

# 转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能影响研究\*

袁长龙, 郝燕平

(中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015)

**摘要:** 针对传统航空发动机采用的高压轴功率提取方式容错能力低且功率输出能力不足, 以及负载装置长时间运转等问题, 提出了一种带离合装置的涡扇发动机低压轴功率提取方案, 建立了系统耦合模型, 搭建了整机试验系统并提出了试验方法。采用数值计算和试验验证相结合的方法, 研究了转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能的影响。研究表明: 涡扇发动机低压轴具备大功率提取能力, 且发动机低压轴带负载起动、高低压轴大转速差运转等技术路径可行, 但存在排气超温和压缩部件稳定裕度下降问题; 降低负载功率、延长作动时间、选取适合的压紧力值并考虑安全裕度1.5、在发动机低状态作动等措施, 有利于发动机在离合装置作动过程的安全运转; 建立的系统耦合模型具有良好的仿真精度, 稳态和动态计算误差均小于6%; 试验方法合理有效, 试验验证过程中各参数良好, 可为其他类似相关试验提供参考。

**关键词:** 涡扇发动机; 低压轴功率提取; 离合装置; 仿真分析; 试验

**中图分类号:** V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2024) 05-2302019-10

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.2302019

## 1 引言

航空发动机作为航空平台的动力之源, 不仅要为飞行平台提供空中飞行所需动力, 还要为飞机上各种电力设备及系统提供所需电能<sup>[1-2]</sup>。航空发动机发展至今, 大多数常规双转子涡扇发动机由高压轴带动中央传动单元对外输出功率, 并通过连接飞机附件和发电机等负载装置, 实现能量由机械能向电能的转化<sup>[3]</sup>, 但由于其功率获取方式单一, 容错能力低, 一旦发生故障, 发动机无法将能量传递到飞机附件及其他功率需求装置<sup>[4]</sup>, 而且单独从高压轴提取功率, 还存在获得功率的能力有限、提取功率大时导致发电机等负载装置体积过大、带动负载装置的整个传动单元需长时间工作、寿命要求高、增加了设计和使用寿命等问题。随着航空技术的发展, 机载设备向着大功率、高能耗方向发展<sup>[5-6]</sup>, 因此, 对航空发动机的功率提取需求也在不断增加, 同时也催生了新型功率提取方式的发展, 其中, 高低压双轴功率提取是重要发展方向之一<sup>[7]</sup>。

美国NASA将高低压轴功率的分别提取以及功率提取对涡扇发动机性能影响评估列为混合热效率核心机(HyTEC)项目的关键技术进行研究<sup>[8]</sup>; GE公司在飞行器能量综合技术(INVENT)和综合推进、动力与热管理(INPPAT)等计划支持下, 成功地从F110双转子涡扇发动机高压和低压转子提取1 MW级功率<sup>[9]</sup>; 罗罗公司正在实施“嵌入式电起动机发电机”(E2SG)计划, 在一台阿杜尔军用发动机的低压轴和高压轴上进行了功率提取试验<sup>[10]</sup>, 同时基于涡扇发动机开发混合动力分布式推进系统<sup>[11]</sup>。但国外公开发表的相关文章极少, 仅有荷兰Visser等<sup>[12]</sup>计算了发动机低压轴前端额外带有一个风扇部件的动态过程。赵运生等<sup>[13]</sup>对航空发动机高压轴功率提取开展了仿真研究; 杨磊等<sup>[14]</sup>和魏道鑫<sup>[15]</sup>对具有类似低压轴功率提取建模方法开展了研究, 获得了相关模型; 梁振欣等<sup>[16]</sup>对低压功率提取的工作特性开展了研究, 获得了低压轴分出功率在高空长航时无人机发动机应用的性能优势; 王辉坪等<sup>[17]</sup>对低压轴接水力测功器的试验方法开展了研究, 主要验证了临界转

\* 收稿日期: 2023-02-11; 修订日期: 2023-11-14。

通讯作者: 袁长龙, 硕士, 高级工程师, 研究领域为航空发动机总体性能。E-mail: y06031309@126.com

引用格式: 袁长龙, 郝燕平. 转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能影响研究[J]. 推进技术, 2024, 45(5): 2302019. (YUAN C L, HAO Y P. Effects of rotational speed-power coupling friction on-off load on turbofan engine performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(5): 2302019.)

速分布情况和该低压轴功率提取方法的可行性。综上,现有文献多集中于数值计算,且对带有摩擦通断式离合功能的低压轴功率提取研究较少。

针对传统航空发动机采用的高压轴功率提取方式,功率来源单一导致的容错能力低且能力不足、负载装置长时间运转等问题,本文提出了一种带离合装置的涡扇发动机低压轴功率提取方案,建立了转速-功率耦合摩擦通断式负载与常规涡扇发动机耦合模型,搭建了整机试验系统并提出了试验方法,采用数值计算和试验验证相结合的方法,研究了低压转子带转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能的影响。

## 2 方法

### 2.1 物理模型

图1给出了本文研究方案示意图,在常规涡扇发动机系统基础上进行改进,保留高压轴功率提取结构,在低压轴风扇前端增加功率输出轴、离合装置,用于驱动负载装置,其基本工作原理如下:当离合装置处于啮合模式时,发动机低压轴带动负载装置运行,实现功率的输出;当离合装置处于脱开模式时,解除发动机低压轴与负载装置的机械交联,终止功率传递。

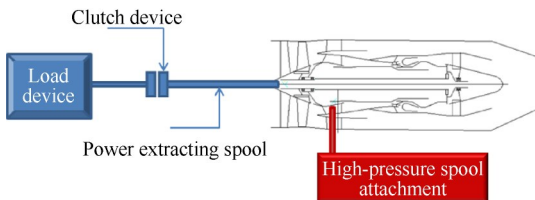


Fig. 1 Schematic of research program

本文研究的功率提取方式为:保持高压轴功率提取与原涡扇发动机一致,低压轴带小负载和大负载等两种负载装置。图2给出了两种负载装置的转速与功率关系特性,纵坐标代表提取功率与某一基准数值的相对变化量,功率提取最大约占40%主机风扇设计功率,下文以此为基础,开展相关研究工作。

### 2.2 计算方法

#### 2.2.1 转速-功率耦合摩擦通断式负载模型

##### 2.2.1.1 转速-功率耦合负载模型

本文具备转速-功率耦合特性的负载,具有通用性,可以是传统风机类部件,也可以是具有特定负载曲线的发电或测功装置等。因此,转速-功率耦合负载模型不能完全用传统航空发动机风扇/压气机部件建模方法替代。本文采用基于压气机+背压调节阀

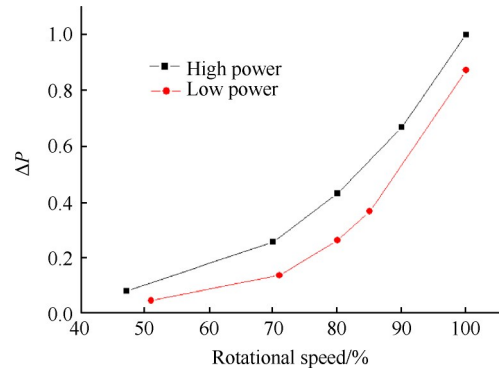


Fig. 2 Characteristic curve of two load devices

修正的方式,实现负载装置转速和功率的对应关系,其计算方法和模型如下(见图3):

(1)功率量级的匹配,通过目标功率 $P$ 量级,计算出等效流量 $W_{ds}$ ,等效压比 $\pi_{ds}$ 和等效效率 $\eta_{ds}$ (可赋予固定值),进气温度 $T$ 。

$$P = W_{ds} \times c_p \times T \times \left( \pi_{ds}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_{ds} \quad (1)$$

式中 $c_p$ 为定压比热容, $k$ 为气体绝热指数。

(2)采用通用特性对风扇/压气机通用特性进行缩放,获得近似转速-功率特性图。

在使用部件通用特性图时,需要根据部件的已

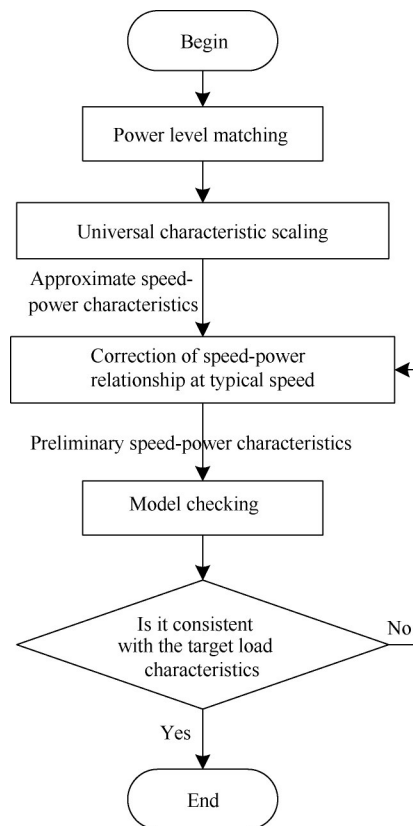


Fig. 3 Modeling method of rotational speed-power coupling load

点对特性图进行缩放,根据风扇设计点转速和压比比在已有的特性图上读取流量、效率、压比分别为  $W_{Map,0}, \eta_{Map,0}, \pi_{Map,0}$ , 则通用特性图缩放因子为

$$\begin{cases} X_W = W_{ds}/W_{Map,0} \\ X_\eta = \eta_{ds}/\eta_{Map,0} \\ X_\pi = (\pi_{ds} - 1)/(\pi_{Map,0} - 1) \end{cases} \quad (2)$$

(3)选取典型转速进行转速-功率对应关系的修正,保持转速不变,通过调节背压,实现功率的精确调整。

(4)模型的校验,计算全转速-功率曲线,检验与目标特性的符合程度。

### 2.2.1.2 摩擦通断功能离合装置数学模型

离合装置是把发动机低压轴的扭矩传递至负载装置的装置,其工作原理是通过作用在主动端和从动端摩擦盘上的压紧力产生摩擦力矩,从而将扭矩从发动机端传递至发电机或其他功率需求系统。离合装置存在滑动状态和锁定状态两种工作状态:当摩擦力矩为滑动摩擦力矩时,离合装置工作状态为滑动状态;当摩擦力矩为静摩擦力矩时,离合装置工作状态为锁定状态。离合装置物理模型如图 4 所示。

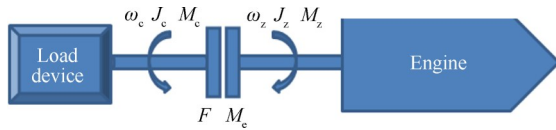


Fig. 4 Operating principle of clutch device

建立的离合装置主动端和从动端的方程分别如下,其中公式(3),(4)为主动端和从动端转动微分方程;公式(5),(6)为最大静摩擦状态和滑动状态的摩擦力矩方程;公式(7),(8)为主动端和从动端功率方程。

$$J_z \frac{d\omega_z}{dt} = M_z - M_c \quad (3)$$

$$J_c \frac{d\omega_c}{dt} = M_c - M_e \quad (4)$$

$$M_{max} = \mu_{max} FZ \left( \frac{2(R_0^3 - R_1^3)}{3(R_0^2 - R_1^2)} \right) \quad (5)$$

$$M_{slip} = \mu_{slip} FZ \left( \frac{2(R_0^3 - R_1^3)}{3(R_0^2 - R_1^2)} \right) \quad (6)$$

$$P_T - \frac{P_z}{\eta_{mF}} = M_c \omega_z \quad (7)$$

$$\frac{P_c}{\eta_{mFZ}} = M_e \omega_c \quad (8)$$

式中  $\omega_z, \omega_c$  为离合装置的主、从动端角速度;  $J_z, J_c$  为离合装置的主、从动端转动惯量;  $M_z$  为主动端的输入

力矩;  $M_c$  为从动端的输出力矩;  $M_e$  为离合装置传递的摩擦力矩;  $M_{max}$  为最大静摩擦力矩;  $M_{slip}$  为滑动摩擦力矩;  $P_T$  为发动机涡轮产生的功率;  $P_z, P_c$  为主动端、从动端功率;  $\eta_{mF}, \eta_{mFZ}$  为发动机风扇、负载装置机械传动效率;  $\mu_{max}$  最大静摩擦系数;  $\mu_{slip}$  滑动摩擦系数;  $Z$  为离合装置摩擦片对数;  $R_0$  为摩擦片外径;  $R_1$  为摩擦片内径;  $F$  为压紧力。

### 2.2.2 整机稳态和过渡态性能计算方法及模型

当发动机与负载装置联合工作时,存在 12 个未知数,同时发动机存在 12 个平衡方程,如图 5 所示。通过求解共同工作方程组,可计算发动机带负载模式下的稳态和过渡态性能,计算流程如图 6 所示。啮合过程以压紧力为过程控制参数,初始时为 0,离合装置处于脱开状态,随着压紧力增大,从动端受摩擦力矩产生加速度,转速逐渐上升,达到与主动端匹配转速时,完成整个啮合过程,反之,为脱开过程。在整机进入迭代计算前假定离合装置工作状态,并选定离合装置平衡方程和计算方法,然后求解发动机共同工作方程,平衡方程收敛后,进入离合装置工作状态,判断模块检验假定的工作状态对限制条件的符合性,如果不满足则更改离合装置工作状态,并重新开始迭代计算。其中,离合装置计算模型先获取负载转速、发动机低压轴转速,将转速差  $\Delta\omega$  代入摩擦系数特性图,得到滑动摩擦系数  $\mu_{slip}$  和最大静摩擦力矩  $M_{max}$ ,将其代入公式,计算得到最大静摩擦力矩及滑动摩擦力矩,判断离合装置的工作状态。当离合装置处于锁定状态应建立转速平衡方程;当离合装置处于滑动状态应建立力矩平衡方程。

转速平衡方程为

$$n_z = n_c \quad (9)$$

力矩平衡方程为

$$M_{slip} = M_c + J \frac{d\omega}{dt} \quad (10)$$

### 2.3 实验系统与方法

实验用发动机为常规涡扇发动机改装型,其中常规涡扇发动机为双转子非加力式涡扇发动机,在发动机风扇前增加了前输出轴、离合装置和负载装置(含小负载装置和大负载装置),发动机控制规律采用等高压物理转速进行控制。

实验在常规试车台上进行局部改造,增加对负载装置的支撑结构,增加离合装置和负载装置相关测试;试车台供油、电气等与常规涡扇发动机试车基本一致。

负载对涡扇发动机性能影响试验内容主要分为

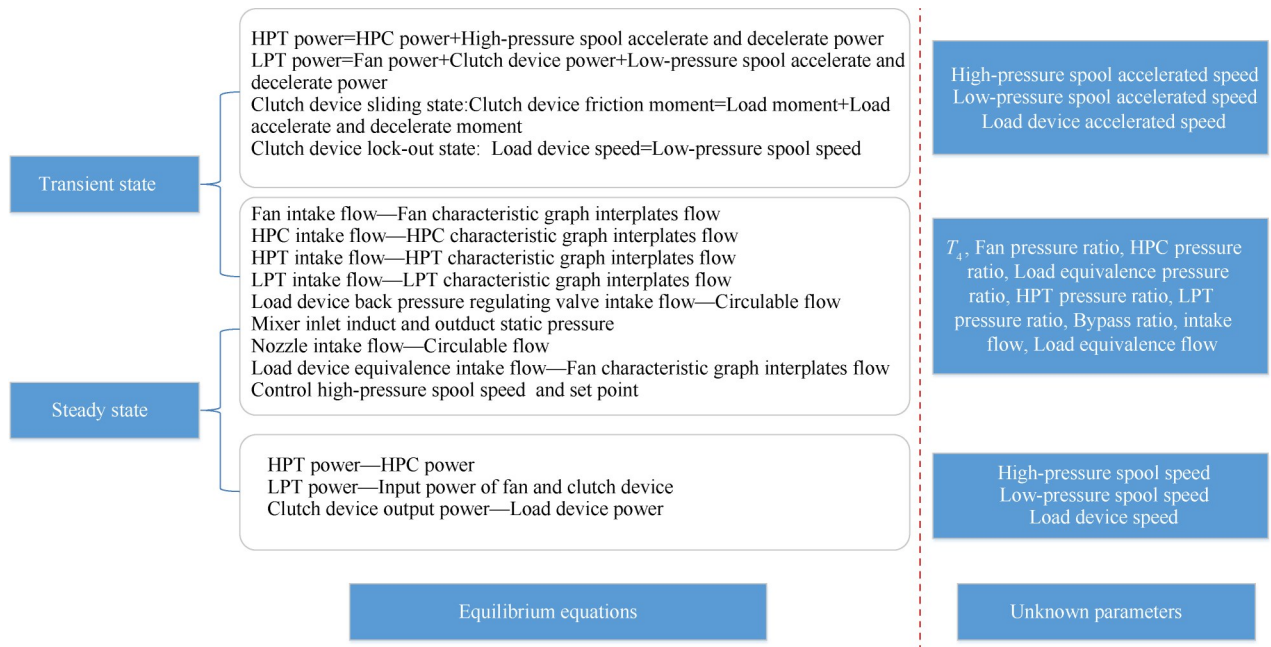


Fig. 5 Variable and equilibrium equation of engine performance numerical simulation

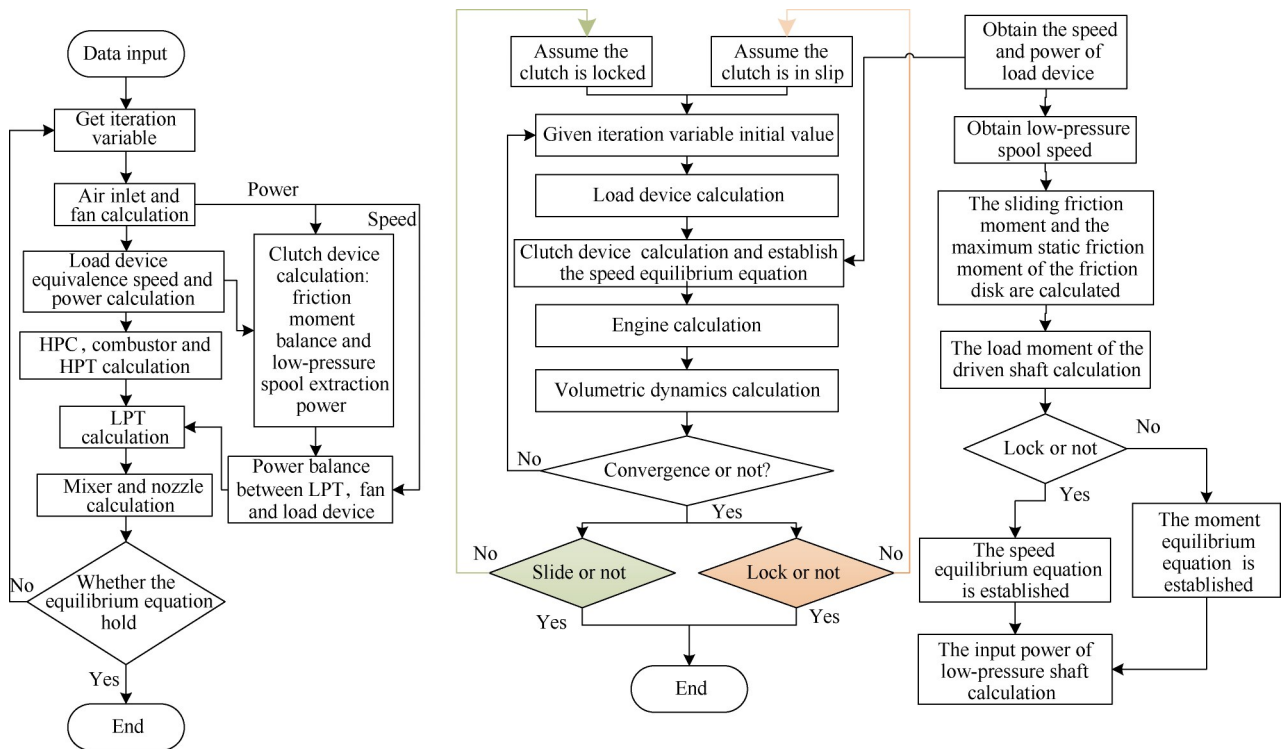


Fig. 6 Performance calculation process of engine with clutch device

验证负载对发动机起动性能影响、负载对发动机稳态节流性能的影响、离合装置压紧力调试等方面,具体实验方法及流程如图 7 所示。

### 3 结果与讨论

#### 3.1 负载对发动机起动性能影响分析

图 8 给出了负载对发动机起动过程最高排气温

度、慢车状态排气温度和转速的影响试验研究结果。可以看出:(1)发动机可实现带负载的正常起动并达到慢车状态稳定运转,验证了发动机低压轴带负载起动技术途径的可行性,且在保证排气温度不超温的条件下,低压轴转速可以低于慢车转速;(2)负载功率的增加会导致起动排气温度升高,慢车状态低压转速下降,且随着负载功率的增加呈扩大趋势,相

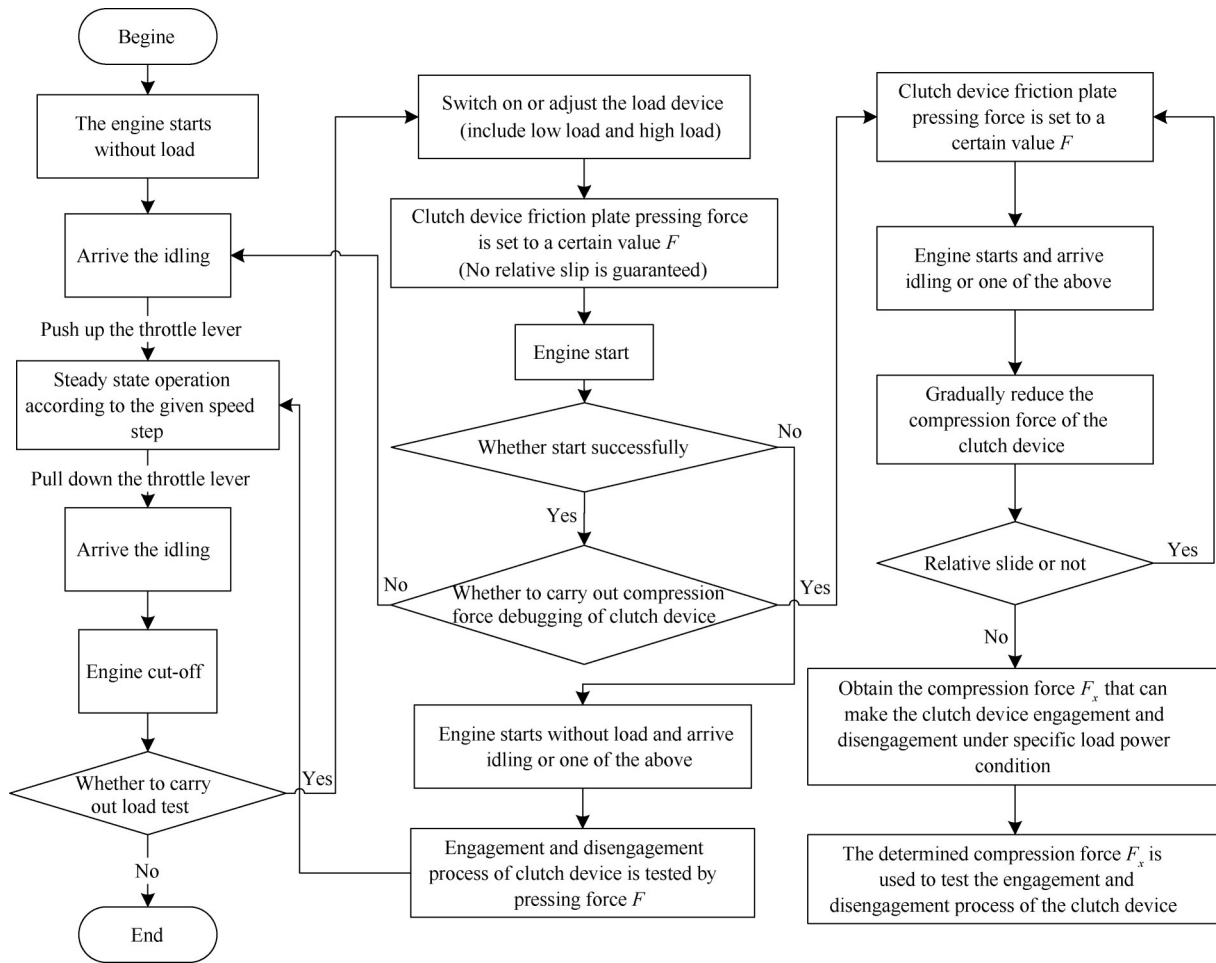


Fig. 7 Test method flowchart of load impact on engine

比无负载时慢车状态温度和转速参数,发动机带小负载工作时,起动最高排气温度升高 3.9%,慢车排气温度升高 2.9%、低压转速下降 16.5%,发动机带大负载工作时,起动最高排气温度升高 5.5%,慢车排气温度升高 2.7%、低压转速下降 24.5%。

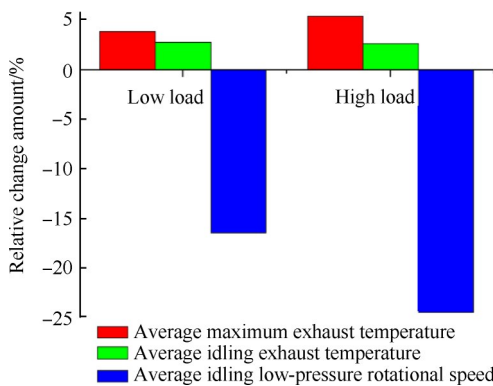


Fig. 8 Load impact on engine starting performance

图 9 给出了负载对慢车状态排气温度和发动机转差的影响仿真研究结果。可以看出:随着负载功率的增大,发动机排气温度升高,低压转速下降,发

动机转差变大;负载功率增大 1 kW,排气温度升高约 0.15 °C,低压轴转速下降约 0.3%(相对慢车转速)。这是因为发动机高压转速不变,低压轴负载功率打破了发动机低压涡轮和风扇间的功率平衡,低压涡轮发出的功率小于发动机风扇和负载维持原转速不变所需的功率,导致发动机低压转速下降,同时,发动机进气流量下降,发动机排气温度升高。

### 3.2 负载对发动机稳态节流性能影响分析

图 10 给出了相对设计状态转速下的负载对发动

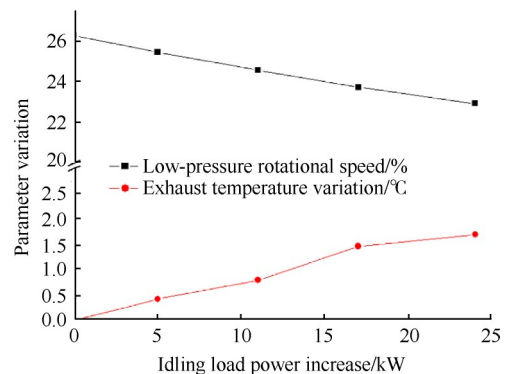


Fig. 9 Load impact on engine idling performance

机稳态节流状态转差的影响试验和仿真研究结果。可以看出:(1)发动机低压轴带负载工作时,发动机转差显著增加;在相同高压转速条件下,带小负载工作时,发动机低压转速下降 4%~16%,带大负载工作时,发动机低压转速下降 9%~23%,而且随着发动机转速增加有增大的趋势,这是由于两个负载功率差值随着转速的不同存在差异性导致的;(2)发动机转速数值结果与试验结果相吻合,偏差在 3% 以内。

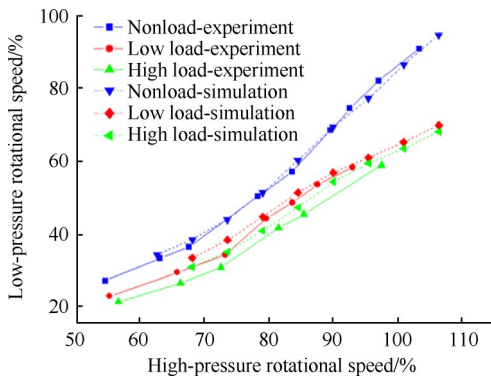


Fig. 10 Load impact on engine rotational speed difference

图 11 给出了负载对发动机稳态节流状态排气温度(与基准温度值的相对差值量)的影响试验和仿真研究结果。可以看出:(1)发动机带不同负载时,发动机排气温度存在差异,相比无负载,发动机带小负载时,在高压相对转速低于 80% 时,换算排气温度相差 20 °C 左右,在高压相对转速大于 80% 时,换算排气温度相差 10 °C 左右;发动机带大负载时,在高压相对转速低于 80% 时,换算排气温度升高 30 °C~40 °C,在高压相对转速大于 80% 时,换算排气温度相差 15 °C 左右;(2)随着负载功率增大,发动机节流状态排气温度呈增加趋势,相比带小负载工作时,发动机带大负载时排气温度升高 15 °C 左右。虽然所有工况仿真结果均在发动机无负载最大允许排气温度限制范围内,但存在发动机排气超温风险,因此,在该类型动力装置设计之初,应在大状态预留足够的温度裕度,或在使用过程中重点关注大状态时的温度裕度问题;(3)发动机排气温度数值结果与试验结果相吻合,偏差在 3.5% 以内。

图 12 给出了相对设计状态推力值下的负载对发动机稳态节流状态推力的影响试验和仿真研究结果。可以看出:(1)随着负载功率的增大,发动机推力呈下降趋势,相比无负载,带小负载工作时,发动机推力最大下降 33%,带大负载工作时,发动机推力最大下降 60%,这是因为发动机实现了排气能量向轴

输出功率的转化,且随着负载功率增大,导致发动机转差增加,发动机进气流量降低,进而导致发动机推力下降;(2)发动机推力数值结果与试验结果相吻合,偏差在 4% 以内。

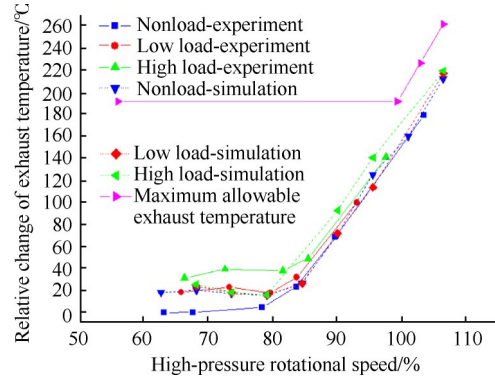


Fig. 11 Load impact on engine relative exhaust temperature

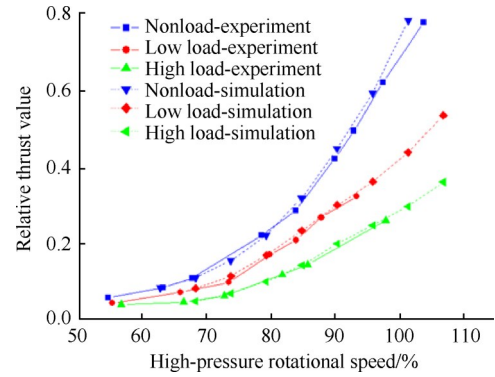


Fig. 12 Load impact on engine relative thrust

图 13 给出了负载对发动机稳态节流状态压缩部件相对喘振裕度的影响仿真研究结果。可以看出:(1)发动机带负载后总体上会引起风扇喘振裕度的下降,且随着负载功率增大和转速增大,风扇喘振裕度下降幅度增加,相比无负载工况最大下降 6% 以上,存在发动机风扇喘振风险。这是由于负载功率从发动机低压轴进行提取,相同转速条件下涡轮发出的功率大于无负载工况,风扇与低压涡轮的共同工作线向靠近喘振边界方向移动,导致风扇的喘振裕度下降;(2)发动机带负载对压气机的喘振裕度影响较小,这是因为低压轴带负载,仅对高压转子进口气流状态参数造成影响,但并未对高压转子共同工作状态造成影响。

### 3.3 离合装置对发动机影响分析

#### 3.3.1 离合装置压紧力调试及通断全过程分析

在发动机处于慢车状态、发动机带大负载工作条件下,开展了离合装置压紧力调试试验工作。

图 14 给出了离合装置压紧力调试过程参数变化

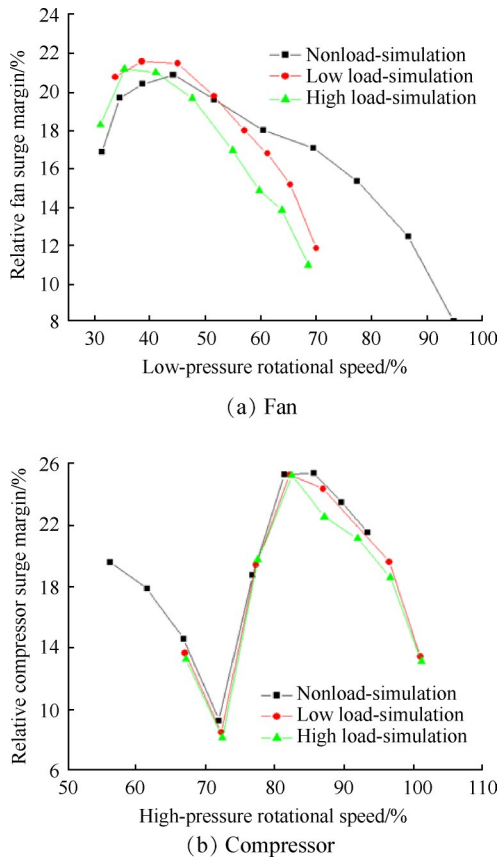


Fig. 13 Load impact on engine fan and compressor relative surge margin

试验研究结果。可以看出:(1)在起动前,离合装置摩擦片压紧力设定为6倍 $F_{slip}$ (产生相对滑动时的压紧力),发动机带负载起动至慢车状态后,调整离合装置压紧力由6倍 $F_{slip}$ 压紧力逐步下降,在离合装置压紧力下降至 $F_{slip}$ 时,离合装置输入端和输出端产生相对滑动,最大转速差达到50 r/min,给定离合装置压紧力为1.5倍 $F_{slip}$ 以上后,离合装置摩擦片相对滑动消除,判断离合装置压紧力安全裕度为产生相对滑动时压紧力的1.5倍以上;(2)在未产生相对滑动阶段,离合装置摩擦片温度呈小幅度上升趋势,这是因为摩擦片转动时会对周围空气产生搅拌作用,进而使温度升高;在产生相对滑动(8 s)阶段,离合装置摩擦片温度快速升高,最高上升约30 °C,且与转速变化相比延后15 s出现温度峰值。

图 15 给出了离合装置啮合-脱开全过程作动对发动机参数变化影响试验和仿真研究结果,可以看出:(1)离合装置压紧力在20 s内由0增加至1.5倍 $F_{slip}$ ,发动机低压转速下降25%,负载转速由0上升至31%,实现了离合装置的成功啮合;离合装置压紧力在20 s内由1.5倍 $F_{slip}$ 下降至0,摩擦片逐渐脱开,发动机低压转速恢复至慢车转速,负载转速下降至0,

实现了离合装置的成功脱开;(2)离合装置啮合过程中发动机排气温度呈升高趋势,温度最高上升约27 °C,离合装置脱开过程中发动机排气温度呈下降趋势;(3)离合装置啮合过程(20 s)摩擦片温度最高上升约25 °C,离合装置脱开过程摩擦片温度最高上升约30 °C,与离合装置短时(8 s)调试过程摩擦片温升基本相同,因此,离合装置摩擦产生的热量并未随着作动时间产生较大的累积;(4)发动机转速数值结果与试验结果变化趋势一致,动态过程偏差在6%以内。

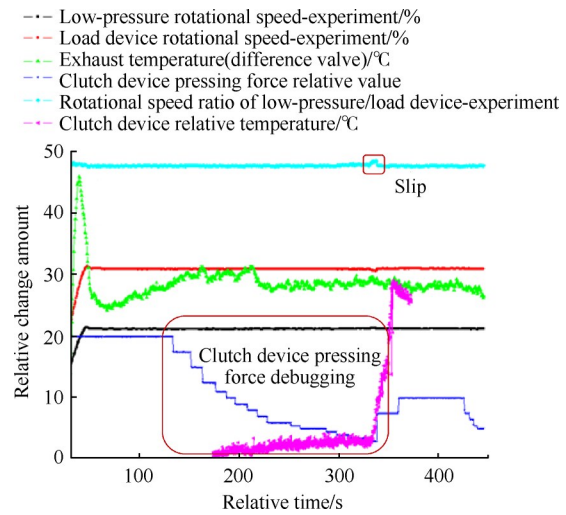


Fig. 14 Parametric variation of clutch device pressing force debugging process

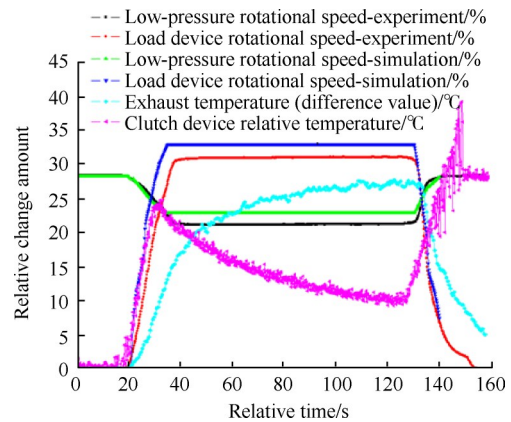


Fig. 15 Parametric variation of clutch device mesh-disengage process

综上,离合装置调试方法合理有效,成功获取了合理的离合装置压紧力,并实现了离合装置啮合和脱开全过程验证。

### 3.3.2 对发动机稳定性影响分析

图 16 给出了离合装置啮合和脱开过程对发动机压缩部件喘振裕度的影响仿真研究结果。可以看出:相比无负载稳态节流,离合装置在啮合和脱开过

程中,发动机风扇喘振裕度变化不大。在低转速作动时,裕度略有提升,最大差值不超过1%;在高转速作动时,裕度下降,最大差值2%。发动机压气机喘振裕度变化较大,在低转速作动时,裕度下降约1%,在高转速作动时,裕度下降约4%。这是由于对发动机风扇来说,离合装置的作动直接影响其转速的变化,而在此阶段的瞬时过程,发动机低压轴转速和瞬时流量值均发生偏移,进而引起风扇的喘振裕度值小幅度变化,啮合过程发动机流量降低,等效于喷管出口面积增加,低转速时主要受外涵作用影响,外涵道流量系数提高,引起涵道比增大,风扇流通能力增大,风扇共同工作线向远离喘振边界方向移动,风扇喘振裕度增加,高转速时主要受内涵作用影响,内涵流量系数增大引起低压涡轮落压比增大,低压涡轮落压比增大使风扇共同工作线向喘振边界方向移动,风扇喘振裕度降低;而对于发动机压气机而言,转速保持不变,由于风扇进气流量的下降,导致压气机进口流量下降,因此,压气机工作点沿着等转速线向着流量减小方向(喘振边界)移动,喘振裕度值下降。不同负载对发动机风扇喘振裕度影响不大,而对压气机裕度影响相对较大,相比带小负载工作时,带大负载时压气机多下降1%。此外,离合器啮合和

脱开过程对发动机压缩部件喘振裕度影响的差异性较小。因此,应降低离合装置作动时负载功率、选择在低转速状态进行离合装置的啮合和脱开等作动过程,更有利于发动机稳定工作。

图17给出了离合装置不同啮合时间(以 $T_0$ 为基准时间,分别增加10s和30s)对发动机压气机喘振裕度的影响仿真研究结果。可以看出:离合装置对压气机喘振裕度产生一定影响,啮合过程会使压气机喘振裕度下降,而且随着啮合时间缩短,压气机喘振裕度下降幅度增加。因此,为提升整机安全性和稳定性,可适当延长离合装置啮合时间。

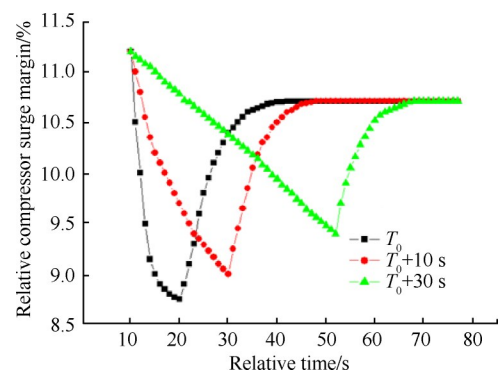


Fig. 17 Clutch device mesh time impact on engine relative compressor surge margin

## 4 结论

本文基于某涡扇发动机开展了转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能影响仿真和试验研究,得出如下结论:

(1)研究并验证了涡扇发动机低压轴具备大功率提取能力,且发动机低压轴带负载启动、发动机大转差运转等技术路径可行,但存在发动机全工作过程的排气超温风险和压缩部件稳定裕度下降问题。

(2)离合装置在实现接合和断开过程中,会对涡扇发动机性能产生影响。考虑发动机的运转安全性,提出在实际试验调试操作过程中离合装置作动原则:尽可能降低离合装置作动时负载功率、适当延长离合装置作动时间、选取适合的离合装置压紧力值并考虑安全裕度为产生相对滑动时压紧力的1.5倍以上、尽可能在发动机低转速状态作动等。

(3)提出了一种转速-功率耦合摩擦通断式负载与常规涡扇发动机耦合建模方法。经与试验对比,主要稳态性能参数计算误差小于4%,主要动态性能参数计算误差小于6%。

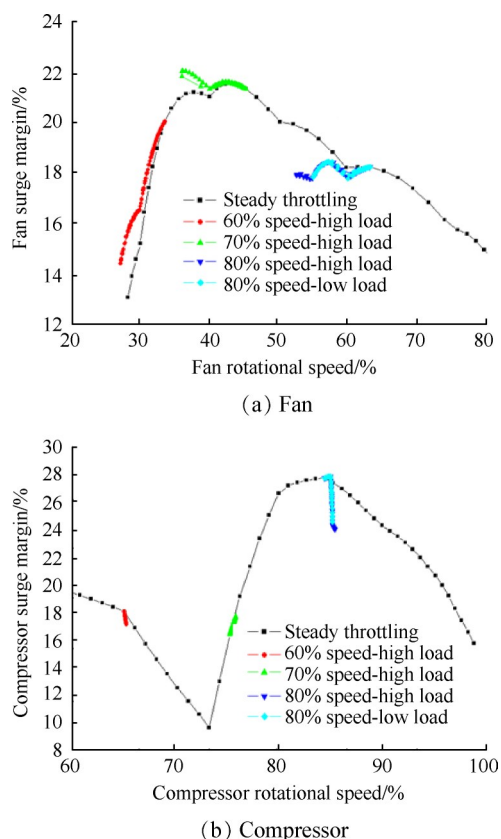


Fig. 16 Clutch device mesh-disengage process impact on engine fan and compressor surge margin



(4)提出并验证了一种转速-功率耦合摩擦通断式负载对涡扇发动机性能影响试验方法和方案,过程中各参数良好,可为其他类似相关试验提供借鉴。

致 谢:感谢西北工业大学江天牧博士对本文提供的帮助。

### 参考文献

- [ 1 ] 李宏新,谢业平.从航空发动机视角看飞/发一体化问题[J].航空发动机,2019,45(6):1-8.
- [ 2 ] 李开省.飞机电力系统技术研究[J].航空工程进展,2021,12(2):1-11.
- [ 3 ] WEIMER J. Past, present and future of aircraft electrical power systems[R]. AIAA 2001-7747.
- [ 4 ] 李卢丹,王 真.基于飞行数据的功率分出轴强度和疲劳分析[J].机械研究与应用,2018,31(2):49-50.
- [ 5 ] 张卓然,于 立,李进才,等.飞机电气化背景下的先进航空电机系统[J].南京航空航天大学学报,2017,49(5):622-634.
- [ 6 ] 刘海港,刘 亮,王 鹏,等.基于模型的多电飞机能源优化特性仿真分析[J].航空学报,2021,42(8):337-346.
- [ 7 ] 孙友师.美国空军研究实验室投资下一代电力、热管理与控制技术[J].国际航空,2018,63(6):72-74.
- [ 8 ] 李 明.NASA混合热效率核心机项目分析[J].航空动力,2021,20(3):32-35.
- [ 9 ] 穆作栋.战场电气化——防务领域的能量系统技术革命[J].航空动力,2020,12(1):75-78.
- [ 10 ] 廖忠权.罗罗的飞行电气化之路[J].航空动力,2020,12(1):16-19.
- [ 11 ] 吴 雄,沈 勋,宋汉强.无人机用混合动力系统综合分析[J].推进技术,2022,43(11):210719.(WU X, SHEN X, SONG H Q. Comprehensive analysis of hybrid system for unmanned aerial vehicle[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(11): 210719.)
- [ 12 ] VISSER W P, BROOMHEAD M J. GSP a generic object-oriented gas turbine simulation environment [R]. ASME 2000-GT-0002.
- [ 13 ] 赵运生,胡 骏,屠宝锋,等.功率提取与附加引气对涡扇发动机影响仿真[J].航空计算技术,2012,42(6):34-36.
- [ 14 ] 杨 磊,杨大军,姜 楠,等.轴驱动升力风扇发动机稳态性能仿真模型研究[J].燃气涡轮试验与研究,2018,31(3):1-4.
- [ 15 ] 魏道鑫.短距起飞/垂直降落发动机建模与控制方法研究[D].沈阳:沈阳航空航天大学,2019.
- [ 16 ] 梁振欣,田程建,王召广.低压转子分出功率对高空长航时无人机发动机的影响[J].航空动力学报,2016,31(5):1219-1225.
- [ 17 ] 王辉坪,罗智浩.涡扇发动机低压转子轴功率提取方法及试验验证[J].科技经济市场,2019,35(3):18-19.

(编辑:朱立影)

# Effects of rotational speed-power coupling friction on-off load on turbofan engine performance

YUAN Changlong, HAO Yanping

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

**Abstract:** Aiming at the problems such as low fault tolerance and insufficient power output capacity of the high pressure shaft power extraction method adopted by the traditional aero-engine, as well as the long time operation of the load device, a low pressure shaft power extraction scheme of turbofan engine with clutch device was proposed, the system coupling model was established, the whole machine test system was built and the test method was proposed. The effects of rotational speed-power coupling friction on-off load on turbofan engine performance were studied by numerical calculation and experimental verification. The results show that the low-pressure shaft of turbofan engine has the ability of high-power extraction, and the technical paths of the low-pressure shaft starting with load and running with the larger high and low pressure shaft rotational speed difference are feasible, but there are problems such as exhaust over temperature and decreasing stability margin of compression components. Taking measures such as reducing the load power, prolonging the actuation time, selecting the appropriate compression force value and considering the safety margin of 1.5, and actuating in the low state of the engine are beneficial to the safe operation of the engine during the actuation of the clutch device. The established system coupling model has good simulation accuracy, and the steady-state and dynamic calculation errors are less than 6%. The test method is reasonable and effective, and the parameters in the process of test verification are good, which can provide reference for other similar experiments.

**Key words:** Turbofan engine; Extracting power from low-pressure spool; Clutch device; Simulation analysis; Experiment

**Received:** 2023-02-11; **Revised:** 2023-11-14.

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.2302019

**Corresponding author:** YUAN Changlong, E-mail: y06031309@126.com