

由转速判断涡轮盘行波谐振

张继桐, 黄道琼, 郭景录

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 为找出液体火箭发动机涡轮盘疲劳裂纹故障产生的原因, 对包含燃气在冲击式涡轮腔内形成的旋转激励与盘行波模态耦合谐振在内的盘的各种可能的耦合谐振进行了分析研究。在其它耦合谐振的可能性被排除后, 将前者作为研究重点, 并给出发生此种行波谐振的危险耦合转速范围计算公式。对某发动机大量热试转速数据作了分析, 给出判断此类耦合谐振的判断依据。

关键词: 行波模态; 旋转激励; 涡轮盘; 耦合转速区

中图分类号: V434.211

文献标识码: A

文章编号: (2005)03-0014-09

Turbine disk traveling-wave resonance identification by using rotation speed

Zhang Jitong, Huang Daoqiong, Guo Jinglu

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: To find out the real reason of the turbine disk fatigue crack damage of the liquid rocket engine, many possible types of the disk coupling resonances are analyzed, including the disk travelling wave coupling resonance. After the possibilities of other coupling resonances of the disk are eliminated, the coupling resonance between the traveling-wave modes and the rotation excitations resulted by the gas pressure oscillation in the impulse turbine cavity is then analyzed in detail, and formula for dangerous coupling rotation speed region calculation is presented. The coupling resonance criteria are obtained after the analysis of large amount of engine hot test rotating speed measurement data.

Key words: traveling-wave mode; rotation excitation; turbine disc; rotation speed coupling region

收稿日期: 2004-05-25; 修回日期: 2005-03-02。

作者简介: 张继桐 (1942—), 男, 研究员, 研究领域为液体火箭发动机结构强度分析。

1 引言

航空涡喷及涡扇发动机的压气机及涡轮的盘、轮毂及薄壁齿轮与液体火箭发动机冲击式涡轮盘产生的疲劳裂纹是影响发动机可靠性的一个关键因素,并可导致灾难性事故的发生。

某液体火箭发动机研制初期,热试车后曾在某些涡轮盘上发现周向穿透性或微疲劳裂纹,而有关液体火箭发动机冲击式涡轮盘的上述故障在文献中少有报道。上述盘疲劳裂纹严重危及发动机的安全工作。为此,本文对此进行了研究,试图找出涡轮泵工作条件与盘产生疲劳裂纹的关系,并通过对涡轮泵转速控制及盘结构改进,消除疲劳裂纹从而提高发动机可靠性。

在发动机稳态工作转速范围内,其稳态转速最大相对差值不大于10%,其最大静应力差异不大。所以,分析重点应放在对交变载荷的分析上。导致盘产生交变应力的原因有两种:施加到盘上的激励以及盘在激励载荷作用下的耦合谐振。

消除盘疲劳裂纹从而提高其可靠性的途径是减小上述原因引起的交变应力。为此,本文分别对盘的结构模态、激励源、激励向盘的传递途径及激励与盘模态的耦合准则进行分析研究,探讨其机理,然后进一步给出与转速有关的旋转激励与盘行波模态耦合的耦合转速区。作为上述结果的验证,用此耦合转速区对某发动机20次热试转速数据进行耦合分析,并探讨与形成疲劳裂纹有关的参数与判断原则。

2 液体火箭发动机振动及液路压力流量脉动数据的特点

2.1 发动机振动数据的特点

对某发动机研制初期13次热试各振动测点的振动数据作了分析。在这些热试中,有些发生盘微裂纹,有些产生盘穿透裂纹,有些盘正常。其振动数据有如下特点:

(1) 在中、高频段,叶片数转速倍频 f_m 处($f_m = nf_N$, f_N 为涡轮泵转速频率, n 为泵离心轮、诱导轮叶片数)有高而突出的加速度谱峰;

(2) 发生器在转速倍频 f_m 处振动谱峰高于其它部位相应频率谱峰;

(3) 中、高频段分析的重点是叶片倍频 f_m 处的振动。

2.2 泵水试压力脉动数据

测量了20台氧化剂及燃料泵水试泵前、后压力脉动,对测得的数据作谱分析,并据此作流量脉动估算。分析结果表明:频谱曲线相应叶片数转速倍频 f_m 处均有高的压力与流量脉动谱峰。

2.3 振动、压力与流量脉动分析结果

由上述振动、压力与流量脉动分析可知:泵离心轮转动产生叶片数转速倍频 f_m 处的压力与流量脉动和发生器、推力室与泵产生的叶片数转速倍频 f_m 处的结构振动是盘两类不同的激励源。仅由盘以外的振动数据难以判断盘振动响应情况。

3 盘模态分析

3.1 盘常温非旋转模态分析

本文采用SD-2003SM模态分析系统对自由—自由及装配状态的静止转子进行涡轮盘试验模态分析,并获取常温非旋转条件下的盘模态参数。部分结果在表1中列出。

表1 盘模态参数

Tab.1 Modal parameters of turbine disc

无因次固有频率 f_i/f_{cr}	阻尼/(%)	振型		半功率带宽 $\Delta f_{3dB}/\text{Hz}$
		J	K	
4.16	0.74	1	1	8.26~17.45
4.38~4.47	0.18~0.69	1	1	4.46~21.3
8.19	0.34~0.46	0	6	15.8~21.3

注: f_i 为盘第 i 阶模态静频率; f_{cr} 为转子临界转速频率; Δf_{3dB} 为盘第 i 阶模态谐振峰半功率带宽; J 为节圆数; K 为节径数。

3.2 高温旋转条件下模态频率估计

考虑旋转及高温等因素的影响,盘的动模态频率 f_d 可用宴砺堂等^[1]给出的下式估计:

$$f_d = \sqrt{A^2 f_i^2 + B f_N} \quad (1)$$

式中, A 为温度修正系数, B 为动频系数, f_i 为盘第 i 阶模态固有频率。

4 激励由源向盘的传递

判断激励向盘传递的途径是判断盘发生何种

谐振的必要步骤。第 2.3 节所述激励源产生的激励向盘的传递有两种途径：结构传递及副系统液气路传递。

4.1 结构振动经结构向盘的传递

与此种传递方式有关的激励源有二类：推力室及发生器结构振动和泵内压力脉动作用于离心轮引起的振动。

推力室和发生器的振动尤其是叶片数转速倍频 f_m 处的振动是室压脉动及由此引起的推力脉动（推力室）所激励。此种激励经由推力室—涡轮壳及涡轮壳通过轴承传递到盘。泵腔内的压力脉动作用于叶轮及泵壳形成对叶轮及泵壳体的激励，并经轴或泵壳体向盘传递。

用结构传递函数对与某发动机上述叶片数转速倍频激励向盘传递的下述有关传递路径进行分析：

- (1) 发生器—涡轮壳—转子轴承—盘；
- (2) 推力室—主系统管路—副系统管路—发生器；
- (3) 推力室—泵架—涡轮泵壳体—转子轴承座—盘；
- (4) 离心轮—轴—盘。

分析结果表明：发动机叶片数转速倍频振动激励不存在经由上述结构途径向盘传递的可能。

4.2 压力与流量脉动向发生器的传递及发生器燃气压力扰动传递的分析

泵水试压力脉动测量数据分析表明：泵旋转会在泵入口及出口产生频率为转速叶片数倍频 f_m 的压力与流量脉动。为分析及演示此类压力、流量脉动沿副系统液路的传递，需建立液体火箭发动机系统动力学模型。

为此，对发动机液路作如下假设：

- (1) 假设泵前液路流体为无粘流体；
- (2) 略去泵后汽蚀管及节流圈产生的气泡的柔性，泵后管路内的液体为不可压缩流体。当然，此假设会导致压力与流量脉动估算结果尤其是高频结果的误差。因本估算的目的是演示压力与流量脉动的传递，为简化计算，仍作此假设；
- (3) 略去管结构振动对流体压力和流量脉动的影响；
- (4) 将泵后主、副系统管简化为直管；

(5) 燃料、氧化剂系统各自的扰动及其对推力室和发生器室压脉动的影响相互独立，因此可分别处理。

简化的发动机泵后系统动力学模型如图 1 所示。

在此基础上则可以建立以下关系式：

$$P_e = (M+1)P_i - Z_p Q_e \quad (2)$$

$$Q_e = Q_i - SC_b P_i \quad (3)$$

$$Z_p = R_p + SL_p \quad (4)$$

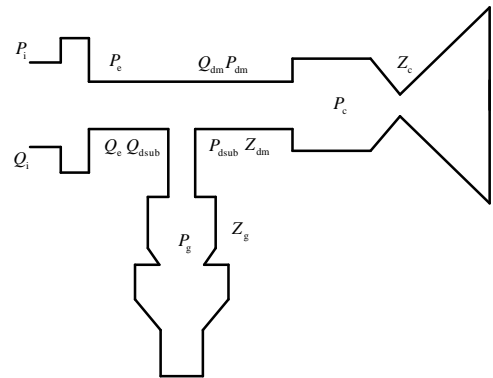


图 1 泵后主、副系统模型

Fig.1 Main and subsystem model post-pump

将泵后主、副系统液路分别简化为集中参数模型，则发生器喷注器出口流量扰动 Q_{dsub} 由公式 (5) 给出

$$Q_{dsub} = \frac{Q_e (Z_{dm} + Z_c)}{Z_{dm} + Z_c + Z_g + Z_{dsub}} \quad (5)$$

而发生器阻抗 Z_g 及推力室阻抗 Z_c 可近似表示为

$$Z_g = \frac{C_g^* / A_{eg}}{1 + St_g} = R_g + SL_g \quad (6)$$

$$Z_c = \frac{C_c^* / A_{thc}}{1 + St_c} = R_c + SL_c \quad (7)$$

上述(2)~(7)式中， P_e 、 P_i 分别为泵出、入口压力脉动； $(M+1)$ 为泵动增益； Q_e 、 Q_i 、 Q_{dsub} 分别为泵出、入口及泵后副系统流量脉动； Z_p 、 Z_{dm} 、 Z_c 、 Z_g 、 Z_{dsub} 分别为泵、泵后主系统、推力室、发生器及泵后副系统阻抗； S 为拉普拉斯算符 ($S=j\omega$)； C_b 为泵入口气蚀柔度； L_p 、 L_g 、 L_c 分别为泵、发生器及推力室惯性； C_g^* 、 C_c^* 分别为发生器及推力室特征速度； A_{eg} 、 A_{thc} 分别为发生器出口和推力室喉

部面积; R_p 、 R_g 、 R_c 分别为泵、发生器及推力室阻力; t_g 、 t_c 分别为发生器及推力室时滞。

4.3 发生器燃气压力脉动

根据前面的假设, 可以分别计算氧化剂系统和燃料系统扰动引起的发生器燃气压力脉动 P_{go} 和 P_{gf} , 然后用下式计算发生器总燃气压力脉动 P_g :

$$P_g = P_{go} + P_{gf} = Z_{go}Q_{dsubo} + Z_{gf}Q_{dsubf} \quad (8)$$

式中, Z_{go} 及 P_{go} 分别为仅考虑氧化剂系统扰动时发生器阻抗及燃气压力脉动; Z_{gf} 及 P_{gf} 分别为仅考虑燃料系统扰动时发生器阻抗及燃气压力脉动; Q_{dsubo} 及 Q_{dsubf} 分别为发生器氧化剂喷嘴出口及燃料喷嘴出口流量脉动。

4.4 发生器燃气压力脉动与泵后出口压力比较

为演示发生器燃气压力脉动的重要性, 利用上面的模型进行了某发动机发生器燃气在转速 6、12 倍频处压力脉动幅值及泵后出口压力脉动幅值的比较, 其结果在表 2 中列出。

表 2 发生器燃气压力脉动与泵出口压力脉动比较

Tab.2 The ratio of pressure fluctuation between gas generator and pump outlet

倍频数 n	6	12
p_{go} / p_{do}	0.824	32.83
p_{gf} / p_{df}	33.67	100.86
p_g / p_{do}	10.55	21.27
p_g / p_{df}	36.52	111.04

表 2 中, p_{go} 为仅考虑氧化剂系统扰动时发生器燃气压力脉动幅值, p_{gf} 为仅考虑燃料系统扰动时发生器燃气压力脉动幅值, p_g 为发生器总燃气压力脉动幅值, p_{do} 为氧化剂泵后压力扰动幅值, p_{df} 为燃料泵后压力脉动幅值。由表 2 可知: 叶片数转速倍频处发生器燃气压力脉动幅值远高于泵后同频压力扰动幅值, 是盘的重要激励源。

上述模型中未考虑主、副系统泵后液路中气蚀管等元件产生的气泡柔性的影响。如将这些因素予以考虑, 某些情况下, 尤其在高频时发生器喷嘴出口压力与流量脉动幅值将可能降低, 但上述情况不会有质的变化。

4.5 燃气发生器燃气压力与流量扰动沿副系统气路向涡轮喷嘴的传输

发生器至涡轮喷嘴的燃气通道一般为圆形断面, 通道径向及切向波数 K_{rl} 及 K_{qm} 为:

$$K_{rl} = l\delta / R$$

$$K_{qm} = m / 2\delta$$

$$K_{lm} = \sqrt{K_{rl}^2 + K_{qm}^2} \quad (9)$$

通道最低阶平面波气体压力谐振模态 ($l=0$, $m=0$), $K_{lm}=0$ 。其截止频率 $f_{c00}=0$, 而非平面波模态截止频率 f_{c11} 由下式给出:

$$f_{c11} = \frac{1.84}{2\delta R} \quad (10)$$

式中, R 为通道半径。对于液体火箭发动机副系统气路音速和几何尺寸 (半径) 而言, 我们感兴趣的压力及流量脉动频率范围下限高于 f_{c00} , 其上限远低于 f_{c11} 。因此, 由于泵旋转产生的 3、6、12 倍转速倍频液路扰动在副系统气路产生的同频压力扰动将仅以平面波的形式沿副系统气路向下游的涡轮腔传播。

5 盘的激励—耦合准则

激励与盘结构模态是否耦合由耦合准则判断。

5.1 非旋转激励与盘的耦合关系

(1) 盘非行波模态与非旋转激励的耦合准则

盘的非行波模态为纯节圆模态, 它与相对盘不旋转的固定激励的耦合准则为:

$$f_e = nf_N = f_i \quad (11)$$

式中, f_e 为非旋转激励频率。

(2) 盘行波模态与非旋转激励的耦合准则

盘的纯节径型、节径-节圆混合型行波模态与叶片频率激励耦合的准则为:

$$nf_N = f_f = f_d + Kf_N \quad (\text{前行波}) \quad (12)$$

$$nf_N = f_b = f_d - Kf_N \quad (\text{后行波}) \quad (13)$$

式中, K 为节径数, f_f 为前行波频率, f_b 为后行波频率。

5.2 旋转激励与盘的耦合

5.2.1 旋转的激励

液体火箭发动机冲击式涡轮喷嘴结构如图 2 所示。燃气流速 C , 在静止的燃气中音速为 a 。在

以速度 C 流动的燃气流中, 平面压力波传播速度 V 及相速度 C_p 的关系为:

$$C_p = V = C + a \quad (14)$$

参考文献[2]介绍了喷嘴喉部斜切角、而且喷嘴出口压力高于外界压力时气流在出口处膨胀引起的气流偏转角的计算方法。但涡轮喷嘴斜切口一般位于喷嘴扩张段后的圆柱段, 而且出口处压力与涡轮腔压力相同, 因此, 此斜切口不会引起气流偏转。

平面压力波沿盘周向传播的相速度为 $V_T = V / \cos \alpha$, 从而使其成为一种与经由结构传递的结构振动激励不同的绕盘轴高速旋转的脉动压力激励, 其绕盘旋转速度为常值, 而频率与盘的转速有关。

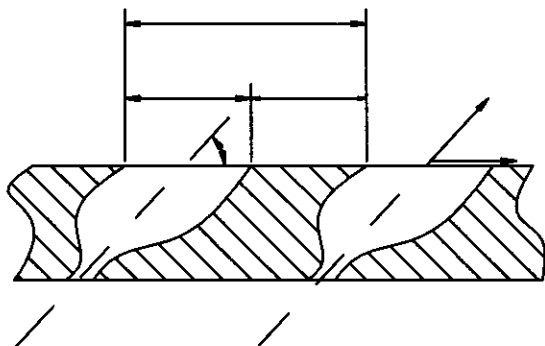


图2 喷嘴结构示意图
Fig.2 Nozzle structure

式中, l 为传播方向坐标。频率为叶片数转速倍频 ($f_m = n f_N$) 的燃气波长 λ 为

$$\lambda = \frac{C_p + a}{n f_N} = \frac{V}{n f_N}$$

其中 V 是流动介质中压力波传播的相速度 C_p 。

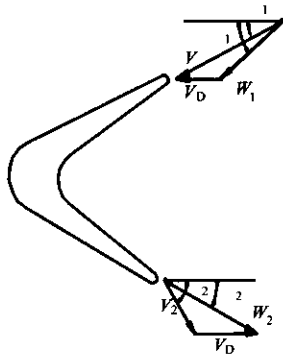


图3 叶片速度三角形
Fig.3 Velocity triangle of blade

图2中A为图4所示正对喷嘴叶片燃气通道A-C的涡轮腔周向通道长度, $\Delta L'$ 为喷嘴间隔区所对应的涡轮腔周向燃气通道长度。

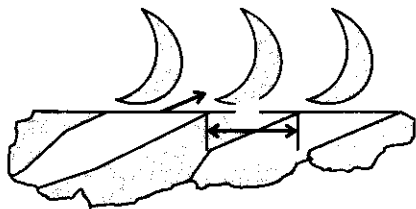


图4 涡轮腔内燃气压力波的传播
Fig.4 The propagation of gas pressure wave in the turbine shell cavity

5.2.2 旋转压力波施加于盘的激励力

朱宁昌等^[2]给出以稳态流速喷出的气流作用于叶片的轴向力计算公式。对于理想的对称双列速度级涡轮有: 相对速度 $W_1 = W_2$, 相对速度夹角 $\beta_1 = \beta_2$, 其速度三角形在图3中示出。

对压力脉动平面波在涡轮腔及叶片间通道内的传播, 作如下假设:

(1) 为简化分析, 略去压力波在短的流动通道内的反射;

(2) 略去流动通道对压力波的吸收及燃气自身的粘性及热交换导致的吸收;

(3) 涡轮腔内轴到叶片根部为压力死区。

涡轮腔内平面压力波可表示为

$$p = A e^{j(\alpha x - K l)} = A e^{j(\alpha x - \Phi)} \quad (15)$$

波沿盘周向传播相速度为 V_T , 燃气波长为 λ_T , K_n 为波数, 则

$$K_n = 2\pi \lambda^{-1} = 2\pi n f_N / V \quad (16)$$

$$\lambda_T = V_T / n f_N = \lambda / \cos \alpha$$

$$V_T = V / \cos \alpha \quad (17)$$

某瞬时流量脉动引起的轴向 (盘面法向) 脉动激励力 G

$$G_{B-D} = \frac{AF}{\rho V} e^{j\alpha x} [e^{-jK \Delta L' \cos \alpha} \sin \alpha - e^{-jK (\Delta L' \cos \alpha + \Delta C)} \sin \alpha_2]$$

$$G_{A-C} = \frac{AF}{rV} e^{j\omega t} [\sin \alpha - e^{jK\Delta C} \sin \alpha_2]$$

$$G = EG_{A-C} + UG_{B-D} \quad (18)$$

其中, E 是沿涡轮壳周向喷嘴出口覆盖的叶片数, U 是涡轮壳周向喷嘴间隔覆盖的叶片数。

因此, 喷嘴喷出的平面波压力脉动形成一个以 V_T 绕盘及其模态高速旋转的激励。

5.2.3 旋转激励与盘行波模态的耦合准则

盘行波模态某位置相对固定坐标的旋转频率为 $f_t = (f_d/K) \pm f_N$ 。 K 为振型节径数, f_d 为盘动频。式中“+”对应前行波, “-”对应后行波。压力波与盘在喷嘴中心线处相对速度 ΔV 为

$$\Delta V = V_T - V_D = 2p f_N (Q - 1) \quad (19)$$

压力波与盘行波模态的相对速度 ΔV_m 为

$$\Delta V_m = V_T - 2p R f_m = 2p R f_N (Q - Z_i)$$

$$Q = \frac{V_T}{2\delta R f_N}$$

$$Z_1 = \frac{f_d}{K f_N} + 1 \quad (\text{前行波})$$

$$Z_2 = \frac{f_d}{K f_N} - 1 \quad (\text{后行波}) \quad (20)$$

因 $\lambda \gg \Delta L$, 因此将 s 个喷嘴简化为一个等效喷嘴, 其沿盘周向相对速度为 ΔV_{me}

$$\Delta V_{me} = 2p R f_N (shQ - Z_i)$$

等效燃气波长 λ_e 为

$$\lambda_e = 2p R shQ / n \quad (21)$$

上式中, $h = \Delta L / \Delta L'$ 。此等效喷嘴燃气掠过模态一周的时间 τ_1 为

$$t_1 = 2\delta R \Delta V_m = \frac{1}{f_N (shQ - 1)} \quad (22)$$

则燃气一波长掠过模态所需时间 t 为

$$t = \frac{\lambda_e t_1}{2\delta R} = \frac{1}{n f_N (1 - \frac{Z_i}{shQ})} \quad (23)$$

模态承受的激励频率为 f_M

$$f_M = n f_N (1 - \frac{Z_i}{shQ}) \quad (24)$$

由于 f_d 是在固定于盘上的动坐标获得的行波模态

动频, 其激励频率可用上述同样方法获取, s 个喷嘴的等效喷嘴燃气绕旋转的盘的旋转频率 f_{m1} 为

$$f_{m1} = n f_N (1 - \frac{1}{sQh}) \quad (25)$$

当谐振时, $f_M = f_d$, 而行波系数 Z_i 为

$$Z_i = \frac{f_r}{f_N} = (1 - \frac{f_d}{n f_N}) sQh$$

$$f_d = \frac{n f_N (1 - \frac{1}{shQ})}{1 + \frac{n}{shQk}} \quad (\text{谐振, 前行波})$$

$$f_d = \frac{n f_N (1 + \frac{1}{shQ})}{1 + \frac{n}{shQk}} \quad (\text{谐振, 后行波})$$

因 $s, Q, h \gg n > \frac{n}{k} > 1$, 耦合谐振条件为 $f_d \approx n f_N$ 。

$$\text{谐振时} \quad \frac{f_M}{f_{m1}} = \frac{1}{1 + \frac{n}{shQk}} \approx 1 \quad (\text{前行波}) \quad (26-1)$$

$$\frac{f_M}{f_{m1}} = \frac{1}{1 + \frac{n}{shQk} - \frac{2n f_N}{shQ f_d}} \approx 1 \quad (\text{后行波})$$

(26-2)

故有 $f_{m1} = f_M = n f_N$ 。耦合时 $f_d = n f_N$, 因此

$Z_1 = \frac{n}{K} + 1$ (前行波); $Z_2 = \frac{n}{K} - 1$ (后行波)。所以,

旋转激励与盘行波模态耦合准则可近似表示为

$$n f_N = f_d = f_{m1} = f_M \quad (27)$$

5.2.4 旋转激励与盘非行波模态的耦合准则

盘纯节园模态为非行波模态。此时, 激励与模态的相对速度为 $\Delta V_{m2} = V_T$ 。 s 个喷嘴燃气一波长掠过盘所需时间为 $T_3 = (n f_N)^{-1}$, 则有

$$f_e = n f_N = f_i \quad (28)$$

盘的失稳临界转速频率 f_{cd} 可以定义为

$$f_{cd} = f_d / K \quad (29)$$

6 盘模态—激励耦合转速区

当激励中心频率与结构固有频率之差 δ 小于结构半功率带宽的一半时, 会引致结构产生强耦合谐振。针对液体火箭发动机中、高频振动以叶片数 (6、12) 转速倍频的谱峰最为突出, 下面分别给出由于泵旋转产生的频率为叶片数转速倍频的旋转与非旋转激励导致盘耦合的耦合转速区。

6.1 固定激励

非行波模态耦合转速 N_1

$$N_1 = 60(Af_i \pm d)/n \quad (30)$$

行波模态耦合转速 N_2

$$N_2 = 60 \frac{\pm d(n \mp K) \pm \sqrt{d^2(n \mp K)^2 + (A^2 f_i^2 - d^2)((n \mp K)^2 - B)}}{(n \pm K)^2 - B} \quad (31)$$

上式 $\{n \mp K\}$ 中, - 为前行波, + 为后行波, $\pm \delta$ 为耦合区上下边界。

6.2 旋转激励

非行波模态耦合转速 N_3

$$N_3 = 60(Af_i \pm d)/n \quad (32)$$

行波模态耦合转速 N_4

$$N_4 = 60 \frac{\mp d n \pm \sqrt{d^2 n^2 + (n^2 - B)(A^2 f_i^2 - d^2)}}{n^2 - B} \quad (33)$$

表 4 行波模态和旋转激励耦合区

Tab.4 Coupling regions of traveling-wave modes and excitation

n=6 旋转激励—盘耦合区								n=12 旋转激励—盘耦合区							
δ/Hz		-8	-4	-2	0	2	4	8	-8	-4	-2	0	2	4	8
		耦合区 ($\times N_{\text{cr}}$)							耦合区 ($\times N_{\text{cr}}$)						
温 度 / $^{\circ}\text{C}$	700	0.638	0.64	0.642	0.643	0.644	0.645	0.648	0.6158	0.6176	0.6180	0.6183	0.6186	0.6189	0.6207
	750	0.629	0.632	0.633	0.634	0.636	0.637	0.639	0.6074	0.6093	0.6096	0.6099	0.6102	0.6105	0.6124
	800	0.619	0.622	0.623	0.624	0.625	0.627	0.629	0.5977	0.5995	0.5998	0.6001	0.6004	0.6008	0.6026

盘非行波模态与叶片数转速倍频固定激励的耦合转速区低于涡轮稳态转速范围, 且不存在经结构的传递路径。因此, 涡轮工作时不会形成盘非行

7 耦合转速区验证

为验证耦合转速区, 利用上节导出的耦合转速区对某发动机研制初期的 20 次热试转速数据进行了耦合分析。该 20 次热试中, 曾有若干次热试出现盘微裂纹及穿透裂纹。

7.1 估算盘的耦合转速区

该发动机涡轮的喷嘴结构及盘参数列于表 3。由于未能获取准确的涡轮盘温度, 在分析中根据燃气温度将盘温度设置在 750°C 及 800°C 两个区域, 并假设盘温度场均匀分布。

表 3 热试发动机涡轮参数

Tab.3 Turbine parameters of hot run engine

参数	k	J	z'	S	ξ	\hat{i}	Q
倍频数							
n=6	1	1	7	18	7.35	0.864	11.123 / 10.112
n=12	6	0	3	18	7.35	0.864	11.123 / 10.112

注: z' 为前行波系数, S 为喷嘴数目, $\xi = A/\Delta L = 1 - (1/\eta)$ 。

在表 1 中选取可能在涡轮泵工作转速范围内与激励耦合的模态作为耦合转速区分析对象, 其一为: $f_i/f_{cr} = 4.16$; 另一为 8.19。表 1 所列盘的模态半功率带宽差异较大, 为此选取如下几组激励频率与模态频率差 δ 值进行耦合分析: $\delta = 0$; $\pm 2\text{Hz}$; $\pm 4\text{Hz}$; $\pm 8\text{Hz}$ 。所得不同温度下的旋转激励与盘耦合转速区列于表 4。

波模态与固定激励的耦合谐振。盘前、后行波模态与叶片数转速倍频固定激励的耦合转速区分别远高于、低于涡轮稳态转速变化范围, 且不存在经结

构的传递路径。因此,涡轮工作时不会形成固定激励与盘前、后行波模态的耦合谐振。盘的失稳临界转速:750℃时, $N_{cd}=1.308N_{cr}$;800℃时, $N_{cd}=1.2871N_{cr}$, $N_{cr}=60f_{cr}$ 。 N_{cd} 远高于涡轮稳态工作转速变化范围,不会产生盘失稳。因此,分析重点在盘行波模态与旋转激励的耦合可能性。

7.2 热试车涡轮盘耦合谐振分析

对20次热试转速数据进行了盘行波模态与叶片数转速倍频旋转激励耦合分析,选取其中6次典型热试耦合数据在表5中列出。其中,情况A和B热试后盘无裂纹,C和D热试后盘发生周向

穿透性疲劳裂纹,E和F试后盘发生沿周向分布的疲劳微裂纹。表中 f_6 和 f_{12} 分别表示与6和12倍转速频率激励耦合的模态对应的耦合情况。序号1、5、9、13表示转速落入 $\delta=\pm 4\text{Hz}$ 对应的耦合区的总时间 t_{t4} 。2、6、10、14列出每次落入前述耦合区的最长持续时间 t_4 。3、7、11、15列出转速落入 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 对应的耦合区的总时间 t_{t2} 。4、8、12、16列出转速每次落入上述区域最长持续时间 t_2 。

表5 热试转速耦合分析部分结果

Tab.5 Some results of hot run coupling rotation speed analysis

倍频激励	f_{12}				f_6				f_{12}				f_6			
温度/℃	800				800				750				750			
序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
时间	t_{t4}	t_4	t_{t2}	t_2	t_{t4}	t_{t4}	t_{t2}	t_2	t_{t4}	t_4	t_{t2}	t_2	t_{t4}	t_4	t_{t2}	t_2
热试序号	A				39	14	18	5	35	14	16	3				
	B	8	3		23	3	10	2	47	2	27	2				
	C				132	25	71	16					120	20	65	20
	D				53	21	25	11	10	3	4		70	33	3	
	E	57.8	40	31.6	16											
	F												28.4	22	16	14

将上述耦合情况与盘故障情况对比分析可知:

(1) 利用上述耦合转速区对热试转速进行耦合分析可明确揭示出盘产生疲劳裂纹的原因是盘发生了盘行波模态与叶片数(6、12)转速倍频旋转的燃气激励耦合谐振。

(2) 所有盘发生裂纹的热试转速落入耦合区,尤其是落入 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 及 $\pm 4\text{Hz}$ 对应的耦合区的总时间 T_1 及每次落入上述区的最长持续时间 T_2 高于盘无裂纹热试相应的数据。其规律为:盘穿透裂纹热试>盘微裂纹热试>盘无裂纹;耦合情况与盘故障对比分析表明此种耦合区的存在。

(3) 以何种 δ 值确定危险耦合转速区。上述20次热试转速分析获得的数据表明:无论盘有无裂纹,其转速落入以 $\delta=\pm 8\text{Hz}$ 或更宽的 δ 值确定的耦合转速区的总落入时间及每次落入最长持续时间并无显著差异,而差异主要表现在落入以

$\delta=\pm 2\text{Hz}$ 及 $\pm 4\text{Hz}$ 确定的耦合转速区的相应数据。

因此,可导致盘发生故障的强耦合谐振的危险耦合转速区应以 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 与 $\pm 4\text{Hz}$ 来确定。

(4) 指示耦合危险程度的指示参数。表5的数据表明:指示耦合危险程度的指示参数有两个:一是落入 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 及 $\delta=\pm 4\text{Hz}$ 对应的耦合区的总时间 T_1 ,二是每次落入上述区的最长持续时间 T_2 。

发动机工作时,其稳态转速变化范围不大,因而,各次热试盘的最大静应力变化不大。若盘在我们感兴趣的频率范围内其模态频率处的频响曲线的阻尼相近,则同一模态谐振产生的交变应力相近。此时, T_1 反映了盘是否达到或超过其疲劳寿命。

对各次热试转速数据的详细判读显示出盘的稳态转速实际上是有波动的,有些热试速波动范围大,有些波动范围小;有些转速变化率高,有

些变化率低。

T_2 反映了转速变化率的高低。此外, 它还反映了盘所承受的激励的施加方式: 若 T_2 较大, 表明盘基本处于定频激励状态; 若 T_2 较小, 盘处于扫描激励状态; 当 T_2 很小, 表明盘处于快扫描激励状态。

结构扫描激励时, 结构在频段 $f_a f_b$ 内通过一次激励力的振动次数 w : $w = (f_b - f_a) / b$ 。

β 为扫描速度 (叶片频率激励时的转速变化率)。因此, 变转速通过耦合转速区时施加于盘上的激励次数与 T_2 成反比。即, 转速变化率越大, 则盘承受的激励次数及 T_2 越低, $T_2 = (Qb)^{-1}$ 。

T_1 反映了盘承受的总激励次数, 与疲劳寿命有关, 应是指示耦合谐振危险程度的指标。具体数值的确定取决于高温条件下的材料疲劳性能。

(5) 发动机工作转速范围为 $N=0.5882 \sim 0.6353N_{cr}$, 此范围内不存在非行波模态。固定激励一行波模态耦合区远在发动机工作转速范围之外。因此, 不存在非行波模态耦合的可能, 也不存在结构传递的固定激励与行波模态耦合的可能。

8 避免盘行波谐振的途径

设计涡轮盘时应考虑前述耦合谐振, 此时有三种选择:

其一, 设计中应进行上述耦合谐振分析。结构模态特性被设计得很好的盘可将耦合危险转速区移到涡轮泵工作转速范围之外。

其二, 发生耦合谐振后进行设计修改。

修改结构动特性, 避开耦合区。前述涡轮盘出现故障后, 进行了结构修改, 将盘断面某些部位加厚, 从而改变盘的模态特性, 对应原 $n=6$ 和 12 的固有频率提高到原值的 1.144 及 1.062 倍。并且 $n=12$ 对应的振型变为 3 节径的纯节径型振型, 其相应的 750°C 时 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 耦合转速区变为 $0.7217 \sim 0.7191N_{cr}$ 及 $0.2436 \sim 0.2431N_{cr}$ 。 800°C 时 $\delta=\pm 2\text{Hz}$ 区为 $0.7093 \sim 0.7067N_{cr}$ 及 $0.2394 \sim 0.2389N_{cr}$, 均位于发动机工作转速范围之外。修改后的盘经 6 次工况相近的热试未发现任何裂纹, 证明结构修改有效地避开耦合危险区, 消除了谐振产生的交变应力, 提高了可靠性。

其三, 当发生了耦合谐振后, 如果不可能进行结构修改。此时, 在进行发动机系统设计时, 应首先作耦合转速区分析, 判断工作转速是否落入耦合区。若落入耦合区, 则应作以下判断:

若是在转速升、降过程中发生, 且转速变化快, 则无危险。

若初步设计的转速落入危险区, 或转速极缓慢地通过危险区, 则应重新设计转速, 并再作转速分析, 直到工作转速位于危险区之外。

9 结论

通过对液体火箭发动机涡轮盘模态, 液路及气路压力波传递及盘与激励的耦合准则的研究, 给出冲击式涡轮盘的行波与非行波模态与泵转动产生的叶片数转速倍频 (6、12 倍) 旋转激励的耦合准则。当喷嘴数目多, 气流速度远大于盘旋转线速度, 而且节径数与叶片数相差不大, 可以采用近似耦合准则: $f_d = nf_N$ 。

用此准则给出可引起盘产生行波与非行波模态耦合谐振的盘危险转速区。对大量热试转速数据的耦合分析表明: 用耦合转速区作转速分析可揭示盘发生耦合谐振的情况。

危险耦合转速区应以激励与盘模态中心频率差 $\delta = \pm 2\text{Hz}$ 及 $\pm 4\text{Hz}$ 来确定。指示盘耦合危险程度的指示参数为转速落入耦合区的总时间及每次落入危险转速区的最长持续时间。

系统设计时, 应利用危险耦合转速区公式进行耦合分析, 判断转速是否会引致盘耦合谐振, 并据此决定是否修改工作转速。

准确估计盘温度, 更精确的工作条件下盘模态特性的确定, 尤其是阻尼的确定是影响耦合分析的重要因素, 有待进一步深入进行。应以更短的时间间隔对涡轮转速数据进行采样、记录、分析, 以获取更精确的行波耦合谐振分析结果。

参考文献:

- [1] 晏励堂主编, 结构系统动力特性分析[M], 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.
- [2] 朱宁昌主编, 液体火箭发动机设计[M], 北京: 宇航出版社, 1994.

(编辑: 陈红霞)