部分的材料纯粹是多余的,对减轻零件重量是不利的,如图 6-32 所示。

(三) 合理标注尺寸和表面粗糙度

关于标注尺寸和表面粗糙度的一般知识本书第 3 章已介绍过。这里主要说明如下几点:

1. 接头最后要求与支撑焊为一体,考虑到焊接时由于局部加热会引起接头耳片局部区域的变形,所以耳片的尺寸均在焊接后加工到所要求的尺寸。

上接头耳片与下接头耳片的配合一般采用 $\frac{\text{H}8}{\text{f}9}$ 。

2. 为了保证互换和协调,与下接头的对接孔($\phi 14\text{mm}$)是在上垂直安定面装配好后,在精加工台上铰孔到 H8,所以零件图上只标 $\phi 12^{+0.027}_0\text{mm}$,作为垂直安定面装配时工艺定位孔。

3. 接头与大梁连接的螺栓孔、铆钉孔均在上垂直安定面的大梁装配时一起扩孔,考虑到 30CrMnSiA 材料在热处理后钻孔困难,所以零件图上都预钻小孔(通常比最后尺寸小 0.5mm 的孔径)。

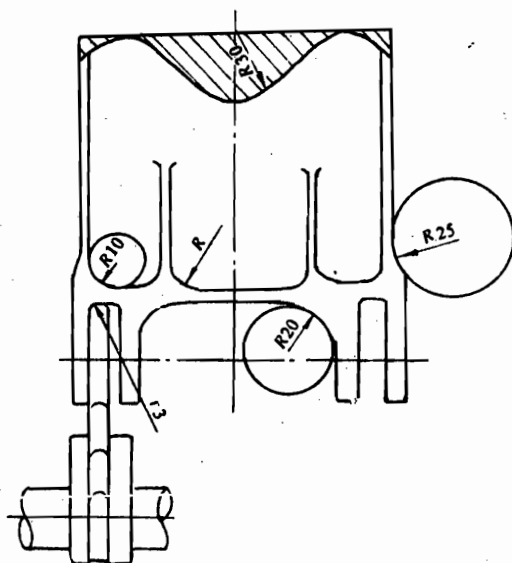


图 6-32

(四) 标准热处理、表面处理和特种检验

焊接件的热处理、表面处理标注在焊接图上,特种检验注明在图纸的附注内。

图 6-33~图 6-35 表示接头的零件图。

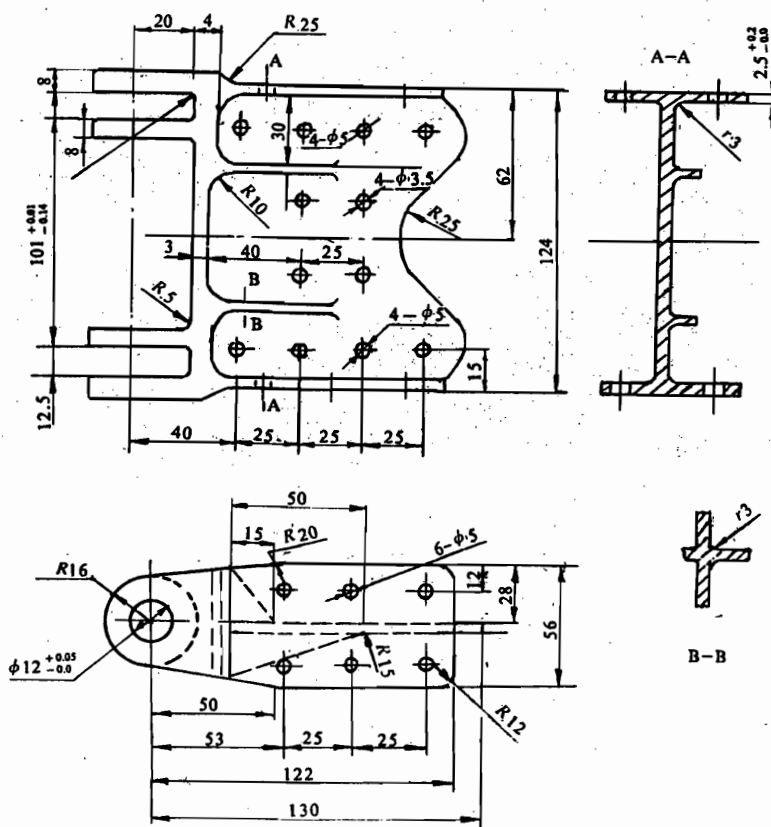


图 6-33

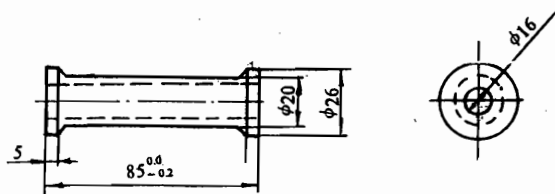


图 6-34

五、接头强度校核

当零件图绘好后,还要进行接头的强度校核,并根据计算结果修改零件的某些尺寸(指强度不足或强度富裕过大的地方),在修改时仍要注意与相邻结构协调。最后要整理出强度报告,

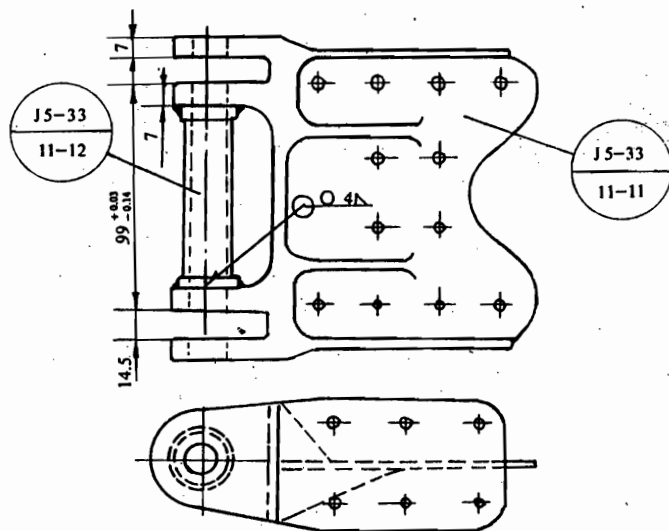


图 6-35

作为处理生产中超差和代料的重要依据。

虽然设计中已经进行了设计计算,但在设计初,由于未知的条件很多,为了较快地确定接头的主要尺寸,略去了许多次要因素,并作较多的简化假设,采用一些近似计算公式,这样得到的结果可能误差较大。当零件图画完后,有必要(也有条件)较精确地对接头进行强度核算,对强度不足和富裕过大的地方作适当的修改。

本接头的强度核算有下述的内容:

1. 耳片的强度校核;
2. 主要剖面的核算;
3. 与上垂直安定面大梁连接处的强度核算。

上述的任务只要利用零件强度的有关知识就能完成,这里从略。

强度计算报告中以强度剩余系数表示零件强度富裕程度,在满足刚度指标的条件下,所有的剩余强度系数可取 1,对于在飞机返修中需要扩孔的一般连接接头,应在耳片部分增加 10% 左右的剩余强度。如果耳片已经乘过 1.25 倍的系数,那就不必再增加了。

对于某些受载较小的地方,为了保证结构受力合理和刚度没有突然变化,有时因工艺的要求,允许剩余系数超过 1。

六、接头的寿命估算

接头寿命评估可按下面几步进行:

1. 对接头进行细节内力分析,求出各钉孔载荷和应力值;(1)上下缘条细节内力可用细节内力分析有限元方法计算,求出各孔的力和应力;(2)对各孔可用体元素或边界元方法求孔边的应力值。

2. 用 30CrMnSiA 材料等寿命曲线,根据疲劳载荷谱求出寿命值。

3. 用 30CrMnSiA 材料的应变疲劳曲线,根据疲劳载荷谱求出寿命值。

4. 用损伤容限方法求出裂纹扩展寿命。

5. 而耐久性方法,利用断口裂纹尺寸 a 与飞行时间 t 的 $a-t$ 曲线,估算寿命。

根据上述分析结果,来评估接头寿命。具体过程可利用有关专门知识进行,这里从略。

七、接头的重量计算

飞机零件设计中还要进行重量计算,并在图纸上标注零件的重量。

零件的重量可用下式求得:

$$G = V\gamma \quad (6-25)$$

式中 γ ——材料的比重;

V ——零件的总体积。

所以要计算零件的重量,必须求得零件的体积,实际计算时常把零件分为若干几何形状简单的单元体(如把接头分耳片、缘条、腹板、筋条和侧板等)分别计算其体积 V_i ,则

$$V = \sum V_i \quad (6-26)$$

$$G = \gamma \sum V_i \quad (6-27)$$

八、接头的强度实验和寿命实验

通过上述工作,可以整理出接头的强度报告、寿命评估报告,绘制出生产图。只要通过加工即可制成零件。但是设计工作还没有结束。前面的工作是以以前人的经验和已知理论知识为指导设计出零件。但是由于理论的局限性和结构的复杂性,仅仅只做上述工作是不够的,设计的零件是否符合要求,只能通过实践来检验。这就要求进行零件的静力强度试验。对于重要的零件,还希望通过寿命试验来证实理论分析结果。只有通过试验,才算是设计成功。当然对零件来讲还要对其进行综合评审,比如经济性、维修性、使用性方面的情况也是极为重要的,即使强度、刚度、寿命要求都达到要求,而经济性很差,也不一定被采用。当试验中发现问题,就应该通过具体分析,修改零件,直到满足要求为止。

习 题

1. 梁的外载荷是如何确定下来的? 请说明工程梁方法和有限元方法的具体应用。
2. 梁的各部分(缘条、腹板、支柱、耳片接头等)是按什么强度条件设计的?
3. 组合式梁各零件之间如何连接组成一个梁? 其连接强度如果考虑?
4. 复杂接头设计中应从哪些方面考虑?
5. 接头的构造方案应从几方面考虑? 能举例说明吗?
6. 静强度设计中,耳片如何设计计算? 请按书中内容归纳出来。
7. 接头设计中协调关系如何考虑?
8. 零件中的表面粗糙度、表面处理和热处理及特种检验工作在图上如何表达?
9. 接头强度校核的主要内容是什么? 它与尺寸之间有何关系?
10. 强度试验与接头设计有何关系?
11. 总结一下复杂接头的设计过程?
12. 请你分析飞机上一个重要零件的设计。

参 考 文 献

- [1] 《飞机设计手册》编辑委员会. 飞机设计手册. 第五册. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [2] 《飞机设计手册》编辑委员会. 飞机设计手册. 第三册. 北京: 国防工业出版社, 1983.
- [3] 牛春匀. 实用飞机结构设计. 北京: 国防工业出版社, 1983(上册). 1991(下册).
- [4] 飞机结构强度研究所. 航空结构连接件疲劳分册手册. 西安: 飞机结构强度研究所出版, 1985.
- [5] 冯元生、陶梅贞等. 飞机结构的分析与先进设计原理. 西安: 西北工业大学出版社, 1991.
- [6] 程宝渠、赵谦仁等. 飞机构造工艺性. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [7] 陶梅贞. 飞机零构件设计. 西安: 西北工业大学出版社, 1989.
- [8] 魏志毅. 飞机零构件设计. 南京: 南京航空学院出版, 1980.
- [9] 飞机结构损伤容限设计指南. 北京: 航空工业部科技情报研究所出版, 1985.
- [10] 飞机结构强度分析手册. 西安: 航空工业部六〇三所出版, 1989.
- [11] 濮良贵. 机械设计. 西安: 西北工业大学出版社, 1988.
- [12] [苏]谢·米·叶格尔等著. 飞机设计. 杨景佐等译. 北京: 航空工业出版社, 1986.
- [13] [美] C. C. 奥斯特古德著. 疲劳设计. 李寿同等译. 北京: 科学出版社, 1982.
- [14] 胡昌寿主编. 可靠性工程——设计、试验、分析、管理. 北京: 宇航出版社, 1989.
- [15] 张祖明主编. 非电产品的可靠性技术与应用. 北京: 海洋出版社, 1993.
- [16] 航空航天工业部科学技术研究院编. 复合材料设计手册. 北京: 航空工业出版社, 1990.
- [17] 魏志毅主编. 飞机结构分析与设计. 南京: 南京航空学院出版, 1991.

