

文章编号: 1674-8190(2022)02-122-07

民用飞机耳片结构参数化设计方法研究

马大卫

(上海飞机设计研究院 飞机结构强度工程技术所, 上海 201210)

摘要: 耳片/螺栓类结构在现代民用飞机结构设计中应用广泛,其常规正向设计思路为结构设计在先,强度分析在后,存在迭代计算繁冗,耗时长且人为计算易出错等问题。以逆向设计为指导思想,以铝合金(7075-T6)耳片为例,建立耳片典型承载能力、耳片性能参数与耳片结构参数之间的关联方程;通过设计变量法,给出的一套参数化设计方法,并通过 MATLAB 开发可视化程序进行实例求解。结果表明:参数化设计方法可以实现以需求—结果模式为导向的耳片自动化设计,得到了满意的设计结果,在给定耳片受载条件及目标需求的情况下,能够实现耳片相关参数的迅速求解,大幅提高设计效率。

关键词: 耳片结构;铝合金;设计变量;参数化;自动化设计

中图分类号: V214.19

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2022.02.18

文献标识码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Parameterization Design Method of the Lug Structure for Civil Aircraft

MA Dawei

(Structure and Stress Division, Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

Abstract: The lug/bolt type structure is widely used in modern civil aircraft structure design. The conventional forward design idea is that the structure design comes first and the strength analysis comes second, which has the problems of tedious iterations, long time consumption and error-prone human calculations. Taking reversal design as the guiding thought and aluminum alloy (7075-T6) lug as an example, a correlation equation among the classical load-bearing capacity, lug performance parameter and structure parameter of lug is established. By means of the design variables method, a set of parameterization design method is given. The visual program developed by MATLAB is used to solve the example. The results show that the parameterization design method can realize the automatic lug design guided by the demand and result mode, and the satisfied design results are obtained. The method can quickly solve the relevant parameters of the lug and greatly improve the design efficiency under the given load conditions and target requirements of lug.

Key words: lug structure; aluminium alloy; design variables; parameterization; automation design

收稿日期: 2021-06-07; 修回日期: 2021-10-12

通信作者: 马大卫, madawei@comac.cc

引用格式: 马大卫. 民用飞机耳片结构参数化设计方法研究[J]. 航空工程进展, 2022, 13(2): 122-128.

MA Dawei. Research on parameterization design method of the lug structure for civil aircraft[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2022, 13(2): 122-128. (in Chinese)

0 引言

在现代飞机结构设计中,耳片/螺栓结构应用广泛,主要应用于传递集中载荷处,其危险工况为受拉,耳片有可能受到剪切—挤压、拉伸等,螺栓有可能受到剪切、弯曲等,导致结构破坏。为避免发生这些失效形式,要求耳片/螺栓的尺寸设计合理,使之尽可能具备最佳的许用承载能力^[1-2]。目前国内研究者在此方面做了大量的研究工作。伍黎明等^[3-5]采用有限元模拟法对耳片应力强度因子进行了分析研究,对工程中耳片的损伤容限设计及使用具有一定的参考价值;张树祥^[6]、陈秀华等^[7],以及回丽等^[8]、林长亮等^[9]分别采用计算和仿真分析的方法对耳片在不同受载角度下的静强度及承载能力进行了分析,为工程中耳片的结构设计提供依据;李海滨等^[10]、邓宗白等^[11]分别通过UG和Delphi建立了参数化耳片特征库和故障诊断疲劳损伤评估专家系统,可实现对耳片进行快速、批量设计及对耳片静强度、疲劳寿命、断裂损伤及裂纹扩展等性能的评估;何翔等^[12]从耳片承载能力入手,探讨耳片承载能力与耳片不同参数之间的关联关系,得出单一参数变量变化时对耳片质量载荷效率的影响程度;冯蕴雯等^[13]、刘文章等^[14]分别给出了新型复合耳片连接设计方法和提高轴孔连接结构承载能力的设计方法,可用于指导耳片的结构设计。

上述研究工作对工程上耳片的正向设计提供了良好的借鉴及参考,但由于耳片与螺栓的强度会相互影响,其中涉及参数众多,强度分析复杂,仍需反复参数调整、迭代计算,才能设计出性能相对优异的耳片,存在迭代计算繁冗,耗时长且人为计算易出错等问题。

本文针对受拉耳片,以逆向设计为指导思想,结合目前经典民用飞机耳片/螺栓类结构连接的强度分析方法并考虑耳片最佳承载效率情况,建立耳片典型承载能力、耳片性能参数与耳片结构参数之间的关联方程,通过设计变量法,给出一套参数化设计方法,并以需求—结果模式为导向开发设计程序,实现耳片的自动化设计,以期减少耳片设计过程中的反复校核计算,提升设计效率。

1 耳片典型结构参数

本文讨论的耳片为民用飞机中常用的铝合金7075-T6耳片,其典型结构参数如图1所示,其中 P 为外载, α 为外载角度, A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_4 为4处截面积, D 为耳孔内径, θ 为耳片上缘边界/下缘边界与 A_3 截面的夹角, a 为沿轴向载荷方向上耳孔中心至耳片外边界的距离, $W/2$ 为耳孔中心至耳片上缘边界/下缘边界的距离, g 为耳孔中心至耳片根部的距离。耳片厚度为等厚 t ,且耳片上下半部分关于 A_3 截面对称。

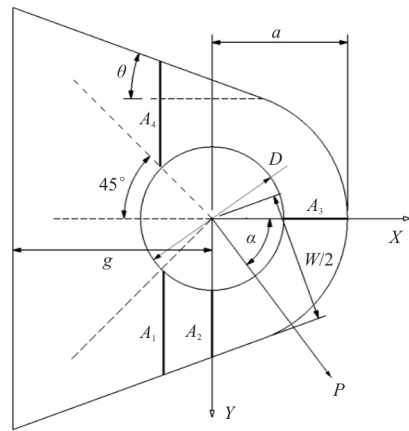


图1 耳片典型结构参数^[1,12]

Fig. 1 Typical lug structure parameters^[1,12]

2 耳片典型承载能力

对于接头耳片的结构设计来说,耳片的横向极限载荷效率系数 K_{tn} 、轴向拉伸效率系数 K_t 和轴向剪切—挤压效率系数 K_{br} 是较为关键的要素,选择出合理的3种系数值可有效保证接头耳片的承载能力^[2]。由参考文献[1]可知这3种系数与耳片结构参数相关,其具体关系如图2所示。

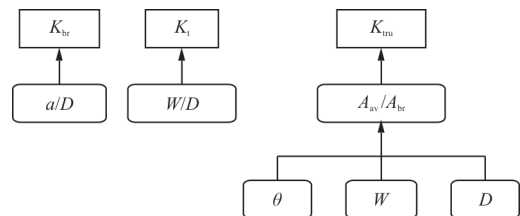


图2 载荷效率系数与耳片结构参数关系图^[1]

Fig. 2 The relationship between load efficiency coefficient and lug structure parameter^[1]

由参考文献[1]可知耳片的典型承载能力有下述三种情况。

(1) 耳片在轴向载荷作用下的剪切—挤压破坏极限载荷

$$P_{bru} = K_{br} F_{tu,x} A_{br} \quad (1)$$

式中: K_{br} 为轴向剪切—挤压系数; $F_{tu,x}$ 为耳片材料 x 方向的极限拉伸应力, 对于铝合金 7075 材料, $F_{tu,x} = 558.7$; A_{br} 为挤压面投影面积。

K_{br} 与 a/D 的关系曲线如图 3 所示, 经多项式拟合为

$$K_{br} = 0.511(a/D)^3 - 2.801(a/D)^2 + 5.102(a/D) - 1.975 \quad (2)$$

$$A_{br} = Dt \quad (3)$$

将式(2)~式(3)代入式(1)可得:

$$P_{bru} = 558.7Dt [0.511(a/D)^3 - 2.801(a/D)^2 + 5.102(a/D) - 1.975] \quad (4)$$

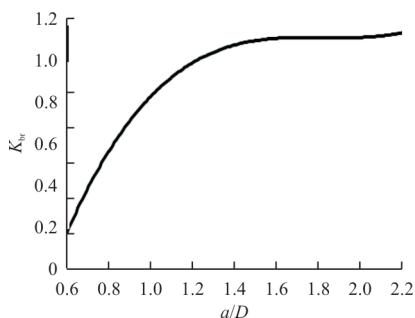


图3 7075-T6 铝合金 K_{br} 曲线

Fig. 3 The curve K_{br} for the aluminum alloy 7075-T6

(2) 耳片在轴向载荷作用下的拉伸破坏极限载荷

$$P_{tu} = K_t F_{tu,x} A_t \quad (5)$$

式中: K_t 为轴向拉伸系数。

K_t 与 W/D 的关系曲线如图 4 所示, 经多项式拟合为

$$K_t = 0.01(W/D)^2 - 0.138(W/D) + 1.135 \quad (6)$$

$F_{tu,x} = 558.7$, 最小拉伸净截面积 A_t 为

$$A_t = (W - D)t \quad (7)$$

令 $n = W/D$, 将式(6)~式(7)代入式(5)可得:

$$P_{tu} = 558.7(W - D)t(0.01n^2 - 0.138n + 1.135) \quad (8)$$

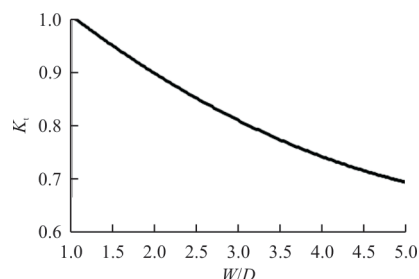


图4 7075-T6 铝合金 K_t 曲线

Fig. 4 The curve K_t for the aluminum alloy 7075-T6

(3) 耳片在横向载荷作用下的挤压破坏极限载荷

$$P_{tru} = K_{tru} F_{tu,y} A_{br} \quad (9)$$

式中: K_{tru} 为横向极限载荷效率系数。

K_{tru} 与 A_{av}/A_{br} 的关系曲线如图 5 所示, 经多项式拟合为

$$k_{tru} = 0.826(A_{av}/A_{br})^5 - 3.551(A_{av}/A_{br})^4 + 5.780(A_{av}/A_{br})^3 - 4.507(A_{av}/A_{br})^2 + 1.802(A_{av}/A_{br}) \quad (10)$$

式中: A_{av} 为截面加权平均值。

$$A_{av} = \frac{6}{\frac{3}{A_1} + \frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} + \frac{1}{A_4}} \quad (11)$$

式中: A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_4 为耳片 4 处截面面积, 如图 1 所示。

$$A_1 = A_4 = \left[\frac{\sqrt{2}}{4} D \operatorname{tg} \theta + \frac{W}{2 \cos \theta} - \frac{\sqrt{2}}{4} D \right] t \quad (12)$$

$$A_2 = \left[\frac{W}{2 \cos \theta} - \frac{D}{2} \right] t \quad (13)$$

$$A_3 = \left[a - \frac{D}{2} \right] t \quad (14)$$

A_{br} 和式(4)中保持一致; 对于铝合金 7075 材料, 耳片材料 y 方向的极限拉伸应力 $F_{tu,y}$ 为 510.4。

令 $\lambda = A_{av}/A_{br}$, 可得:

$$\frac{4}{\left(\frac{\sqrt{2}}{4} \operatorname{tg} \theta - \frac{\sqrt{2}}{4} \right) D + \frac{W}{2 \cos \theta}} + \frac{1}{\frac{W}{2 \cos \theta} - \frac{D}{2}} + \frac{1}{a - \frac{D}{2}} = \frac{6}{\lambda D} \quad (15)$$

因此得到:

$$P_{tru} = 510.4Dt(0.826\lambda^5 - 3.551\lambda^4 + 5.780\lambda^3 - 4.507\lambda^2 + 1.802\lambda) \quad (16)$$

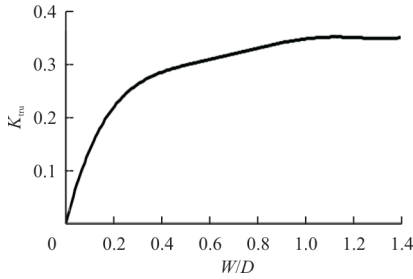


图5 7075-T6 铝合金 K_{tru} 曲线

Fig. 5 The curve K_{tru} for the aluminum alloy 7075-T6

3 耳片典型结构性能

对于完成设计的耳片,一般可从以下三个方面来评判其设计性能,耳片及螺栓裕度、耳片疲劳性能、耳片质量,设计的耳片在满足耳片及螺栓裕度要求的情况下,尽可能重量轻、疲劳性能好。

3.1 耳片及螺栓的安全裕度

考虑耳片的接头系数(一般取 1.15)^[1],耳片在极限载荷作用下的安全裕度 M_{Sep} 可由式(17)进行计算^[1]:

$$M_{Sep} = 1/1.15 \left[\left(\frac{P \cos \alpha}{\min(P_{bru}, P_{tu})} \right)^{1.6} + \left(\frac{P \sin \alpha}{P_{tru}} \right)^{1.6} \right]^{0.625} - 1 \quad (17)$$

螺栓的破坏主要考虑剪断破坏和弯曲破坏,考虑螺栓极限载荷时塑性修正后比限制载荷时的裕度大,故仅计算螺栓限制弯矩时的裕度 M_{Sls} 即可^[1]。

$$M_{Sls} = \frac{M_j}{1.15M} - 1 \quad (18)$$

式中: M_j 为螺栓的极限弯矩,标准英制螺栓可通过文献[1]查表得出; M 为螺栓的限制弯矩。

$$M = Pb/2 \quad (19)$$

螺栓受弯力臂 b (如图6所示):

$$b = \frac{t_1}{2} + \delta + \frac{t_2}{4} = t + \delta \quad (20)$$

式中: t_1 、 t_2 分别为外耳片、内耳片厚度($t_2=2t_1=2t$); δ 为耳片倒角或使用带肩衬套引起的间隙,一

般可取 1.6 mm。

将式(19)~式(20)代入式(18)可得:

$$M_{Sls} = \frac{2M_j}{1.15P(t+1.6)} - 1 \quad (21)$$

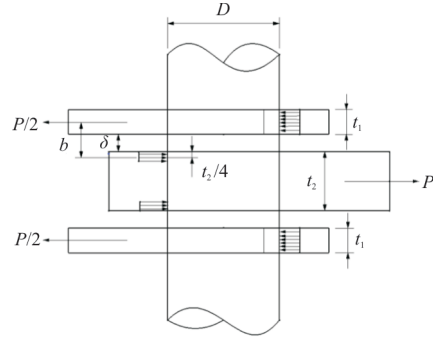


图6 螺栓受弯力臂示意图

Fig. 6 Schematic diagram of bolt bending arm

3.2 耳片的细节疲劳额定值

细节疲劳额定值(DFR)作为结构细节本身固有的疲劳性能特征值,能够对构件质量和耐重复载荷能力的度量,但是与使用载荷无关^[15]。对于受拉耳片结构,其 DFR 许用值可按文献[15]计算得出:

$$DFR = \min(DFR_{base} \cdot K \cdot B \cdot L_t \cdot L_d \cdot L_s \cdot L_\theta \cdot R_c, DFR_{cutoff}) \quad (22)$$

式中: DFR_{base} 为基准值; B 为合金和表面处理系数, $B=0.8$; K 为材料常数; L_t 为耳片厚度系数; L_d 为耳片尺寸系数; L_θ 为耳片斜载荷系数; L_s 为耳片形状系数; R_c 为构件疲劳额定值系数,一般均取常值1; DFR_{cutoff} 为截止值, $DFR_{cutoff} = 186$ 。

$$DFR_{base} = \min \left[165 \left(\frac{W}{D} \right)^{-1.17}, 94 \right] \quad (23)$$

将上述数值代入式(22)可得:

$$DFR = \min \left\{ 0.8 \cdot \min \left[165 \left(\frac{W}{D} \right)^{-1.17}, 94 \right], 186 \right\} \quad (24)$$

3.3 耳片的质量

典型耳片结构如图1所示,其质量表达式可由式(25)计算得出:

$$m = \rho ts \quad (25)$$

式中: ρ 为材料密度,铝合金 $\rho = 2.82 \times 10^{-3}$; s 为耳

片投影面积。

$$s = \left(\frac{W}{\cos \theta} + g \tan \theta \right) g + \left(\tan \theta + \frac{90 - \theta}{180} \pi \right) \left(\frac{W}{2} \right)^2 \quad (26)$$

通常耳片圆心距耳片根部的距离 g 相对固定, 常规的国际标准轴承的最大外径尺寸为 1.75 in (即 44.45 mm), 故选择 $g = 44.45/2 = 22.225$ mm, 代入式(25)可得:

$$m = 62.67 \times 10^{-3} t \left(\frac{W}{\cos \theta} + 22.225 \tan \theta \right) + \left(\tan \theta + \frac{90 - \theta}{180} \pi \right) \left(\frac{W}{2} \right)^2 \quad (27)$$

4 耳片结构参数化设计

4.1 设计思路

目前设计人员在分析校核受拉耳片时, 常规的正向设计过程为: (1) 按经验初步设计耳片结构; (2) 根据耳片的实际受拉形式, 计算耳片典型承载能力; (3) 校核耳片和螺栓的强度 (满足强度校核则只需考虑耳片在极限载荷作用下的安全裕度); (4) 综合考虑耳片重量和疲劳特性等因素, 迭代优化。正向设计需多轮迭代计算才能得出相对合适的耳片结构参数, 耗时长且效率低。

本文在不改变目前强度计算方法的基础上进行逆向设计, 主要考虑耳片剪切挤压破坏与拉伸破坏相等, 将相关已有的公式串联成方程组, 并合理选取相关参数当作设计变量纳入需求端作为已知量, 使得方程可被求解, 从而实现耳片的自动化设计, 减少设计迭代过程, 提升设计效率。

4.2 设计方法

耳片典型承载能力 (P_{bru} , P_{tu} , P_{tru})、耳片性能参数 (M_{Sep} , M_{Sls} , DFR , m) 与耳片结构参数 (D , W , a , t , θ) 之间的函数关联关系为

$$n = W/D \quad (28)$$

$$P_{bru} = f_1(D, t, a) \quad (29)$$

$$P_{tu} = f_2(D, W, t) \quad (30)$$

$$P_{tru} = f_3(D, W, t, \theta, a) \quad (31)$$

$$M_{Sep} = f_4(P, \alpha, P_{bru}, P_{tu}, P_{tru}) \quad (32)$$

$$M_{Sls} = f_5(P, t, M_j) \quad (33)$$

$$M_j = f_6(D) \quad (34)$$

$$DFR = f_7(W, D) \quad (35)$$

$$m = f_8(t, W, \theta) \quad (36)$$

考虑耳片受轴向载荷作用下, 按剪切挤压破坏与拉伸破坏相等计算 (此时耳片具备最佳承载效率), 即:

$$P_{bru} = P_{tu} \quad (37)$$

以上方程总数量为 10 个, 方程中涉及参数变量有 16 项 (a , W , D , θ , t , P_{bru} , P_{tu} , P_{tru} , M_{Sep} , M_{Sls} , M_j , DFR , m , P , α , n), 将参数 (P , M_{Sep} , α , θ , D) 作为设计变量纳入需求端作为已知量, 由设计人员按需给定, 并指定参数 n 变化范围 1~5, 则方程中参数未知量降为 10, 即可求解方程得出随 n 变化的耳片结构参数和性能参数值。

4.3 设计软件开发

通过 MATLAB 编制可视化程序, 设计人员只需给出耳片的相关受载条件及目标需求, 就可通过软件实现耳片的自动化设计 (需求—结果模式), 软件界面如图 7 所示, 其中输入区域为人工输入: 载荷 (对应参数 P , 按耳片实际受力情况选择), 最小裕度 (对应参数 M_{Sep} , 可按设计要求按需选择), 外载角度 (对应参数 α , 可在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 内任选一值), 耳片斜边角度 (对应参数 θ , 可在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 内任选一值), 螺栓牌号 (对应参数 D , 可在标准英制螺栓 NAS6204~NAS6216 (直径 6.35~25.4 mm) 中进行选择)。

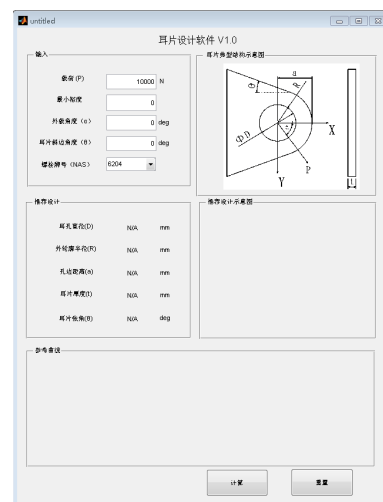


图 7 软件界面示意图

Fig. 7 Software interface diagram

4.4 设计求解案例

以某耳片受载 $P=10\ 000\ \text{N}$, 受力角度 $\alpha=30^\circ$, 设计耳片裕度 $M_{\text{Sep}}=0.2$, 所需耳片斜耳角度 $\theta=15^\circ$, 选用 NAS6205 螺栓为例进行计算, 计算结果

如表 1、图 8 所示, 可以看出: 当 $n=1.6$ 时, 耳片的细节疲劳额定值最好, 且对应质量较小, 为软件推荐设计。同时设计人员也可以通过查看表 1 中完整的计算结果, 按实际情况选择合适的耳片参数。

表 1 计算结果汇总表
Table 1 Summary of calculation results

n	DFR	M/g	M_{SIs}	a/D	t/D	D/mm	W/mm	a/mm	t/mm
1.20	65.18	1.63	-0.17	0.60	1.88	7.94	9.53	4.79	14.93
1.30	69.68	1.28	0.08	0.65	1.39	7.94	10.32	5.14	11.01
1.40	72.08	1.12	0.26	0.69	1.15	7.94	11.12	5.50	9.10
1.50	73.88	1.04	0.40	0.74	1.01	7.94	11.91	5.88	7.99
1.60	75.50	1.00	0.50	0.79	0.92	7.94	12.70	6.29	7.28
1.70	72.77	0.98	0.59	0.85	0.85	7.94	13.50	6.74	6.78
1.80	69.60	0.98	0.66	0.91	0.81	7.94	14.29	7.24	6.40
1.90	66.94	0.98	0.72	0.98	0.77	7.94	15.09	7.80	6.10
2.00	64.77	0.99	0.77	1.07	0.74	7.94	15.88	8.46	5.85
...
4.60	29.10	0.50	3.27	3.25	0.15	7.94	36.52	25.80	1.18
4.70	28.31	0.48	3.37	3.27	0.14	7.94	37.32	25.94	1.10
4.80	27.54	0.46	3.46	3.28	0.13	7.94	38.11	26.08	1.04
4.90	26.80	0.45	3.53	3.30	0.12	7.94	38.91	26.21	0.99
5.00	26.08	0.45	3.59	3.32	0.12	7.94	39.70	26.34	0.95

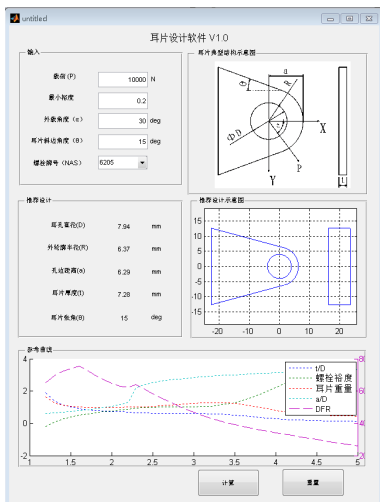


图 8 软件输出界面
Fig. 8 Software out interface

5 结 论

(1) 本文给出的参数化设计方法可以用于典

型受拉耳片设计, 在给定受载条件及目标需求的情况下, 能快速求解得出耳片相关核心参数, 减少设计迭代过程。

(2) 通过 MATLAB 可视化程序, 实现了耳片参数的自动设计, 得到了理想的设计结果。

(3) 其他不同牌号的铝合金、钛合金和合金钢耳片只需通过文献[1]拟合相应的系数曲线, 就可按此方法进行参数化设计。

参 考 文 献

[1] 牛春匀. 实用飞机结构应力分析及尺寸设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2009: 283-294.
NIU Chunyun. Practical aircraft structural stress analysis and dimensional design [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2009: 283-294. (in Chinese)

[2] 何翔. 钛合金耳片快速设计方法初探[J]. 民用飞机设计与研究, 2013(3): 49-52.
HE Xiang. A simple approach for fast designing the titanium alloy lug[J]. Civil Aircraft Design & Research, 2013(3): 49-52. (in Chinese)

- [3] 伍黎明, 何宇廷, 安涛, 等. 斜耳片连接件应力强度因子表达式的计算研究[J]. 机械强度, 2013, 35(1): 83-88.
WU Liming, HE Yuting, AN Tao, et al. Study on calculating stress intensity factor for tapered attachment lug structure [J]. Journal of Mechanical Strength, 2013, 35(1): 83-88. (in Chinese)
- [4] 伍黎明, 何宇廷, 张海威, 等. 铝合金耳片连接件结构参数对其断裂特性影响的有限元法模拟[J]. 机械工程材料, 2013, 37(12): 92-95.
WU Liming, HE Yuting, ZHANG Haiwei, et al. Finite element simulation of the effect of structure parameters of aluminium alloy lug attachment on its fracture characteristic[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2013, 37(12): 92-95. (in Chinese)
- [5] 王新波, 伍黎明, 谭申刚, 等. 典型耳片接头三维I型裂纹应力强度因子研究[J]. 机械强度, 2018, 40(1): 171-176.
WANG Xinbo, WU Liming, TAN Shengang, et al. Study on stress intensity factor of three dimension model of type I crack in typical lugjoint[J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(1): 171-176. (in Chinese)
- [6] 张树祥. 任意角度卸载的耳片强度分析[J]. 机械设计, 1992, 9(1): 22-25.
ZHANG Shuxiang. Strengths analysis of lugs in any angle loading[J]. Journal of Machine Design, 1992, 9(1): 22-25. (in Chinese)
- [7] 陈秀华, 匡国强, 汪海, 等. 飞机平尾升降舵接头耳片承载能力分析 with 试验[J]. 计算机辅助工程, 2009, 18(1): 18-21.
CHEN Xiuhua, KUANG Guoqiang, WANG Hai, et al. Test and analysis on load bearing capability of hinge lug of aircraft horizontal stabilizer elevator [J]. Computer Aided Engineering, 2009, 18(1): 18-21. (in Chinese)
- [8] 回丽, 邸军, 周松, 等. 挤压投影面积对耳片结构失效强度的影响[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(36): 266-272.
HUI Li, DI Jun, ZHOU Song, et al. Effect of extrusion projected area on failure strength of lug structure[J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(36): 266-272. (in Chinese)
- [9] 林长亮, 胡文刚, 刘娜, 等. 耳片接头的断裂失效数值模拟[J]. 航空工程进展, 2019, 10(3): 383-388.
LIN Changliang, HU Wengang, LIU Na, et al. Fracture failure numerical simulation of lug joint structure [J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2019, 10(3): 383-388. (in Chinese)
- [10] 李海滨, 刘雁, 王小艳. 耳片特征库造型子系统在飞机起落架设计中的研究与实现[J]. 科学技术与工程, 2006, 6(7): 866-869.
LI Haibin, LIU Yan, WANG Xiaoyan. Research and implementation of the subsystem of interconnection joint's feature library to airplane's landing gear[J]. Science Technology and Engineering, 2006, 6(7): 866-869. (in Chinese)
- [11] 邓宗白, 周克印, 吴永端. 飞机连接耳片故障诊断疲劳损伤评估专家系统[J]. 南京航空航天大学学报, 2003, 35(1): 44-47.
DENG Zongbai, ZHOU Keyin, WU Yongduan. Expert system for failure diagnosing and fatigue evaluating about damage of lugs in aircraft [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2003, 35(1): 44-47. (in Chinese)
- [12] 何翔, 丛昊. 铝合金接头耳片参数敏感度分析[J]. 机械强度, 2014, 36(4): 927-932.
HE Xiang, CONG Hao. Sensitivity analysis of aluminum alloy fitting lug parameter [J]. Journal of Mechanical Strength, 2014, 36(4): 927-932. (in Chinese)
- [13] 冯蕴雯, 张家乐, 薛小锋, 等. 铝钛复合耳片结构设计及可靠性分析[J]. 西北工业大学学报, 2021, 39(1): 1-8.
FENG Yunwen, ZHANG Jiale, XUE Xiaofeng, et al. Structure design and reliability analysis of Al-Ti lugs [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2021, 39(1): 1-8. (in Chinese)
- [14] 刘文章, 何景武, 严斌, 等. 提高轴孔连接结构承载能力的设计方法[J]. 船舶力学, 2017, 21(8): 1001-1008.
LIU Wenzhang, HE Jingwu, YAN Bin, et al. Optimal design of improving the carrying capacity of shaft and hole connection structure [J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(8): 1001-1008. (in Chinese)
- [15] 郑晓玲. 民机结构耐久性与损伤容限设计手册: 疲劳设计与分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2003: 209-238.
ZHENG Xiaoling. Civil aircraft durability and damage tolerance design handbook: fatigue design and analysis [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2003: 209-238. (in Chinese)

作者简介:

马大卫(1987—),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:飞行器结构强度、增材制造。

(编辑:丛艳娟)