

立式转子试验设备包容壳体厚度设计

陈国栋, 祝昭丹

(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要:为了解决试验器条件下航空发动机轮盘爆裂产生的能量问题,采用包容曲线法、破坏势能法、2阶段能量法及数值仿真法进行立式转子试验设备包容壳体的厚度设计。计算结果表明:轮盘爆裂后最大碎块为1/3轮盘碎块,并且碎块最大平动动能明显高于平均平动动能;依据已有的试验结果,对得出的结果进行安全性评定;采用2阶段能量法计算得到的结果与试验结果的符合性较好,仿真分析需要准确的失效应变数据以得到可靠结果,最终使用2阶段能量法以3倍安全系数确定包容壳体的厚度应不小于0.2 m。

关键词: 包容壳体;转子试验设备;轮盘爆裂;厚度设计;航空发动机

中图分类号: V232.6

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2018.04.011

The Design of Containment Shell Thickness of the Vertical Spin Test Facility

CHEN Guo-dong, ZHU Zhao-dan

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to solve the energy problem of the aeroengine disk under the spin test condition, the design of the containment shell thickness of the vertical spin test facility was carried out by the containment curve method, the failure potential method, the 2 stage energy method and the numerical simulation method. The calculated results show that the largest fragment after burst was 1/3 disk debris, and the maximum translational kinetic energy of the fragment is obviously higher than the average translational kinetic energy. According to the existing test results, the safety of the obtained results are evaluated. The results obtained by the 2 phase energy method are in good agreement with the test results. Accurate failure strain data is needed for the simulation analysis to get reliable results. Finally, the thickness of the containment shell is determined with 3 times the safety factor using the 2 phase energy method. The thickness of the containment shell should be less than 0.2 m.

Key words: containment shell; spintester facility; disk burst; thickness design; aeroengine

0 引言

立式转子试验设备主要用于发动机转子的超转、破裂与疲劳试验,这些试验贯穿发动机研制、定型及服役的整个过程。在转子试验中,会出现计划内和非计划内的转子失效,由于转子质量大、动能大,一旦轮盘失效,高能碎块会对试验设备的真空舱体造成巨大冲击。舱体被击穿或发生泄漏,可能引发高能碎块飞出、火灾、爆燃和爆炸等危害,给人和设备的安全带来巨大风险。在世界范围内,曾发生多起转子试验设备非包容事故。每个转子试验设备的制造商都有过转子

爆裂后包容失效的经历,包容失效会带来很昂贵的设备维修费用,严重的造成人员伤亡^[1]。

立式转子试验设备必须能够包容转子爆裂失效产生的高能碎块。试验设备的机械主体包括真空舱体、传动装置、以及放于真空舱体内的圆筒形包容壳体,必须要能够抵抗高能爆裂碎块的冲击,使真空舱体不被击穿或发生泄漏,以保证试验设备主体及试验人员的安全。就轮盘爆裂行为以及撞击包容壳体后的响应,国外航空发动机公司通过大量试验研究总结出经验公式供包容性分析使用^[2-3]。在国内,曾强等^[4]应用故障树识别非包容转子失效危险;王伟等^[5]以某型飞

收稿日期:2018-02-07 基金项目:航空动力基础研究项目资助

作者简介:陈国栋(1980),男,高级工程师,从事航空发动机转子强度试验、鸟撞试验及包容试验工作;E-mail:feitian_box@sina.com。

引用格式:陈国栋,祝昭丹.立式转子试验设备包容壳体厚度设计[J].航空发动机,2018,44(4):61-66.CHEN Guodong,ZHU Zhaodan. The design of containment shell thickness of the vertical spin test facility[J]. Aeroengine, 2018, 44(4): 61-66.

机为例对航空发动机非包容碎块进行风险计算;李雪姣等^[6]开展了非包容碎块危害评估方法研究;李娟娟等^[7]通过撞击试验并结合仿真分析指出筒体受轮盘碎块撞击后的失效模式为整体弹塑性变形。

本文对轮盘爆裂产生的最大碎块能量进行分析,采用多种包容性分析方法计算包容壳体的厚度,并引入已有试验结果,用各种方法进行评定,从而确定安全的包容壳体厚度。

1 轮盘爆裂后的碎块能量分析

1.1 轮盘失效模式分析

试验中,轮盘失效主要为2种模式:一种是沿子午面断裂,另一种是轮缘在径向应力高的周向截面断裂。其中轮盘沿子午面断裂产生的碎块能量更大,在转子试验设备包容性设计时必须考虑。

文献[4-6]将转子失效模式分为4种:单个1/3轮盘碎块、中等尺寸碎块、小碎块及叶片碎块。某型低压涡轮盘破裂形貌如图1所示,CF6-80C2发动机在地面调整试车时高压涡轮第1级盘破裂形貌^[8]如图2所示,Trent 972发动机中压涡轮盘破裂形貌^[9]如图3所示。这些轮盘沿子午面断裂的最大碎块均为1/3轮盘碎块。



图1 某型低压涡轮盘破裂形貌



图2 CF6-80C2发动机高压涡轮第1级盘破裂形貌



图3 Trent 972发动机中压涡轮盘破裂形貌

文献[10]认为在撞击过程中碎块的平动动能起主要作用,并进行了单块能量最大失效模式计算,结果显示当轮盘3等分破裂时碎块平动动能最大。

1.2 典型转子最大碎块能量计算

转子试验设备需针对最大能量碎块(1/3轮盘碎块)进行包容性设计。依据GH4169合金制造的某型高压涡轮转子工作转速、质量及转动惯量数据,将典型转子等效为等厚的空心轮盘,轮盘破裂转速假设为

1.5倍工作转速,轮盘外径为0.265 m、内径为0.076 m、厚度为0.081 m,轮盘破裂转速为22500 r/min。

依据实际轮盘爆裂影像资料,在轮盘爆裂过程中,先是首个碎块飞出,接着剩余部分在向外飞出的过程中再次断裂。即将轮盘3等分爆裂过程分解为2个阶段:第1阶段,首个1/3轮盘碎块飞出,2/3轮盘在对称中线的圆心处产生初始裂纹;第2阶段,2/3轮盘向外飞出并带有旋转,初始裂纹从圆心裂至外缘,轮盘3等分解体。第2阶段用时为裂纹由圆心扩展至轮缘的时间 Δt ,2/3轮盘旋转角度 $\theta = \omega_1 \Delta t$ 。轮盘按3等分碎块飞出时碎块速度如图4所示。1/3轮盘的线速度 V_1 为2/3轮盘平移速度 $V_{2/3}$ 与1/3轮盘质心绕2/3轮盘质心旋转产生的平移速度 $V_{1/3}$ 的矢量和,轮盘按3等分碎块飞出时碎块速度矢量如图5所示。

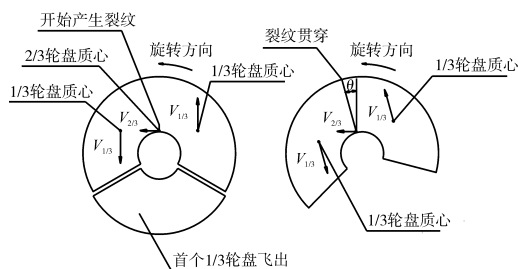


图4 轮盘按3等分碎块飞出时碎块速度

裂纹扩展速率取1651 m/s^[11],裂纹长度为0.189 m,则 $\theta = 0.27$ rad/s,1/3轮盘碎块的最大线速度为405.5 m/s。1/3轮盘碎块的平均线速度为365.2 m/s,1/3碎块最大平动动能为 3.7×10^6 N·m,比平均平动动能高23.3%。

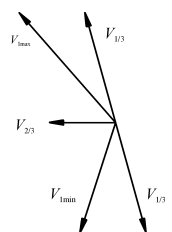


图5 轮盘按3等分碎块飞出时碎块速度矢量

2 包容性计算方法

2.1 EGD-3包容曲线法

基于发动机和试验设备的试验结果^[9],采用EGD-3包容性曲线法绘制1条确定叶片断裂的包容区和非包容区的曲线,叶片能量值和机匣包容势能值的交点落于曲线以上,叶片被包容;落在曲线下方,叶片不能被包容。

机匣包容势能 C_A 为

$$C_A = B \Sigma \sigma_b \delta T^2 \quad (1)$$

式中: B 为叶片断裂部分的长度; σ_b 为机匣材料的

拉伸强度极限; δ 为机匣材料的典型伸长; T 为机匣厚度。

包容安全系数 n_c 为

$$n_c = \frac{C_A}{C_R} \quad (2)$$

式中: C_R 为包容碎块所需势能。

当 $n_c \geq 1.0$ 时,满足包容要求。

2.2 破坏势能法

破坏势能法考虑了断叶或轮盘碎块撞击机匣时消耗于使机匣弯曲的能量、挤压和剪切机匣的能量以及机匣的动态变形^[3]。机匣包容性破坏势能法以能量守恒原理为基础,认为机匣的破坏是由于断叶或碎块撞击机匣时机匣受到的弯曲和剪切应力造成的。破坏势能法计算公式为

$$E_A = LT^2 \tau_d \left(\frac{1}{2} K + n \right) \quad (3)$$

式中: E_A 为机匣破坏总势能; L 为碎块撞击机匣的截面周长; τ_d 为机匣材料动态剪切强度极限; K 与 n 为经验系数。

包容性安全系数 n_c 为

$$n_c = E_A / E_k \quad (4)$$

式中: E_k 为碎块平动动能。

当 $n_c \geq 1.0$ 时,满足包容要求。

2.3 2阶段能量法

Hagg 与 Sankey 进行了一系列圆筒壳体包容爆裂轮盘的试验与研究分析^[1],认为圆筒包容轮盘爆裂碎块的过程分为2个阶段:第1阶段包容通过撞击区域的材料压缩以及撞击区域周界材料的剪切来限制的;如果没有发生局部贯穿破坏,则包容进入第2阶段,壳体是否破坏、碎块是否飞出取决于整个壳体材料拉伸可产生应变能的大小。

假定轮盘碎块对圆筒的撞击是无弹性的,依据动量守恒定律,同时假设无关于摩擦和热的能量损失,第1阶段在动量传递中耗散的能量 ΔE_1 为

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} M_1 V_1^2 \left(1 - \frac{M_1}{M_1 + M_2} \right) \quad (5)$$

式中: M_1 为碎块质量; V_1 为碎块速度; M_2 为圆筒参与动量传递的有效质量。

$$M_2 = m_{21} + 0.34 m_{22} \quad (6)$$

动量传递如图6所示。

第2阶段的剩余能量 ΔE_2 为

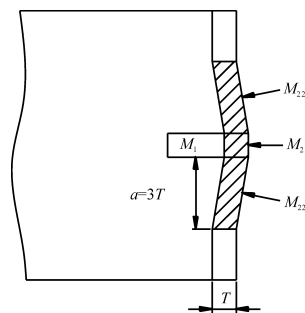


图6 动量传递

$$\Delta E_2 = E - \Delta E_1 = \frac{1}{2} M_1 V_1^2 \frac{M_1}{M_1 + M_2} \quad (7)$$

碎块撞击圆筒区域的最大压缩应变能 E_c 为

$$E_c = A T \varepsilon \sigma_d \quad (8)$$

式中: A 为撞击接触面积; ε 为塑性应变; σ_d 为压缩时材料的动态拉伸强度极限。

最大剪切应变能 E_s 为

$$E_s = k \tau_d P T^2 \quad (9)$$

式中: k 为依据试验结果的常数,数值范围为0.3~0.4; τ_d 为材料的动态剪切强度; P 为剪切区域的周长。

第1阶段包容准则公式为

$$E_c + E_s > \Delta E_1 \quad (10)$$

第2阶段的包容准则为壳体材料拉伸可产生应变能 E_t 大于剩余能量 ΔE_2 ,即

$$E_t = Q \varepsilon \sigma_d > \Delta E_2 \quad (11)$$

式中: Q 为圆筒材料的体积。

对于长圆筒,每个碎块对应的壳体材料体积约为有效质量 M_2 的材料体积,即

$$Q = 3 P T^2 + A T \quad (12)$$

2.4 数值仿真分析

高能碎块与包容环的撞击是复杂的非线性动态响应过程,通过建立数学模型去得到完全解析解是不可能的。试验虽然可以获得可靠的结果,但它是1种极其昂贵的破坏性试验,并且包容问题本身的强非线性和不确定性也使试验结果存在较大的局限性。因此,采用数值仿真是研究轮盘碎块包容问题的有效手段。

在国外,Eric Stamper 与 Steven Hale 使用 LS-DYNA 软件对轮盘碎块的包容性进行仿真计算,结果如图7所示^[12]。在国内,李娟娟、宣海军等采用非线性动力学软件 Dytran 计算 1/3 轮盘碎片与单层和双层靶板的撞击过程^[13],并进行了模拟等厚轮盘破裂成均匀3块撞击圆环的包容性试验,基于 LS-DYNA 对轮盘

包容性机理进行研究^[14-15];唐金等采用 LS-DYNA 对第 1 级涡轮转子包容性进行了试验与数值仿真^[16]。

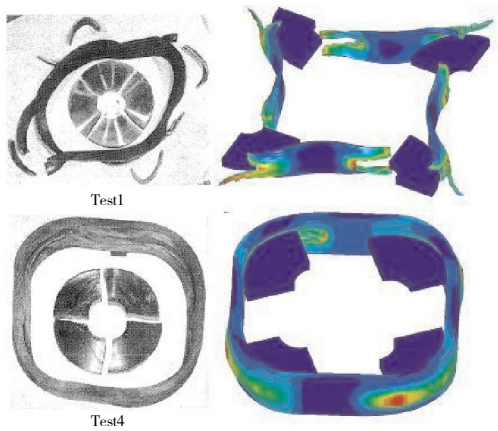


图 7 仿真计算结果

3 包容壳体厚度计算

包容壳体选用 Q345 低合金钢,部分材料性能见表 1^[7]。包容壳体为圆筒形壳体,高度为 0.9 m,内径为 1.37 m。计算中碎块动能取 1/3 碎块最大平动动能 $3.7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

表 1 包容壳体材料性能		
参数	范围	取值
屈服强度 /MPa	≥ 265	365
抗拉强度 /MPa	450 ~ 630	560
延伸率 /%	≥ 17	17

3.1 应用包容曲线法计算

选取文献[2]中压气机叶片的包容曲线进行计算。包容曲线中的最大碎块动能为 $14000 \text{ N}\cdot\text{m}$,将包容曲线合成解析表达式为

$$C_R=E_k(0.128397 \times 10^{-5} E_k+0.03145) \tag{13}$$

B 值取轮盘的径向厚度 0.189 m。当满足包容系数 $n_c \geq 1.0$ 时,包容壳体的最小厚度为 0.993 m。

3.2 应用破坏势能法计算

应用式(3)计算,取 $K=2.5, n=0.7, \tau_d=1.3\tau_b$,其中 τ_b 为材料的静态剪切强度极限,静态剪切强度极限按拉伸强度极限的 0.7 倍取值。当包容系数 $n_c \geq 1.0$ 时,最小包容壳体厚度为 0.058 m。

3.3 应用 2 阶段能量法计算

计算用参数及结果见表 2,满足包容要求的圆筒厚度为 0.101 m。

表 2 计算用参数及结果

参数	结果	参数	结果
圆筒内径 D/m	1.37	撞击接触面积 A/m^2	0.045
圆筒厚度 T/m	0.101	塑性应变 ε	0.07
圆筒高度 L/m	0.9	平均动态塑性流动应力 σ_d/MPa	617
直接撞击部位质量 m_2/kg	37.4	压缩应变能 E_c/MPa	0.3
塑性铰链的质量 m_{22}/kg	279.9	带系数动态剪切强度 $k\tau_d/\text{MPa}$	166.7
圆筒参与动量传递的质量 M_2/kg	132.6	剪切区域的周长 P/m	1.272
包容第 1 阶段能量 $\Delta E_1/10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	2.8	剪切应变能 $E_s/10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	2.5
包容第 2 阶段能量 $\Delta E_2/10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	0.9	总应变能 $E_t+E_s/10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	2.8
圆筒材料抗拉强度 σ_u/MPa	560	拉伸应变能 $E_t/10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	1.1

3.4 数值仿真分析

使用 ABAQUS 软件对轮盘碎块撞击包容壳体进行仿真分析,采用弹塑性、双线性材料本构模型进行模拟,网格采用 8 节点六面体单元,单元数 25 万。轮盘为 GH4169 高塑性材料,失效应变 ε_f 可估算^[18]为

$$\varepsilon_f=-\ln(1-Z) \tag{14}$$

式中: Z 为材料的断面收缩率。

计算得出的失效应变为 0.446。包容壳体材料 Q345 的失效应依据文献[11]中给出的数值范围,取值 0.6。轮盘断裂转速为 22500 r/min。仿真计算得出的临界包容环厚度为 0.06 m,数值仿真撞击过程(从初始撞击到包容环出现最大应变)如图 8 所示。从图中可见,轮盘碎块的尖端先撞击包容壳体,随轮盘旋转撞击面积逐渐增加,包容壳体最终断裂失效。

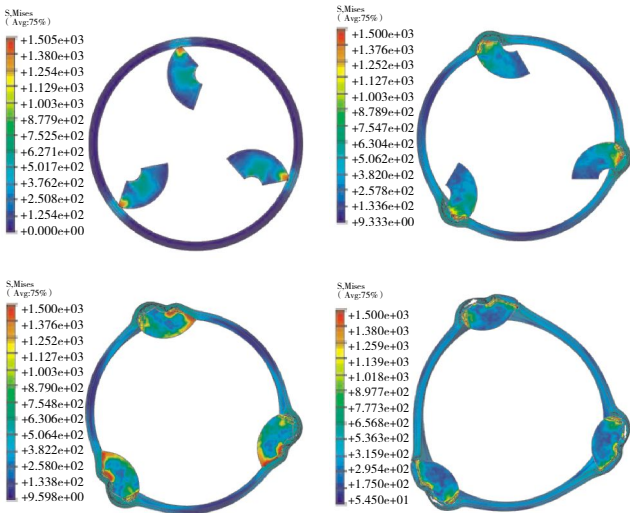


图 8 0.06 m 厚包容壳体的数值仿真撞击过程

4 结果分析

4.1 计算结果分析

文献[11]给出的第 1 ~ 10 次试验结果,使用各包

容性方法 EGD-3 包容曲线法、破坏势能法和 2 阶段能量法进行计算,结果分别见表 3、4。

表 3 采用 EGD-3 包容曲线法、破坏势能法的计算结果			
试验编号	包容系数		试验结果
	EGD-3 包容曲线法	破坏势能法	
1	0.02	0.5	穿透
2	0.19	5.8	包容
3	0.12	3.9	包容
4	0.07	2.3	包容
5	0.03	1.0	穿透
6	0.07	1.8	拉伸断裂
7	0.06	1.9	拉伸断裂
8	0.08	1.2	包容(接近临界状态)
9	0.02	2.7	包容
10	0.15	3.2	拉伸断裂

表 4 采用 2 阶段能量法的计算结果					
编号	$E_s+E_c /$	$\Delta E_1 /$	$E_t /$	$\Delta E_2 /$	试验结果
	$10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	$10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	$10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	$10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$	
1	0.08	0.13	0	0	穿透
2	0.63	0.25	0.48	0.19	包容
3	0.42	0.23	0.38	0.23	包容
4	0.28	0.22	0.30	0.28	包容
5	0.11	0.13	0	0	穿透
6	0.16	0.14	0.23	0.21	拉伸断裂
7	0.19	0.17	0.21	0.25	拉伸断裂
8	0.07	0.05	0.09	0.15	包容
9	0.73	0.27	0.85	0.73	包容
10	0.23	0.16	0.09	0.15	拉伸断裂

从表 3 中可见,采用 EGD-3 包容曲线法的计算结果整体偏于安全。包容曲线法是基于发动机和试验器的试验结果确定的,用于机匣受叶片撞击时的包容性计算,在撞击过程中叶片会发生比碎块更大的变形,在相同质量与速度条件下,轮盘碎块的产生撞击能量更大,因此会导致计算结果的较大偏差,并且碎块动能已超出拟合曲线的范围,因此使用该方法计算包容性的误差较大;采用破坏势能法的计算结果整体偏于危险。从表 4 中可见,采用 2 阶段能量法,除了第 6、8 次试验外,试验结果与预测结果基本一致。因此包容壳体的厚度使用该方法进行设计。

转子试验设备在使用期内会进行多次爆裂试验,为提升包容安全裕度以及减少包容壳体的更换频次,

包容环的厚度按能够包容 3 倍典型转子最大碎块动能进行设计,使用 2 阶段能量法计算(即 $E_c+E_s\geq 3\Delta E_1$),该厚度应不小于 0.2 m。

以上理论计算结果依据轮盘碎块与包容环撞击时是整个圆弧面接触,当包容环内径与轮盘外径尺寸接近,这种计算假设是合理的。但对于包容环内径为 1.37 m 的立转试验设备,在典型轮盘解体至碎块撞击包容环期间,碎块将旋转更大的角度,碎块与包容环撞击时的接触面积应做更小的假设,但因碎块呈旋转状态,不会出现尖端撞击的情况。当接触面积减小 1/2 时,使用 2 阶段能量法计算的包容壳体临界厚度为 0.139 m,0.2 m 厚的包容壳体仍具有 2 倍的包容安全系数。

4.2 仿真结果分析

对使用 2 阶段能量法的计算结果进行仿真计算,0.101 m 厚包容壳体的数值仿真撞击结果如图 9 所示。从图中可见,包容壳体能够包容轮盘碎块,但发生较大变形。包容壳体的失效应变取值对临界包容厚度计算影响较大,将失效应变降为 0.3 计算 0.101 m 厚包容壳体的包容结果,局部最大变形对比如图 10 所示。从图中可见,失效应变为 0.3 时包容壳体已濒临失效。失效应变为 0.3 时计算 0.2 m 厚包容壳体的包容结果,数值仿真的包容壳体最大变形状态如图 11 所示。从图中可见,包容壳体能够很好地包容轮盘碎块,撞击后的有效剩余厚度为总厚度的 2/3,包容壳体外部无明显变形。

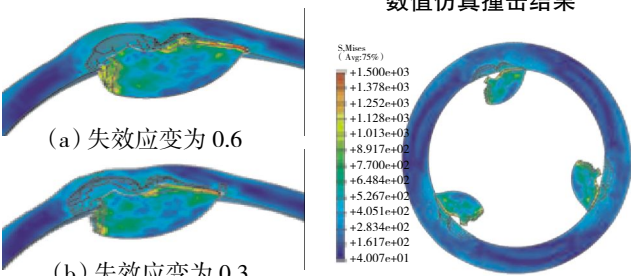


图 9 0.101 m 厚包容壳体的数值仿真撞击结果

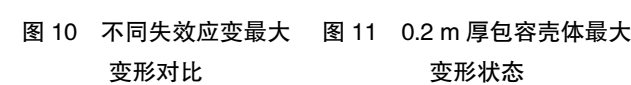


图 10 不同失效应变最大变形对比

使用小的失效应变,碎块撞击后的凹坑更大,有效剩余厚度变小。文献[19]中给出 Q235 材料的断面收缩率 $\geq 32.5\%$,计算得出的失效应变 ≥ 0.393 ,证明取失效

图 11 0.2 m 厚包容壳体最大变形状态

应变为 0.3 进行仿真计算的结果是偏于安全的。

5 结论

(1) 转子试验设备在使用中无法避免来自于轮盘失效后的碎块冲击, 因此必须具备包容碎块的能力, 以保证设备及人员的安全。

(2) 试验设备的包容能力主要取决于包容壳体的厚度, 针对典型转子及包容壳体典型材料, 通过包容性计算及结果的符合性分析, 确定包容壳体的安全厚度应不小于 0.2 m。

(3) 数值模拟对设计结果的验证表明厚度设计是偏于安全的。

(4) 除包容壳体满足包容性要求外, 转子试验设备还需额外的安全设计, 如针对金属粉尘的防爆设计、配备安全连锁设计的控制系统、置于建有防爆墙的独立空间等, 以保证最终的安全。

参考文献:

- [1] Eric S. Ensure spin test safety [J]. AESE Mechanical Engineering, 1993, 115(12): 1-8.
- [2] 国际航空编辑部. EGD-3 斯贝 MK202 发动机应力标准[M]. 北京: 国际航空编辑部, 1979: 408-410.
International Aviation Editor Group. EGD-3 Spey MK202 turbofan aero-engine stress standard [M]. Beijing: International Aviation Editor Group, 1979: 408-410. (in Chinese)
- [3] 中航工业发动机系统工程局. 航空涡轮发动机强度设计指南[M]. 北京: 中航工业发动机系统工程局, 1994: 130-132.
Aero-engine Systems Engineering Bureau of AVIC. Strength design guidelines of aero turbine engine[M]. Beijing: Aero-engine Systems Engineering Bureau of AVIC, 1994: 130-132. (in Chinese)
- [4] 曾强, 孙有朝, 吴海桥, 等. 航空发动机非包容转子失效危险识别[J]. 飞机设计, 2010(2): 41-45.
ZENG Qiang, SUN Youchao, WU Haiqiao, et al. Identification of hazards caused by uncontained aero-engine rotor failure [J]. Air-craft Design, 2010(2): 41-45. (in Chinese)
- [5] 王伟, 吴延松, 陈希远, 等. 基于某型飞机的航空发动机非包容转子碎片风险分析计算[J]. 装备制造技术, 2014(4): 30-32.
WANG Wei, WU Yansong, CHEN Yuanxi, et al. The risk analysis of uncontained engine rotor fragments of one aircraft [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2014(4): 30-32. (in Chinese)
- [6] 李雪姣, 付仁和. 航空发动机非包容性碎片的危害评估方法研究[J]. 装备制造技术, 2011(2): 21-26.
LI Xuejiao, FU Renhe. The research on the assessment of uncontained debris hazard [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2011(2): 21-26. (in Chinese)
- [7] 李娟娟, 宣海军, 廖连芳. 轮盘碎片撞击圆筒体的试验研究[J]. 兵工学报, 2009, 30(增刊 2): 218-222.
LI Juanjuan, XUAN Haijun, LIAO Lianfang. Experimental study of cylindrical case impacted by disk fragments [J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(S2): 218-222. (in Chinese)
- [8] Aviation Safety Network. Aircraft accident boeing 767-223ER N330AA los angeles international airport [EB/OL]. [2018-01-02]. <http://aviation-safety.net/database/record.php?id=20060602-0>.
- [9] Simon Hradecky. Accident: Qantas A388 near singapore on nov 4th 2010, uncontained engine failure [EB/OL]. The Aviation Herald. [2018-01-02]. <http://avherald.com/h?article=43309c6d&opt=0>.
- [10] BAI Conger, XUAN Haijun, HUANG Xiannian, et al. Containment ability and groove depth design of U type protection ring [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2016, 29(2): 395-402.
- [11] Hagg A C, Sankey G O. The containment of disk burst fragments by cylindrical shells [J]. Journal of Engineering for Power, Transaction of the ASME, 1974, 96(2): 114-123.
- [12] Eric Stamper, Steven Hale. The use of LS-DYNA model to predict containment of disk burst fragments [R]. Dearborn, Michigan, USA: Proceedings of 10th International LS-DYNA Users Conference, 2008.
- [13] 李娟娟, 宣海军, 洪伟荣, 等. 靶板抗轮盘碎片撞击能力的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2308-2313.
LI Juanjuan, XUAN Haijun, HONG Weirong, et al. Numerical simulation of the disk fragment impacting resistance of plate target [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 2308-2313. (in Chinese)
- [14] LI Juanjuan, XUAN Haijun, LIAO Lianfang. Penetration of disk fragments following impact on thin plate [J]. Journal of Zhejiang University-Science A, 2009, 10(5): 677-684.
- [15] XUAN Haijun, LIU Lulu, FENG Yiming. Containment of high-speed rotating disk fragments [J]. Journal of Zhejiang University-Science A, 2012, 13(9): 665-673.
- [16] 唐金, 唐广, 宣海军, 等. 航空发动机涡轮机匣轮盘包容性研究 [J]. 航空动力学报, 2016, 31(6): 1393-1399.
TANG Jin, TANG Guang, XUAN Haijun, et al. Investigation on disk containment of aero-engine turbine casing [J]. Journal of Aero-space Power, 2016, 31(6): 1393-1399. (in Chinese)
- [17] 全国钢标准化技术委员会. GB/T 1591-2008 低合金高强度结构钢 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009: 7-8.
The Technical Committee of Steel of Standardization Committee of China. High strength low alloy structural steels [S]. Beijing: Standards Press of China, 2009: 7-8. (in Chinese)
- [18] 郑修麟. 切口件的断裂力学 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005: 45-46.
ZHENG Xiulin. Fracture mechanics of the notched elements [M]. Xi'an: Northwestern Poly-technical University Press, 2005: 45-46. (in Chinese)
- [19] 刘晓美. Q345B 钢 Z 向断面收缩率的研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2005.
LIU Xiaomei. Research of z-direction section contractive ratio of Q345B steel [D]. Shenyang: Northeastern University, 2005. (in Chinese)

(编辑: 刘 亮)