

双轴涡喷发动机转差线确定

南京航空航天大学 尚义* 郭宇飞

【摘要】 转差是双轴发动机台架验收的参数之一,它表明该发动机的高压转子换算转速 n_2 和涡轮前燃气换算温度 T_3^* 的关系,并间接地反映了高低压转子的匹配关系。一个机种型别应有标准的转差线,用以确定具体的每台发动机的转差值。本文分析了多种可能的转差线的计算途径,并提出在实践中如何确定转差线的方法。

主题词: 双转子喷气发动机 转速 差 计算方法

分类号: V235.11

1 转差的意义

对于双转子涡喷发动机,所谓转差是:在最大状态,即低压相对换算转速 $n_{1hs} = 1$ 的条件下,涡轮前燃气换算温度 T_{3hs}^* 与高压换算转速 n_{2hs} 之间的关系。转差 ΔS 与 n_{2hs} 和 T_{3hs}^* 的关系可表示为 $\Delta S = f(n_{2hs}, T_{3hs}^*)$ 。当转差一定时,又可表示为 n_{2hs} 与 T_{3hs}^* 的函数关系。

由于某型发动机的高压转子转速和 T_3^* 为不可调参数,它们的关系是靠高低压转子的气动联系来决定的。转差线实际上反映了这一联系。规定了合理的转差,就保证了发动机涡轮前温度与高压转子转速之间的良好匹配,使发动机既安全可靠又能发挥最大的性能潜力。

由于某型发动机采用低压转子转速 $n_1 =$ 常数和喷口排气面积 $A_9 =$ 常数的调节规律而得到良好的速度特性,使得发动机在高飞行马赫数下推力较大。但随之而来的问题是:随着 Ma 数增加 T_3^* 和 n_2 都将增加,并可能会超过最大允许值。为了保证安全,必须对其进行限制,把高压转子转速 n_2 作为限制参数,并由此间接地限制 T_3^* 。从理论上讲,保持 n_2 和 T_3^* ,同时为最大允许值,就能保持发动机在所有飞行条件都能获得推力的最大值。如果两个参数中任何一个上升或下降都会使发动机的负荷过载或造成性能下降。因此,需要有一个良好的 n_2 和 T_3^* 的匹配关系,而这种关系正是由转差曲线确定的^[1]。

总之,转差的大小直接影响高低压转子的稳定工作裕度,尤其是高压转子。此外还影响 T_3^* 和 n_2 的匹配,关系到发动机性能的发挥和可靠工作,所以必须合理调整。

2 转差线的计算

在生产中发动机的转差值是由图线查得的。我们可将转差的求解由曲线拟合成公式。首先要求根据台架试车时的 T_1^* 和 n_1 对 T_2^* 和 n_3 进行换算,某型发动机的换算公式为

$$T_{3hs}^* = T_3^* \left(\frac{288}{T_1^*} \right) + \left(1 - n_1 \right) \frac{288}{T_1^*} 1630 + 0.4(T_1^* - 288) \quad (1)$$

$$n_{2hs} = n_2 \frac{288}{T_1^*} + 76 \left(1 - n_1 \right) \frac{288}{T_1^*} \quad (2)$$

再由某型台架验收图线拟合出的转差公式为:

$$\Delta S = 2000n_{2hs} - 1338 - 0.726(T_{3hs}^* - 273) \quad (3)$$

将 T_{3hs}^* 和 n_{2hs} 代入公式(3), 即可求出转差。当 $\Delta S = 0$ 时, 即为转差的下限。

由转差公式可见, 在 ΔS 一定时 n_{2hs} 与 T_{3hs}^* 呈线性关系, 当 $\Delta S = 0$ 时, 可得出转差的下限线, 就是通常所说的转差线, 它可表示为: $n_{2hs} = C_1 T_{3hs}^* + C_2$ 。由公式(3) 计算得 $C_1 = 0.000363$, $C_2 = 0.5699$ 。即转差线为:

$$n_{2hs} = 0.000363T_{3hs}^* + 0.5699 \quad (4)$$

由于在设计点转差 $\Delta S = 0$, 这样转差线应当通过设计点, 即当 $n_{2hs} = 1$ 时, $T_{3hs}^* = 1188 \text{ K}$ 。因此计算转差线时, 只要确定 C_1 后, C_2 可由设计点的参数确定, 所以确定转差的关键问题是确定它的斜率 C_1 。为了确定 C_1 , 可以根据高压转子共同工作原理, 通过改变不同参数的方式, 用计算方法得到 C_1 值, 然后来讨论它们的结果。

(1) 改变喷口面积, 计算 $n_{2hs} = f(T_{3hs}^*)$ 。该型机在加力状态时, 为了计算主燃烧室出口的温度 T_3^* , 技术规范中规定转差是不变的。而这时与最大状态相比, 涡轮后压力 P_4^* 是变化后, 这便从另一个角度提醒我们, 转差主要由发动机的两个转子所决定, P_4^* 的变化不会改变转差的大小, 这是计算加力时 T_3^* 温度的依据。所以如果 P_4^* 对转差没有影响, 那么想办法改变 P_4^* 就能计算出转差线来。 P_4^* 的改变通过改变喷口面积的途径来达到。由于转差决定高压转子共同工作线的位置, 那么在同一条共同工作线上转差是不变的, 换句话说, 在不同的工作线上, 转差值也不同。所以通过改变喷口面积达到改变 P_4^* 的目的, 一定要保证高低压涡轮临界, 否则会造成共同工作线分叉, 使转差不保持为常值。在发动机最大状态下, 大气温度为 288 K 时, 增大喷口直径, 计算发动机的性能, 得出计算结果, 将 n_{2hs} 和 T_{3hs}^* 值整理成图线, 如图 1 所示(图 1 中 $\square$)。将计算结果拟合公式, 得:

$$n_{2hs} = 0.000262T_{3hs}^* + 0.6885 \quad (5)$$

可见, 喷口面积扩大时, 计算得到的转差线斜率小于标准的转差线斜率。随喷口面积扩大, 转差增加, 这一点与台架试车中, 技术员和试车工的反映基本一致。

(2) 以高压转子作单转子, 计算 $n_{2hs} = f(T_{3hs}^*)$ 。转差既然体现的是高压转子转速对应涡轮前温度的特性, 那么将高压转子从发动机中分离出来, 单独进行计算。改变 T_3^* 温度, 求出 n_2 , 两者的关系应该就是转差关系, 计算的依据是保持高压转子的部件性能及结构不变, 保持高压进口的温度 T_{15}^* 和 P_{15}^* 等于设计点的值, 保持涡轮导向器的速度系数 $q_1(\lambda)$ 不变, 为设计点的值, 计算对应 n_2 变化时的 T_3^* 及空气流量 G_A 控制迭代的参数为 I 导面积 A_1 及速度系数 $q_1(\lambda)$, 即残量方程为:

$$AA_1 - A_1 = E_1, \quad qq_1(\lambda) - q_1(\lambda) = E_2 \quad (6)$$

而落压比 π_{trH}^* 由计算决定。由于保持进口温度及压力为设计点的值, 故得出的 T_3^* 和 n_2 等于各自的换算值, 不再需要换算。将计算结果整理成曲线, 如图 1 所示的另一条线(图 1 中 $*$)。可

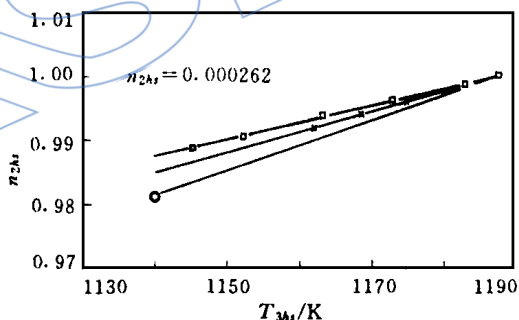


图 1 不同转差线的差异

见,单独计算高压转子时,得出的转差线,更接近于验收的转差线,由计算点拟合成直线,得出转差线公式为:

$$n_{2hs} = 0.000317T_{3hs}^* + 0.6238 \quad (7)$$

(3) 改变低压转子 n_1 , 得 $n_{2hs} = f(T_{3hs}^*)$ 。公式(1)和(2)来自验收曲线, 当 n_1 变化时, 能将不同状态下的 T_3^* 和 n_2 换算的标准状态下的值, 即 T_{3hs}^* 和 n_{2hs} 在 n_1 变化时是不变的, 从而在 $T_1^* = 288 \text{ K}$ 时, 一定有:

$$\Delta T_3^* = 1630 \Delta n_1, \quad \Delta n_2 = 0.76 \Delta n_1 \quad (8)$$

消去 Δn_1 , 即得 $n_2 - T_3^*$ 线的斜率为 $\Delta n_2 / \Delta T_3^* = 0.000466$ 。

将以上 3 种方法得到出的 $n_2 - T_3^*$ 线, 绘出如图 1(图 1 中○)。3 条线的斜率分别为 0.000262、0.000317 和 0.000466。那么是什么因素引起了 $n_2 - T_3^*$ 的斜率变化呢? 在进行高压转子的单独计算中发现, 高压转子进出口参数的变化, 要影响 n_2 和 T_3^* 关系, 其中主要是 T_{15}^* 及 P_{15}^* 而当发动机在最大状态时, I、II 导是接近临界的, 这样, P_{15}^* 对相似参数的影响很小, 因而主要是 T_{15}^* 影响高压转子的性能。

图 2 绘出了高压压气机 3 条相似特性线, 高压转子共同工作线及 T_5^* / T_{15}^* 线的示意图, 其中换算转速 $n_{2cor} = n_2 / \sqrt{T_{15}^*}$, 点 d 表示设计点。

在设计点附近共同工作线上换算转速与温度比可近似地看作为线性关系, 这样有:

$$n_2 = C_1 T_3^* / \sqrt{T_{15}^*} + C_2 \sqrt{T_{15}^*} \quad (9)$$

其中 C_1 和 C_2 为常数。将式(9)对 T_3^* 求得:

$$dn_2 / dT_3^* = C_1 / \sqrt{T_{15}^*} + (1/2)(C_2 / \sqrt{T_{15}^*} - C_1 T_3^* / T_{15}^{3/2})(dT_{15}^* / dT_3^*) \quad (10)$$

即在设计点附近 $n_2 - T_3^*$ 线的斜率为:

$$K = C_1 / \sqrt{T_{15}^*} + (1/2)(C_2 / \sqrt{T_{15}^*} - C_1 T_3^* / T_{15}^{3/2})(\Delta T_{15}^* / \Delta T_3^*) \quad (11)$$

该型机在设计点处 $n_2 = 1$, $T_{15}^* = 436 \text{ K}$, $T_3^* = 1188 \text{ K}$, 在标准状态下, 由转差公式 $n_2 = 0.000363T_3^* + 0.5699$ 与式(9)比较并代入 $T_{15}^* = 436$, 得 $C_1 = 0.00578$, $C_2 = 0.02729$ 。代入式(11)得 $K = 0.000363 + 3.18 \times 10^{-4}(\Delta T_{15}^* / \Delta T_3^*)$ 。

当 T_{15}^* 不变时, $K = 0.000363$, 即为该型机实际转差线的斜率。

当喷口面积增大时, 由于低压涡轮做功增加, 在 $n_1 = \text{const}$ 调节规律下, T_3^* 下降, n_2 下降, 工作点沿共同工作线降到 1, 如图 2 所示。 T_{15}^* 增加, 使 $\Delta T_{15}^* / \Delta T_3^*$ 为负值, 所以引起线 $n_2 - T_3^*$ 斜率大于 0.000363。

当 n_1 下降时, T_{15}^* 下降, 而这时 T_3^* 也下降, 由于 n_1 的变化造成 T_{15}^* 和 T_3^* 的变化趋势相同, 使 ΔT_{15}^* 和 ΔT_3^* 的变化趋势相同, 使 $\Delta T_{15}^* / \Delta T_3^*$ 为正值, 所以引起 $n_2 - T_3^*$ 斜率大于 0.000363。

对高压转子单独计算时, 由于保持 T_{15}^* 不变, 所以得出的 $n_2 - T_3^*$ 线比较接近于转差线, 但

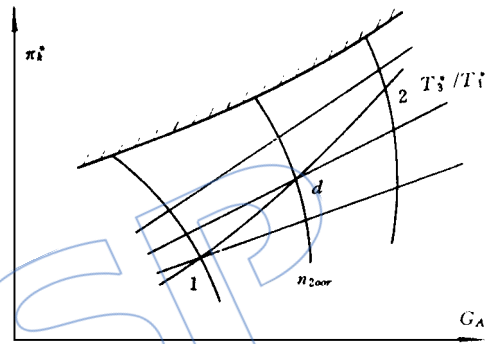


图 2 高压压气机特性线示意图

由于高压涡轮出口压力也影响 $n_2 - T_3^*$ 斜线率, 而计算中没有考虑这一影响, 使得计算结果与转差线稍有差别。

可见, 高压压气机进口温度 T_{15}^* 是影响 $n_2 - T_3^*$ 线斜率的主要因素, 低压转子通过改变 T_{15}^* 来影响转差的斜率。

由以上讨论, 我们可以作以下推论, 该型机在进行转差线确定时, 有可能考虑了各方面的因素后, 在 (1)、(3) 两个计算方案 (或试车之后) 取了一个中间结果, 它排除了低压压气机的影响, 其中主要是 T_{15}^* 的影响, 而比较准确地反映了高压压气机的特性。

计算结果也支持了这一推论, 由于进行单转子计算时, 符合了推论中的思想, 因此结果与实际值比较符合。

3 结 论

根据以上计算和分析为对一台新改型或设计的双轴涡喷发动机确定台架验收的转差线, 可进行如下几项工作: (1) 按上节要求, 进行 3 种变工况的性能计算, 可得到 $n_{2hs} = f(T_{3hs})$ 线的 3 种斜率。(2) 在台架上作转速 n_1 特性试验和变喷口试验, 录取数据, 与上述两种变工况性能相对照, 修整计算结果。(3) 保持 T_{15}^* 不变的台架试验是不可能取得准确数据的, 只有在上述两项工作的基础上才有可能准确地计算 T_{15} 不变的转差线 $n_{2hs} = f(T_{3hs})$ 的斜率。即为该机种台架验收的转差线。

参 考 文 献

- 1 郭子仲, 尚义. 双转子涡喷发动机的转子调整. 航空动力学报, 1989, 4(1)

(责任编辑 魏星禄)

– 12°. Moreover, the swirls at the duct exit have different senses of rotation when the blade is held at these two angles. The study lays the foundation for suppression of the duct swirl and its simulation.

Key Words Air inlets Flow distortion Flow characteristics Control problems

DETERMINATION OF REVOLUTION DIFFERENCE LINE FOR TWIN- SPOOL TURBOJET ENGINE

Shang Yi and Guo Yufei

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT The revolution difference of the low and high pressure rotors is a parameter for acceptance tests of a twin- spool turbojet engine. It indicates the relation between the reduced revolution of the high pressure rotor and the reduced turbine inlet temperature and also shows the matching between the low and high pressure rotors. In order to determine the revolution difference for a twin- spool turbojet engine it is necessary to define a standard revolution difference line for this type of engine. This paper analysis considers various possible approaches for the revolution difference line computation and suggests how to define the standard revolution difference line in practice.

Key Words Twin- spool jet engines Rotation speed Differences Computation

STUDY ON AIRCRAFT ENGINES USED IN COAL- FIRED DIFFERENT- VELOCITY BED COMBINED CYCLE SYSTEM

Zhao Li, Xu Xiangdong, Zhu Weimin

(Dept. of Thermal Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100080)

ABSTRACT A new combined cycle system for generating electrical power from coal- Carried- heat Partial Gasification Coal- fired Combined Cycle (CGCC) is introduced by Tsinghua University. Which adopts a gas turbine modified from FT - 8 aeroengine. Through analyzing the function of the gas turbine, using modeling technique, the design and off- design regimes of the gas turbine are considered comprehensively. It is proved that application of the FT - 8 to CGCC system has a great advantage.

Key Words Combination Cycles Gas turbines Performance analysis

QUASIDYNAMIC ANALYSIS OF HIGHSPEED THRUST BALL BEARINGS

Luo Zhusan, Wu Linfeng, Sun Xinde

(5th Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Gao Xiangqun

(Nanhua Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002)

ABSTRACT A quasi- dynamic analysis of high- speed thrust ball bearings is proposed to predict the kinematic characteristics. The rolling velocity and relative sliding velocity of each point in contact zone of balls and rings in a ball bearing are determined at first. According to the elastohydrodynamic and hydrodynamic lubrication theories, the reactions between the rolling pairs and the effects of heat and oil starvation on the thickness of oil film are considered. Then the principles for setting up the basic equations of the balls, the cage and the inner ring are established for the quasi- dynamic analysis of the thrust bearings. The kinematic characteristics, the load distribution, the thickness of the oil film and the fatigue life of the ball bearings can be obtained from solution of those equations. It is shown that the