

文章编号:1000-8055(2013)04-0954-07

变循环发动机建模技术研究

王 元, 李秋红, 黄向华

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 在对变循环发动机总体结构进行分析的基础上,参考双轴涡扇发动机部件模型的建立方法,建立了变循环发动机部件级数学模型.建立了区分叶根特性和叶尖特性的风扇部件模型,单外涵和双外涵模式的核心驱动风扇级数学模型.根据变循环发动机的特点,建立了反映变几何部件变化的稳态和动态共同工作方程.数字仿真结果表明:所建的变循环发动机模型能够实现工作模式之间的相互转换,并且在低空低马赫数双外涵模式下表现出了涡扇发动机特性,即高推力与低耗油率,而在高空高马赫数单外涵模式下相比涡扇模式提供的推力更大、耗油率更低,符合变循环发动机特点,验证了建模方法的可行性.

关 键 词: 变循环发动机; 风扇模型; 核心驱动风扇级模型; 共同工作方程; 模式切换

中图分类号: V231

文献标志码: A

Research of variable cycle engine modeling techniques

WANG Yuan, LI Qiu-hong, HUANG Xiang-hua

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The component level model of variable cycle engine (VCE) was built based on analysis of engine structure, and with a reference to the modeling method of two-spool-turbofan engine. The model of fan was developed with separated characteristic of fan tip and hub sections. The model of core drive fan stage (CDFS) model was built to work under single bypass mode and double bypass mode. According to the specialty of VCE, the static and dynamic co-working equations were set up, reflecting the variation of variable geometry components. The results of numerical simulation indicate that the VCE model enables switching of the working modes. In double bypass mode at low altitude and low mach number, it represents higher thrust and lower specific fuel consumption just as turbofan engine, and in single bypass mode at high altitude and high mach number, it shows higher thrust and lower specific fuel consumption just as turbojet engine. The performance variation in simulation accords with the specialty of VCE, so the modeling method of VCE proposed is feasible.

Key words: variable cycle engine; fan model; core drive fan stage (CDFS) model; co-working equations; mode conversion

研究变几何变循环发动机(VCE)的一个重要原因是来自战斗机的需求,VCE能够在超声速状态下提供足够的推力,在亚声速状态下降低耗

油率(SFC),是应用于第四代多用途战斗机的理想动力装置^[1].在当今航空领域,为了扩大涡喷和涡扇发动机的工作马赫数范围和飞行高度,一般

收稿日期:2012-05-08

网络出版地址:http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130417.1353.201304.954_033.html

基金项目:航空科学基金(20110652003);江苏省优势学科项目

作者简介:王元(1988—),男,江苏泰兴人,博士生,主要从事航空发动机建模与控制律研究.

都采用变几何、变循环发动机^[2-7]. 通过多个部件几何的调节在较大范围内改变涵道比, 能够使发动机在不同航段分别实现涡喷发动机的高推力和涡扇发动机的低油耗性能.

1990年9月, F120发动机装在YF22A飞机上进行了首次成功的试飞, 这也是变循环发动机的首次上天, 引起了国内外的广泛关注.

国内关于变循环发动机的研究尚处于探索阶段, 大多根据国外对变循环发动机的描述, 在双轴涡扇发动机模型的基础上, 单纯添加变循环发动机特征部件获得数字仿真数学模型^[8]. 本文在添加特征部件的基础上, 改变风扇部件模型的计算方法使之与变循环发动机更加适合, 改变发动机部件共同工作方程, 使其适用于双外涵及单外涵两种工作模式. 论文对两种工作模式进行了对比分析, 对模式切换过程进行了仿真测试, 以验证所建立的变循环发动机数学模型.

1 变循环发动机总体结构

变循环发动机总体结构如图1所示, 其主要部件包括风扇、核心驱动风扇级(CDFS)、高压压气机、燃烧室、高压涡轮、低压涡轮、掺混室、加力燃烧室和尾喷管. 另有3个可变阀门: 模式选择活门、前可调面积涵道引射器(FVABI)和后可调面

积涵道引射器(RVABI). 其中RVABI为主动调节阀, 模式选择活门与FVABI为被动调节阀, 其状态变化受阀门前后压差的影响.

变循环发动机主要工作模式分为双外涵模式和单外涵模式两种^[9].

在双外涵模式下, 模式选择活门与RVABI打开, FVABI全开. 风扇出口气流分别进入CDFS和副外涵道. 流过CDFS的气流一部分进入内涵, 一部分由FVABI处流向主外涵道, 与副外涵道的气流掺混形成外涵气流. 外涵气流在RVABI处再次分流, 一部分通过RVABI处与内涵出口即低压涡轮出口处的燃气掺混, 一部分流至尾喷管进口.

在单外涵模式下, RVABI关闭造成的反压使模式选择开关关闭、FVABI关小. 风扇出口气流流过CDFS后一部分进入内涵, 一部分由主外涵道流向外涵成为外涵气流. 由于RVABI的关闭, 外涵气流直接通过涵道流向尾喷管而不再与内涵出口燃气掺混.

通过对模式选择活门、FVABI和RVABI的控制, 使得双外涵模式相比单外涵模式具有更大的涵道比, 在亚声速巡航状态下双外涵模式可以提供更小的耗油率, 而在超声速巡航状态下单外涵模式可以提供更大的推力.

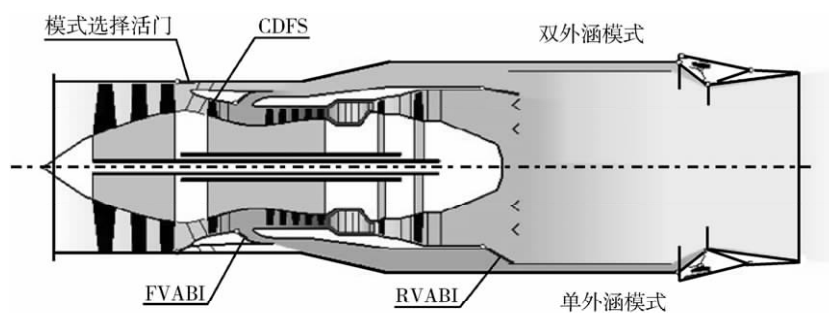


图1 变循环发动机结构示意图

Fig. 1 Configuration of variable cycle engine

2 风扇模型

变循环发动机核心机部件包括压气机、燃烧室、高压涡轮及低压涡轮等, 与双轴涡扇发动机核心机部件大致相同. 部件中添加了高压压气机进口可调叶片、可调面积高压涡轮导向器和可调面积低压涡轮导向器等, 但其模型建立大致类似^[10], 这里不再赘述这些部件的建模过程.

变循环发动机在双外涵模式和单外涵模式间存在较大的几何变化, 对风扇进行整体建模显然

不再合适, 所以需要分别建立风扇叶根与叶尖模型^[11]. 在双外涵模式下, 叶尖出口气流进入副外涵道, 叶根出口气流进入CDFS.

假设已知风扇叶根特性曲线 $\pi_{fr}(n_{fr}, Q_{fr})$ 、叶尖特性曲线 $\pi_{ft}(n_{fr}, Q_{fr})$ 、风扇相对物理转速 n_f 、风扇进口换算流量 Q_{fan} 、风扇叶根与叶尖换算流量之比 X_{ht} 、风扇进口总温 T_2^* 和总压 p_2^* , 其中 π_{fr} 和 π_{ft} 分别代表风扇叶根和叶尖的压比, n_{fr} 代表风扇相对换算转速, Q_{fr} 和 Q_{ft} 分别代表风扇叶根和叶尖的进口换算流量. Q_{fr} , Q_{ft} 及 n_{fr} 可由下

列公式求出:

$$Q_{fh} = Q_{fan} \cdot X_{ht} / (1 + X_{ht}) \quad (1)$$

$$Q_{ft} = Q_{fan} / (1 + X_{ht}) \quad (2)$$

$$n_{fr} = (n_f / \sqrt{T_{2f}^*}) / (100 / \sqrt{288.15}) \quad (3)$$

由 Q_{fh} 和 n_{fr} 通过三维插值可从风扇叶根特性曲线上得到风扇叶根压比 π_{fh} 和效率 η_{fh} , 同理得风扇叶尖压比 π_{ft} 和效率 η_{ft} . 由 T_2^* 得到等熵指数 κ_2 和比定压热容 c_{p2} , 则风扇叶根出口总温 T_{22h}^* 、总压 p_{22h}^* 、实际流量 Q_{22h} 及消耗功率 H_{fh} 可由下列公式求出:

$$T_{22h}^* = T_2^* [1 + (\pi_{fh}^{(\kappa_2-1)/\kappa_2} - 1) / \eta_{fh}] \quad (4)$$

$$p_{22h}^* = p_2^* \cdot \pi_{fh} \quad (5)$$

$$Q_{22h} = Q_{fh} \cdot p_2^* / \sqrt{T_2^*} \quad (6)$$

$$H_{fh} = c_{p2} \cdot Q_{22h} (T_{22h}^* - T_2^*) \quad (7)$$

同理可得风扇叶尖出口总温 T_{22t}^* 、总压 p_{22t}^* 、实际流量 Q_{22t} 及消耗功率 H_{ft} .

3 核心驱动风扇级模型

带有可调进口导流叶片 CDFS 由高压涡轮驱动, 是变循环发动机的特征部件. 在双外涵模式下, 为了减少内涵流量增大涵道比, 进口导流叶片 (IGV) 角度调至 35° ; 在单外涵模式下, 为了增加内涵流量减小涵道比, 进口导流叶片角度调至 5° . CDFS 在不同模式下的特性曲线大致如图 2 所示^[12]. 图中 W_{a24r} 代表 CDFS 进口换算流量, π_{cdfs} 代表 CDFS 增压比. 在模式切换过程中, CDFS 的每条转速特性线均由 IGV 角度数值在两条已知转速特性线间插值获得, 进而获得 CDFS 不同状态下大致的特性.

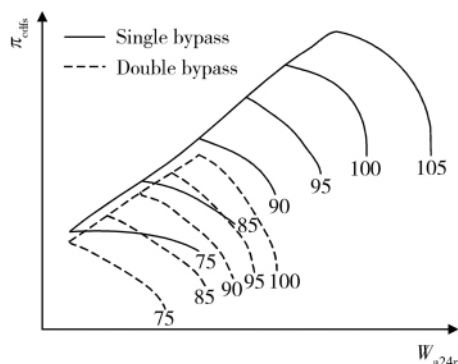


图 2 CDFS 在不同模式下的特性曲线

Fig. 2 CDFS operating characteristics in single and double bypass

已知 CDFS 相对物理转速 n_{cdfs} 、进口导流叶片 IGV 角度、压比 π_{cdfs} 、进口总温 T_{24}^* 和总压 p_{24}^* , 相对换算转速 n_{cdfs} 可由下列公式求出:

$$n_{cdfs} = (n_{cdfs} / \sqrt{T_{24}^*}) / (100 / \sqrt{T_{24d}^*}) \quad (8)$$

其中 T_{24d}^* 代表设计点处 CDFS 进口总温. 由 π_{cdfs} , n_{cdfs} 及 IGV 角度通过插值可以从 CDFS 特性 Q_{cdfs} (n_{cdfs} , π_{cdfs} , IGV 角度) 上得到 CDFS 的进口换算流量 Q_{cdfs} 和效率 η_{cdfs} . 由 T_{24}^* 得到等熵指数 κ_{24} 和比定压热容 c_{p24} , 则 CDFS 进口实际流量 Q_{24} 、出口总温 T_{25}^* 、总压 p_{25}^* 和消耗功率 H_{cdfs} 可由下列公式求出:

$$Q_{24} = Q_{cdfs} \cdot p_{24}^* / \sqrt{T_{24}^*} \quad (9)$$

$$T_{25}^* = T_{24}^* [1 + (\pi_{cdfs}^{(\kappa_{24}-1)/\kappa_{24}} - 1) / \eta_{cdfs}] \quad (10)$$

$$p_{25}^* = p_{24}^* \cdot \pi_{cdfs} \quad (11)$$

$$H_{cdfs} = c_{p24} \cdot Q_{24} (T_{25}^* - T_{24}^*) \quad (12)$$

4 部件共同工作方程

共同工作方程作为各部件共同工作的基础, 同时对于变循环发动机, 其共同工作方程应能满足单外涵和双外涵两种工作模式的需要, 其建立非常重要. 共同工作方程分为稳态方程和动态方程两种, 下面分别加以介绍:

4.1 稳态共同工作方程

根据风扇叶尖与叶根出口静压平衡, 可引出压力平衡方程

$$(p_{22h} - p_{22t}) / p_{22t} = \epsilon_1 \quad (13)$$

其中 p_{22h} 与 p_{22t} 分别代表叶根与叶尖出口静压.

双外涵模式下 CDFS 进口流量取决于风扇叶根出口流量, 单外涵模式下风扇出口气流全部进入 CDFS, 所以 CDFS 进口的流量连续方程可写作

$$(Q_{22h} + Q_{22t} \cdot X_{msv} - Q_{24}) / Q_{24} = \epsilon_2 \quad (14)$$

其中 X_{msv} 表征模式选择活门的状态: 打开时为 1, 关闭时为 0, 具体数值变化受叶尖出口压力与 FVABI 出口压力差的影响.

由于 FVABI 处于 CDFS 与压气机之间, 而 CDFS 与压气机同轴, 因此 FVABI 出口气流流量与当前 FVABI 出口面积、CDFS 出口流量以及压气机进口流量有关, 所以压气机进口流量连续方程可写作

$$[Q_{25r} \cdot (1 - 0.2 \cdot X_{fvabi}) - Q_{comr}] / Q_{comr} = \epsilon_3 \quad (15)$$

其中 Q_{25r} 代表 CDFS 出口换算流量, Q_{comr} 代表由压气机特性曲线 $Q_{com}(n_{comr}, \pi_{comr})$ 计算出的压气机进口换算流量, n_{comr} 代表压气机换算转速, X_{fvabi} 作为主动调节变量表征 FVABI 的状态: 全开时为 1, 关小时为 0.25.

根据高压涡轮进口流量连续, 可引出平衡方程

$$(X_{q41r} - Q_{41r}) / Q_{41r} = \epsilon_4 \quad (16)$$

其中 X_{q41r} 代表由高压涡轮特性曲线 $\pi_{41}(n_{ht}, \pi_{41})$ 计算出的高压涡轮进口换算流量, n_{ht} 代表高压涡轮换算转速, Q_{41r} 代表从高压涡轮导向器进入高压涡轮转子的换算流量。

根据低压涡轮进口流量连续,可引出平衡方程

$$(X_{q45r} - Q_{45r})/Q_{45r} = \varepsilon_5 \quad (17)$$

其中 X_{q45r} 代表由低压涡轮特性曲线 $\pi_{45}(n_{ltr}, \pi_{45})$ 计算出的低压涡轮进口换算流量, n_{ltr} 代表低压涡轮换算转速, Q_{45r} 代表从低压涡轮导向器进入低压涡轮转子的换算流量。

根据尾喷管喉道总压平衡,可引出平衡方程

$$(p_{c8}^* - p_8^*)/p_8^* = \varepsilon_6 \quad (18)$$

其中 p_{c8}^* 代表由流量连续算出的喷口总压, p_8^* 代表喷口背压。

根据 CDFS、压气机与高压涡轮同轴,应满足功率平衡,可引出平衡方程

$$(H_{ht} \cdot \eta_{ht} - H_{ex} - H_{cdfs} - H_{com}) / (H_{cdfs} + H_{com}) = \varepsilon_7 \quad (19)$$

其中 H_{ht} 代表高压涡轮功率, η_{ht} 代表高压涡轮效率, H_{ex} 代表高压涡轮抽功量, H_{com} 代表压气机消耗功率。

根据风扇与低压涡轮同轴,应满足功率平衡,可引出平衡方程

$$(H_{lt} \cdot \eta_{lt} - H_{fh} - H_{ft}) / (H_{fh} + H_{ft}) = \varepsilon_8 \quad (20)$$

其中 H_{lt} 代表低压涡轮功率, η_{lt} 代表低压涡轮效率。

因此稳态共同工作方程由式(13)~式(20)八个平衡方程构成。

4.2 动态共同工作方程

在动态工作过程中发动机不再满足功率平衡,偏差功率产生转加速度,转加速度的大小由下列转子动力学计算公式得出

$$\frac{dN_1}{dt} = (H_{lt} \cdot \eta_{lt} - H_{fh} - H_{ft}) / \left[N_1 \cdot J_1 \cdot \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \right] \quad (21)$$

$$\frac{dN_2}{dt} = (H_{ht} \cdot \eta_{ht} - H_{ex} - H_{cdfs} - H_{com}) / \left[N_2 \cdot J_2 \cdot \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \right] \quad (22)$$

其中 J_1 和 J_2 分别代表低压转子和高压转子的转动惯量。同时各截面的流量连续和压力平衡仍然满足,因此动态共同工作方程由式(1)~式(18)六个平衡方程及式(21)和式(22)两个转子动力学方程构成。

4.3 方程初猜值

变循环发动机模型稳态计算时选取风扇进口

换算流量 Q_{fan} 、风扇叶根与叶尖换算流量之比 X_{ht} 、CDFS 增压比 π_{cdfs} 、压气机增压比 π_{com} 、高压涡轮落压比 π_{41} 、低压涡轮落压比 π_{45} 、低压转子转速 N_1 和高压转子转速 N_2 为猜值参数;动态计算时选取 Q_{fan} 、 X_{ht} 、 π_{cdfs} 、 π_{com} 、 π_{41} 和 π_{45} 为猜值参数。

5 变循环发动机模型仿真研究

5.1 设计点计算

由于双外涵变循环发动机单外涵模式与双外涵模式存在较大的几何变化,因此需要分别计算双外涵与单外涵模式下设计点。风扇叶根特性与叶尖特性在原有风扇特性基础上参考国外文献拆分获得,CDFS 特性参考国内外文献得到^[13-14],而不同模式下压气机、高压涡轮和低压涡轮的特性通过相似原理获取:对某型双轴涡扇发动机部件特性中的换算流量及压比分别乘以待定缩放系数,以设计点为原点由原高低压涡轮部件特性、高压转子功率平衡方程式(19)和低压转子功率平衡方程式(20)共同确定各待定缩放系数在不同模式下的确切数值。经稳态数值计算得到的两种模式下设计点参数,如表1所示。

表1 变循环发动机设计点参数

Table 1 Design parameters of variable cycle engine

设计点参数	双外涵模式	单外涵模式
高度/km	0	0
马赫数	0	0
空气流量/kg	121.5	121.5
风扇增压比	3.3022	3.3022
风扇效率	0.82	0.82
CDFS 增压比	1.6621	1.2323
CDFS 效率	0.88	0.88
压气机压比	6.4928	7.6353
压气机效率	0.88	0.88
涡轮前温度/K	1838.04	1638.99
高压涡轮落压比	5.6514	6.8867
高压涡轮效率	0.90	0.90
低压涡轮落压比	2.3699	1.8142
低压涡轮效率	0.90	0.90
涵道比	0.8155	0.0574
燃油流量/(kg/h)	1.5732	1.9822
耗油率/(kg/(N·h))	0.07484	0.09309
推力/N	75674.4	76653.2

5.2 模式切换

变循环发动机通过模式选择活门、FVABI 及 RVABI 等可变阀门实现单外涵模式与双外涵模式间的相互切换,其中图 3 显示模式切换过程中各可变阀门的状态变化,同时将 CDFS 进口导流叶片角度、压气机进口导流叶片角度、高压涡轮导向器面积和低压涡轮导向器面积也作为可调节变量伴随着模式切换进行调节^[15].

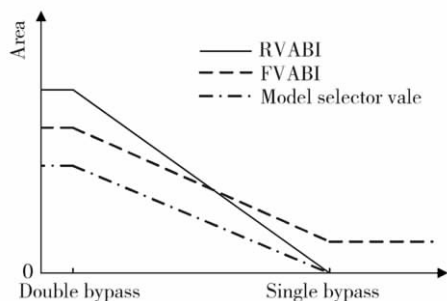


图 3 模式切换中可变阀门状态

Fig. 3 Variable valve state in the process of mode conversion

对地面状态下变循环发动机由双外涵模式向单外涵模式切换过程进行数值仿真,对高压转子转速采用单变量闭环控制,则切换过程中变循环发动机燃油流量(WFM)、涵道比、耗油率(SFC)及推力的变化如图 4~图 7 所示。

由图 4~图 7 可以看出,变循环发动机涵道比随着模式切换产生了大范围变化,单外涵模式下的燃油流量与耗油率对比双外涵模式有明显增加,由于涵道比的减小是推力在一开始时减少,随着后来燃油流量的快速增加,推力随之增大。

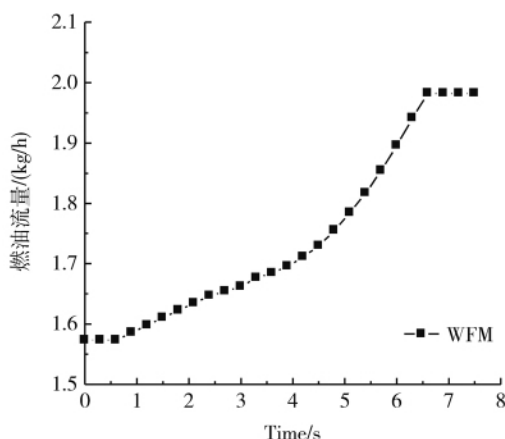


图 4 闭环控制中燃油流量变化

Fig. 4 Changes of WFM in the process of mode conversion

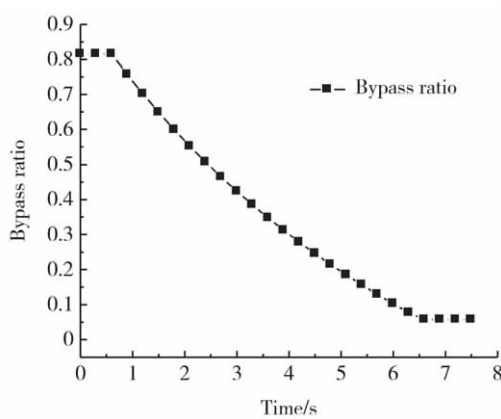


图 5 闭环控制中涵道比变化

Fig. 5 Changes of bypass ratio in the process of mode conversion

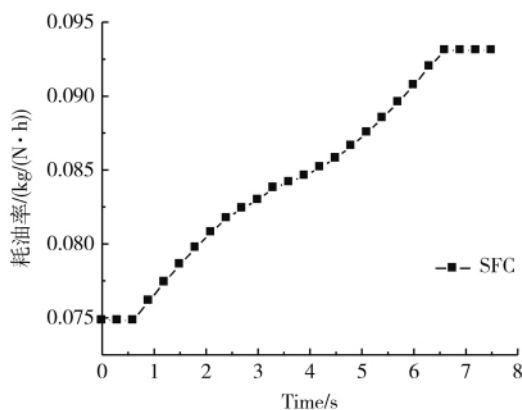


图 6 闭环控制中耗油率变化

Fig. 6 Changes of SFC in the process of mode conversion

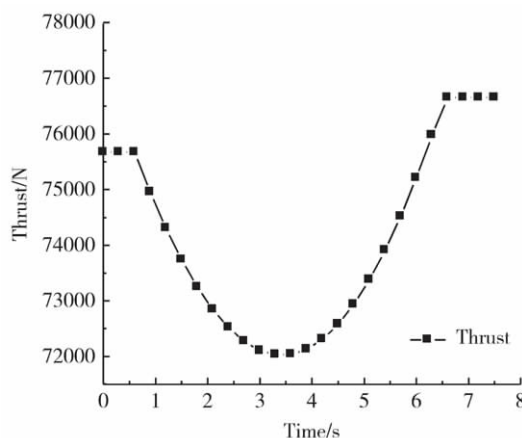


图 7 闭环控制中推力变化

Fig. 7 Changes of thrust in the process of mode conversion

5.3 高空数值模拟

数值模拟变循环发动机不同工作模式在高空

高马赫数下的工作情况,若对高压转子转速采用单变量闭环控制,双外涵模式下发动机性能参数

如表 2 所示,单外涵模式下发动机性能参数如表 3 所示.

表 2 变循环发动机双外涵模式性能参数

Table 2 Performance of double bypass mode

高度/km	马赫数	低压转子相对转速	燃油流量/(kg/h)	耗油率/(kg/(N·h))	涵道比	推力/N
8	1.1	0.995	1.151	0.1095	0.815	38613.4
9	1.1	1.017	1.022	0.1071	0.816	34954.1
10	1.1	1.023	0.968	0.1054	0.819	31028.9
10	1.3	0.962	1.017	0.1235	0.806	29653.6
10	1.5	0.918	1.037	0.1394	0.795	26780.1
10	1.7	0.884	1.019	0.1596	0.789	22981.1
10	1.9	0.851	0.946	0.1894	0.779	17983.3
10	2.1	0.796	0.903	0.2347	0.764	14853.5
10	2.3	0.753	0.873	0.3019	0.751	11764.8
12	2.3	0.771	0.711	0.2815	0.739	10412.5
14	2.3	0.794	0.520	0.2789	0.729	9092.8

表 3 变循环发动机单外涵模式性能参数

Table 3 Performance of single bypass mode

高度/km	马赫数	低压转子相对转速	燃油流量/(kg/h)	耗油率/(kg/(N·h))	涵道比	推力/N
8	1.1	0.981	1.538	0.1238	0.0574	45909.5
9	1.1	1.006	1.412	0.1213	0.0574	42495.2
10	1.1	1.018	1.318	0.1190	0.0574	39795.7
10	1.3	0.964	1.404	0.1263	0.0574	40038.4
10	1.5	0.907	1.391	0.1376	0.0574	36406.1
10	1.7	0.875	1.258	0.1544	0.0574	29310.8
10	1.9	0.850	1.123	0.1761	0.0574	22953.7
10	2.1	0.823	1.099	0.2066	0.0574	19241.6
10	2.3	0.779	1.047	0.2619	0.0574	14389.4
12	2.3	0.793	0.873	0.2399	0.0574	13094.9
14	2.3	0.811	0.640	0.2368	0.0574	11608.9

由表 2 与表 3 对比可以看出,在低空低马赫数下双外涵模式耗油率更低,经济性比单外涵模式好;在高空高马赫数下单外涵模式耗油率更低,推力更大,相比双外涵模式优势更明显.同时,单外涵模式下模式选择开关关闭,涵道比仅受 FV-ABI 的状态影响;而在双外涵模式下模式选择开关打开,涵道比受风扇叶尖与叶根特性影响,随着低压转子转速下降,叶尖与叶根流量比减小,涵道

比也随之减小.

6 结 论

本文依据变循环发动机的结构,对其开展了建模技术研究.将风扇模型分为叶根和叶尖两部分进行建模,对核心风扇在单外涵和双外涵两种模式特性进行综合处理.根据部件共同工作的特点,建立了 8 个稳态共同工作方程和 6 个动态共

同工作方程,并进行了转加速度的计算.数字仿真结果表明:所建模型能够完整模拟变循环发动机模式切换过程,并且在飞行包线范围内,不同工作模式下的性能符合变循环发动机基本性能规律,证明了所采用建模方法的可行性.

参考文献:

- [1] 方昌德. 变循环发动机[J]. 燃气涡轮实验与研究, 2004, 17(3): 1-5.
FANG Changde. Variable cycle engines[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(3): 1-5. (in Chinese)
- [2] Allan R D. General electric company variable cycle engine technology demonstrator programs[R]. Las Vegas: AIAA/SAE/ASME 15th Joint Propulsion Conference, 1979.
- [3] Johnson J E. Variable cycle engine developments at General Electric 1955-1995[R]. AIAA-97-15033, 1997.
- [4] Michael E B, Randy E P. Variable cycle engine concept[R]. ISABE 93-7065, 1993.
- [5] Koop W. The integrated high performance turbine engine technology program[R]. ISABE 97-7175, 1997.
- [6] Gronstedt U T J, Pilidis P. Control optimization of the transient performance of the selective bleed variable cycle engine during mode transition[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 75-81.
- [7] Nascimento M A R, Pilidis P. The selective bleed variable cycle engine[R]. ASME Paper 91-GT-388, 1991.
- [8] 刘增文, 王占学, 黄红超, 等. 变循环发动机性能数值模拟[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1310-1315.
LIU Zengwen, WANG Zhanxue, HUANG Hongchao, et al. Numerical simulation on performance of variable cycle engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1310-1315. (in Chinese)
- [9] 刘洪波, 王荣桥. 变循环发动机总体结构和模式转换机构研究[J]. 航空发动机, 2008, 34(3): 1-5.
LIU Hongbo, WANG Rongqiao. Investigation of general structure and mode transition mechanism of variable cycle engine[J]. Aeroengine, 2008, 34(3): 1-5. (in Chinese)
- [10] 李秋红. 航空发动机多变量鲁棒控制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.
LI QiuHong. Multivariable robust control of aircraft engines[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [11] John R. Real-time simulation of F100-PW-100 turbofan engine using the hybrid computer[R]. NASA TMX-3261, 1975.
- [12] French M W, Allen G L. NASA VCE test bed engine aerodynamic performance characteristics and Test Results[R]. AIAA-81-1594, 1981.
- [13] 张鑫, 刘宝杰. 紧凑布局核心驱动风扇级设计参数影响分析[J]. 推进技术, 2011, 32(1): 48-54.
ZHANG Xin, LIU Baojie. Analysis of the core driven fan stage with compact aerodynamic configuration[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(1): 48-54. (in Chinese)
- [14] Peter V, Walter B, Victor F V, et al. Study of an airbreathing variable cycle engine[R]. AIAA-2011-5758, 2011.
- [15] 苏桂英, 孙立业. 常规布局涡扇发动机实现变循环功能的技术途径初探[J]. 航空科学技术, 2011, 23(5): 30-32.
SU Guiyin, SUN Liye. Analysis of the technical approach of actualizing VCE based on the conventional turbofan engine[J]. Aeronautical Science and Technology, 2011, 23(5): 30-32. (in Chinese)