

涡轮起动机中斜撑离合器的瞬态冲击与楔合特性研究



卢敏¹, 陈利强², 李政民卿¹

1. 南京航空航天大学, 江苏 南京 210016

2. 航空工业金城南京机电液压工程研究中心, 江苏 南京 211106

摘要:将稳态楔合拓展至瞬态冲击是深入研究斜撑离合器正向设计的重要组成部分。本文从机械动力学理论出发, 关联输入输出端载荷与响应特征, 建立斜撑离合器冲击受载微分方程, 揭示出离合器由瞬态楔合至稳态传动过程蕴含的动力学原理和一般规律。在此基础上, 推导出斜撑离合器内外传动轴的综合应力分析模型, 并提出运用接触应力、综合应力和楔角等指标整体考察离合器传动性能的校核方法。最后以某常见离合器部件为例, 从理论计算和仿真分析两方面模拟了涡轮起动机环境下的短时受载工况, 验证了本文原理和分析模型的有效性, 因而对此类离合器的设计与校核分析具有重要意义。

关键词: 涡轮起动机; 斜撑离合器; 瞬态冲击; 正向设计; 综合应力

中图分类号: TH133.4

文献标识码: A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2024.03.008

在航空动力系统中, 离合器是重要的传动组件, 它向螺旋桨或主发动机等输出端传递转矩。在当前服役的离合器中, 摩擦式斜撑离合器因结构简单、受载均衡的优点而被大量使用。它有楔合传动与差速超越(或全速超越)两种工作模式。楔合传动时, 主动轴通过斜撑块带动从动轴旋转单向传递动力; 当从动轴转速大于主动轴, 两者脱开不再传动呈超越状态。

因斜撑离合器具有特殊的传动作用, 国内外学者对其进行了多方面的研究, 主要包括结构及优化、受载分析、磨损寿命和材料涂层等。Chesney 等^[1]较深入地建立起离合器应力、转角、升程等通用方程, 可用于稳态传动中的结构变形与受载分析。Jiang yanying 等^[2]运用化学气相沉积法提升了斜撑块表面涂层的抗磨损寿命, 优于物理气相沉积法。Vernay 等^[3]利用试验分析离合器破坏失效和影响寿命的特点, 即启动时的过载扭矩以及楔合时的高频振动, 但没有给出相关的理论推导。Zhang Feng 等^[4-6]分别研究了渐开线与偏心圆弧相结合的型面、对数螺线、阿基米德螺线等型面楔块的力学性能, 其中, Liu Zhihui^[5]对接触冲击中的斜撑块转角和接触应力进行了分析, 并建立了微分方程。针对对数螺线型面和单圆弧型面的离合器, 吴凯等^[7-8]分别运用某软件进行了动

力学仿真, 得出对数螺线型面耐冲击性好和冲击接触应力随时间由大变小的结论。同样, 李可夫等^[9-10]也在离合器楔合性能、磨损方面分别做了模型仿真和实物试验, 验证了动态接触力远高于静态接触, 给出将动态阻力矩纳入离合器设计考虑的建议, 但在相关的理论支持方面涉及较少。

总体来说, 目前对斜撑离合器研究较全面且取得了一定的成就, 推动了传动领域的不断发展, 如稳态传动为主的直升机动力环境。而有别于此类涡轮起动机环境, 离合器的受载复杂多变^[11], 主要表现为瞬时的动态冲击和振动等。本文针对此类服役环境的斜撑离合器, 关联输入端的载荷和自身的响应特性, 建立起离合器“冲击楔合-结构变形-稳态传动”过程的运动微分方程, 并揭示其一般规律。此外, 提出运用楔角、接触应力和综合应力等指标检验离合器斜撑块与内外轴整体的耐冲击性能, 为此类离合器的正向设计与校核提供参考作用。

1 动力学理论推导

1.1 楔合瞬态的动力分析

斜撑离合器连接动力的输入端与输出端。以民航涡轮

收稿日期: 2023-09-17; 退修日期: 2024-01-03; 录用日期: 2024-02-01

基金项目: 航空科学基金(202028052007)

引用格式: Lu Min, Chen Liqiang, Li Zhengminqing. Analysis of the transient impact and wedging performance of the sprag clutch in the turbine starter[J]. Aeronautical Science & Technology, 2024, 35(03): 70-76. 卢敏, 陈利强, 李政民卿. 涡轮起动机中斜撑离合器的瞬态冲击与楔合特性研究[J]. 航空科学技术, 2024, 35(03): 70-76.

起动机为例,如图1所示,输入端辅助动力单元(APU)^[12]燃烧产生的高速气流推动涡轮旋转,经齿轮组减速后动力传递至斜撑离合器外轴,经斜撑块传递至内轴,内轴带动输出端的主发动机启动,待其加速至预定转速并点火后,输入端关闭,离合器脱开进入超越状态。由此可以得出,离合器是主发动机短时启动并运转的关键结构件。

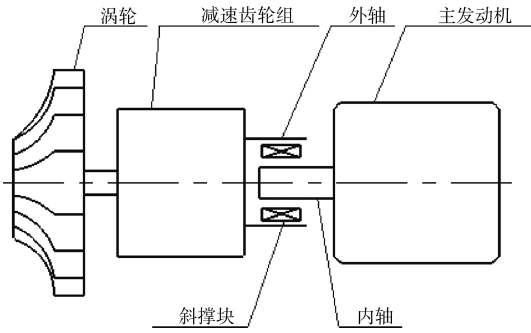


图1 涡轮起动机结构示意图

Fig.1 Sketch map of turbine starter

图1的动力系统可看作单自由度的扭转振动系统,于是建立机械动力学^[13]的一般性基础方程

$$J_r \frac{d^2\theta}{dt^2} + C_t \frac{d\theta}{dt} + K_s \theta = T \quad (1)$$

式(1)是转角 θ 关于时间 t 的二阶常微分方程。其中, J_r 为主发动机等输出端的转动惯量, C_t 为输出端的阻尼系数, K_s 为扭转刚度系数, T 为输入转矩。设某时域涡轮输入端高速气流产生的稳定功率为 P_0 ,则有

$$P_0 = T\omega \quad (2)$$

式中,角速度 $\omega = d\theta/dt$ 。进一步地对于涡轮传动系统来说,离合器仅单向传动,输出端被动自由旋转而不存在扭转往复运动。于是令输出端的扭转刚度 $K_s=0$,则式(1)可写为

$$J_r \frac{d^2\theta}{dt^2} \frac{d\theta}{dt} + C_t \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = P_0 \quad (3)$$

结合式(2)对式(3)积分求解,并设初值 $t=0, \omega=\omega_0$,其中, ω_0 为输出端的初始角速度。则可建立涡轮起动机输出端时域转矩的表达式

$$T(t) = \sqrt{\frac{P_0^2 C_t}{P_0 - J_r e^{A(t)}}} \quad (4)$$

同时令

$$A(t) = -\frac{2C_t}{J_r} t + \ln\left(\frac{P_0}{J_r} - \frac{C_t}{J_r} \omega_0^2\right) \quad (5)$$

由式(4)和式(5)可知:当 $t=0$ 且 $\omega_0=0$ 时,即输出端初速度为零时有 $T(0)=\infty$,而现实中任何动力源产生的转矩都是有限的,且与离合器冲击接合时有一个短时上升过程,设为 t_0 。因此可认为离合器及输出端在启动的 t_0 瞬时段

转矩达到峰值,设为 $T(t_0)=T_0$,即上述两式存在定义域 $t \in [t_0, \infty)$ 。

1.2 离合器动态行为响应

1.2.1 结构变形

由上文可知,在启动的瞬时,来自APU的高速气流传递至离合器的转矩为极大值,理论上将超过稳态传动转矩,此时离合器整体处于过载状态或发生弹塑性变形,其结构如图2所示。设外轴的内侧滚道半径分别为 R_o ,轴的外侧滚道半径分别为 R_i ,内外滚道间距离为 J 。

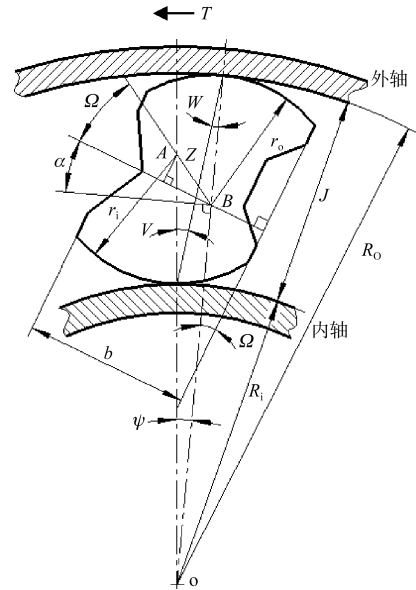


图2 离合器相关部件的结构参数

Fig.2 Structure parameters of clutch components

斜撑块的宽度和长度分别设为 b 和 l ,内外侧型面半径分别为 r_i 和 r_o ,中心距为 Z ,中心角和斜撑块转角分别设为 α 和 Ω ;斜撑块与内外轴形成的楔角分别设为 V 和 W ,设 ψ 为圆心连线 OA 和 OB 之间的夹角,则有关系式 $V=W+\psi$ 。内外轴通过各自的滚道面与斜撑块形成接触高副并传递转矩 T ,此时斜撑块因受载逐渐逆时针翻转,内外轴与斜撑块发生结构变形。

楔角是内、外轴能否楔合传动的关键指标之一,可由式(6)^[14]迭代计算得到

$$\begin{cases} \Omega = \sin^{-1} \frac{(\bar{R}_i + \bar{r}_i)^2 - Z^2 - (\bar{R}_o + \bar{r}_o)^2}{2Z(\bar{R}_o - \bar{r}_o)} - \alpha \\ \psi = \sin^{-1} \frac{Z \cos(\alpha + \Omega)}{\bar{R}_i + \bar{r}_i} \\ W = \sin^{-1} \frac{\bar{R}_i \sin \psi}{\bar{R}_o - \bar{R}_i \cos \psi} \\ V = W + \psi \end{cases} \quad (6)$$

式中, $\bar{R}_i$ 、 $\bar{R}_o$ 、 $\bar{r}_i$ 和 $\bar{r}_o$ 分别为迭代及弹性变形后的内外滚道与斜撑块内外圆弧面的半径。

1.2.2 表面接触应力

离合器斜撑块与内外轴的接触,属于两轴线平行的圆柱体外接触与内接触,因此两者的接触应力属于赫兹接触应力。结合斜撑块与内外轴的结构参数,继续推导得到特定的离合器接触应力校核模型。设离合器斜撑块的数量为 n ,通过转矩 T 及楔角 V 和 W 推导得到以输入转矩与离合器结构参数表达的内、外轴赫兹接触应力 σ_{ci} 、 σ_{co} 分别为

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{ci} &= \sqrt{\frac{T \cot V \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{\bar{R}_i} \right)}{\pi n l \bar{R}_i \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \\ \sigma_{co} &= \sqrt{\frac{T \cot W \left(\frac{1}{r_o} - \frac{1}{\bar{R}_o} \right)}{\pi n l \bar{R}_o \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right)}} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

式中, E_1 、 E_2 和 E_3 分别为内轴、斜撑块和外轴材料的弹性模量; μ_1 、 μ_2 和 μ_3 分别为三者材料的泊松比。可以得出,接触应力校核模型反映内外轴与斜撑块接触表面的应力状态和破坏失效。

1.2.3 内外轴综合应力

楔合传动过程中,内外轴通过斜撑块的接触传递转矩并同向运动。当前的离合器设计,一般以环向应力对内外轴进行分析校核,但总体来说是不全面的。事实上,除了压应力转换得到的环向应力,内外轴还受到转矩产生的切应力。为此,从内轴或外轴某处横切并取一微单元结构,其受力状态如图3所示。

图3中, o 为截面的圆心, φ 、 ρ 分别为转角和半径, σ_ρ 、 σ_φ 分别为此处的径向应力和环向应力。离合器的结构功能是

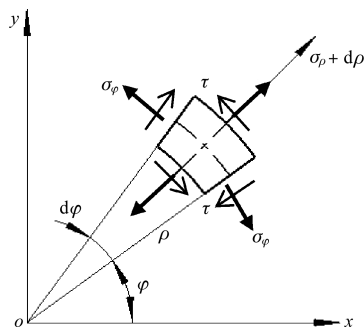


图3 内外轴的受力单元分析

Fig.3 Stress unit from inner or outer shaft

传递转矩,结构上不承担轴向载荷,因此轴向载荷设为零,即内外轴呈二向应力状态。据此通过解析法推导获得主应力,并进一步运用畸变能理论(第四强度理论)得到内外轴楔合段所受的综合应力, R_{id} 、 R_{od} 分别为内轴的内孔半径和外轴的外圆半径。以内轴为对象,当 ρ 取值 R_{id} 和 $\bar{R}_i$ 时,可分别求得内轴内孔和外圆处的综合应力。

有别于接触应力,式(8)应作为传动过程中内外轴整体屈服以及断裂失效的校核模型

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{si} &= \sqrt{\left(\frac{T \cot V}{2\pi l (\bar{R}_i^2 - R_{id}^2)} \right)^2 \left(\frac{3R_{id}^4}{\rho^4} + 1 \right) + \frac{12T^2 \rho^2}{\pi^2 (\bar{R}_i^4 - R_{id}^4)^2}} \\ \sigma_{so} &= \sqrt{\left(\frac{T \cot W}{2\pi l (R_{od}^2 - \bar{R}_o^2)} \right)^2 \left(\frac{3R_{od}^4}{\rho^4} + 1 \right) + \frac{12T^2 \rho^2}{\pi^2 (R_{od}^4 - \bar{R}_o^4)^2}} \end{aligned} \right. \quad (8)$$

2 实例验证与讨论

作为连接输入端和输出端的传动组件,离合器在冲击-楔合瞬态下的性能对整体动力的传递具有关键作用。为此选择某规格的斜撑离合器,将相关参数代入上述数学模型,获取相关数据以便深入分析。设离合器额定转矩 $T_e = 267.5 \text{ N} \cdot \text{m}$,其结构尺寸见表1。

表1 某型号离合器的结构参数
Table 1 Structure parameters of a sprag

结构参数	取值
$R_{id}, R_i/\text{mm}$	15.8750, 22.2250
$R_o, R_{od}/\text{mm}$	30.5562, 38.7350
$r_i, r_o/\text{mm}$	4.4958, 4.5212
Z/mm	0.7468
$\alpha/(\circ)$	49.821
S_r/mm	0.3103
l/mm	16.891
n	18

2.1 冲击载荷的影响因素分析

对于涡轮起动机中的斜撑离合器来说,来自输入端的冲击载荷主要表现为转矩。由式(4)和式(5)可知,转矩与输入端功率、输出端的转动惯量、阻尼和初始角速度等参数密切相关,下面对其分别进行单项分析。

图4(a)考察输出转矩 T 在 t_0 时刻完全接合并达到峰值 $T_0 = 750 \text{ N} \cdot \text{m}$ 后随时长变化的一般规律。图4(b)~图4(e)

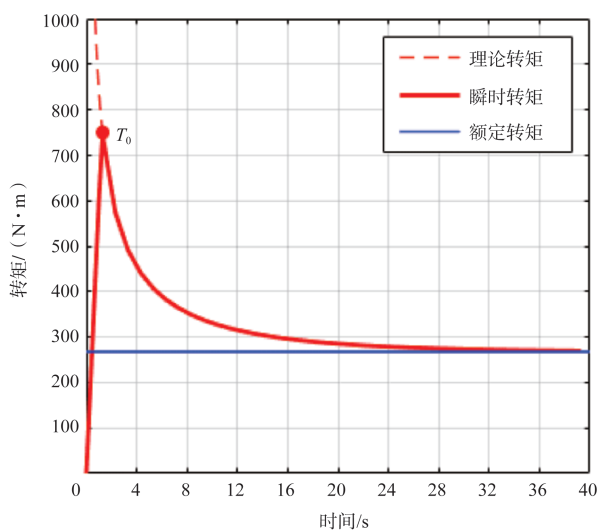
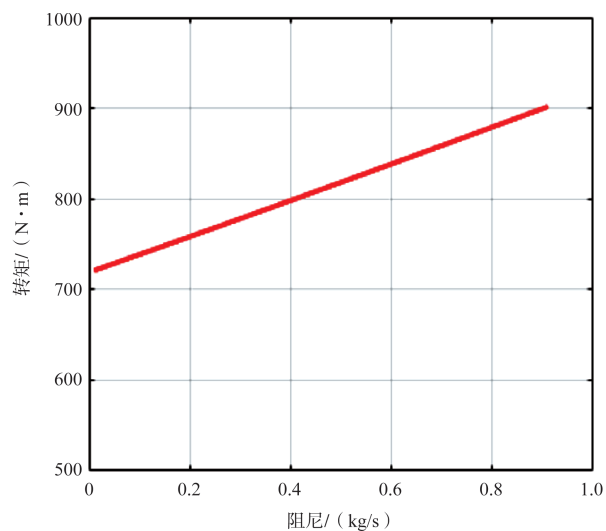
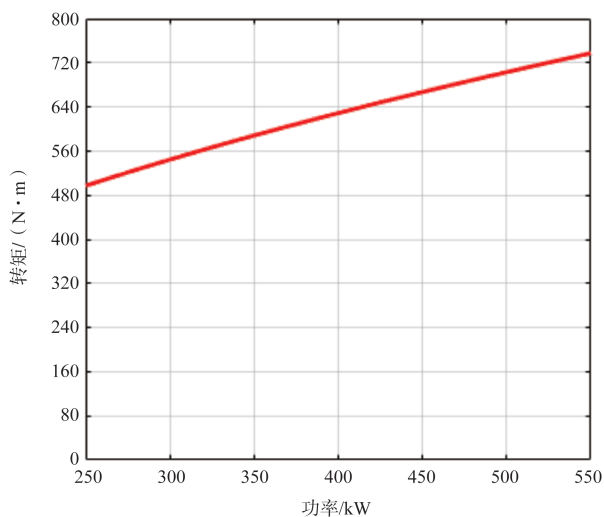
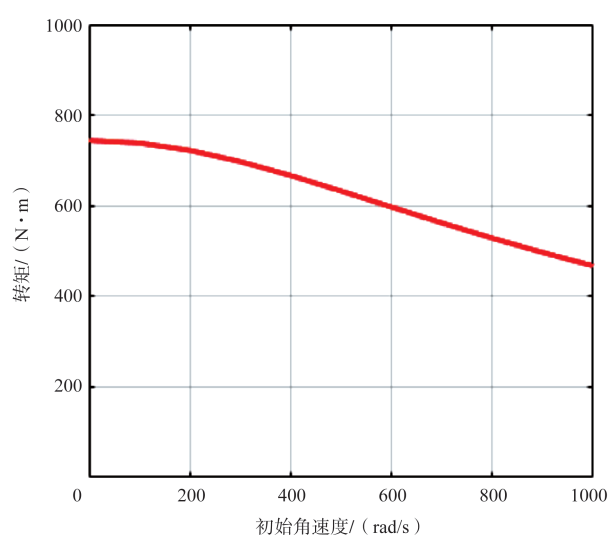
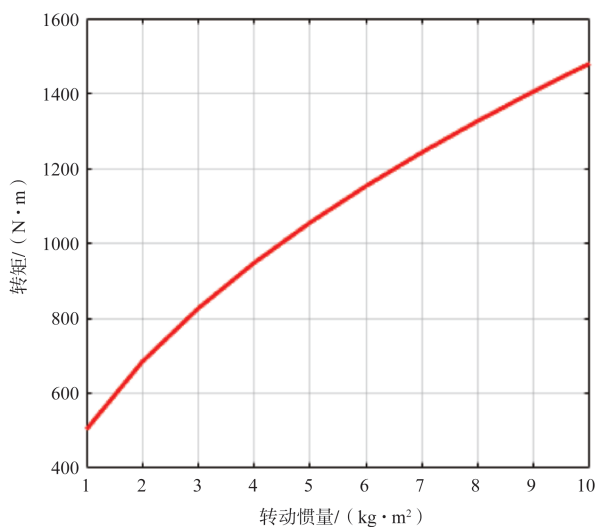
(a) $J_r=2.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $P_0=560\text{kW}$, $C_i=0.128\text{kg/s}$, $\omega_0=0$ (d) $J_r=2.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $P_0=560\text{kW}$, $\omega_0=0$ (b) $J_r=2.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $C_i=0.128\text{kg/s}$, $\omega_0=0$ (e) $J_r=2.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $P_0=560\text{kW}$, $C_i=0.128\text{kg/s}$ (c) $P_0=560\text{kW}$, $C_i=0.128\text{kg/s}$, $\omega_0=0$

图4 转矩的影响因素分析

Fig.4 Interfering factors of torch

考察在 t_0 时刻下,各相关参数对峰值转矩 T_0 的影响规律。

由图4可以得出如下规律:(1)由图4(a)可知,冲击接合后的输出转矩 T 与时长呈负相关。即转矩逐渐减小并最终趋向于一定值,可认定为额定转矩(或脱开转矩) T_e ,可以推得 $T_e = \sqrt{P_0 C_i}$ 。输出端角速度 ω 将随时长趋向于稳定的额定转速。进一步推断,若延长输入端的接合时间 t_0 ,则离合器所受峰值转矩 T_0 也随之减缓,这将有利于延长离合器的服役寿命。(2)由图4(b)~图4(d)可知,峰值转矩 T_0 与输入功率 P_0 、主发动机的转动惯量 J_r ,以及阻尼 C_i 呈正相关,即随上述因素的取值同步增大或减小。(3)由图4(e)可知,峰值转矩 T_0 与输出端的初始角速度 ω_0 呈负相关。即同等

参数条件下当 $\omega_0 = 0$ 时,峰值转矩 T_0 为极大值。

2.2 冲击载荷下的离合器特性分析

来自涡轮起动机的冲击载荷由涡轮经齿轮组直接传递至离合器,由上文可知,虽然冲击瞬态的时间较短,但离合器的受载或将数倍于稳态传动状态。为此拓展研究离合器的冲击受载状况,从离合器的赫兹接触应力、综合应力和楔角等多角度考察离合器的综合性能。这里取图4(a)中的峰值转矩 $T_0 = 750\text{N}\cdot\text{m}$,选择某仿真软件创建等比例离合器模型进行加载仿真,接触应力、综合应力分别设定为一阶C3D8R和二阶C3D20R六面体单元,单元边长小于1mm,扫掠及中性轴算法生成网格。图5(a)、图5(b)分别为斜撑块与内轴和外轴的赫兹接触应力,图5(c)、图(d)分别为内轴和外轴所受的Mises综合应力。

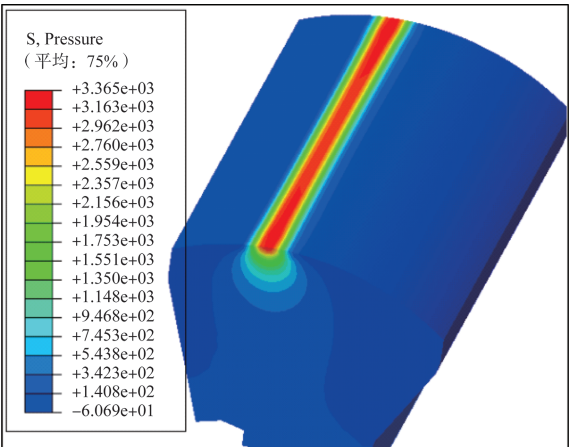
将上述仿真分析与本文理论模型求解得到的数据,列于表2中进行比较。同时,罗列了稳态扭矩 $267.5\text{N}\cdot\text{m}$ 下的数据进行对比。其中楔角 V 的仿真值,通过模型某处单元节点的位移经后处理换算得到。

表2 理论与仿真数据的比较

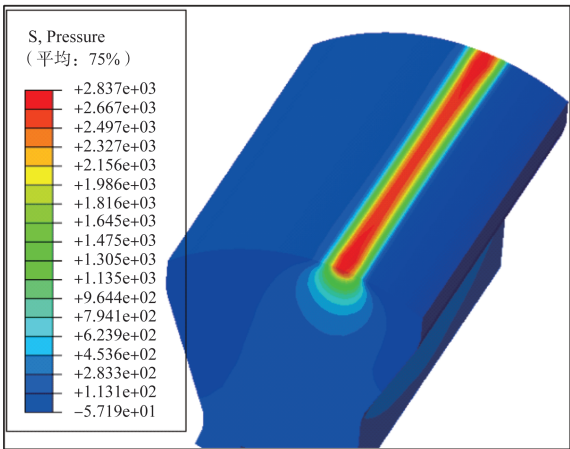
Table 2 Comparison of theoretical values and simulation values

关键项	理论值/ 仿真值(750N·m)	理论值/ 仿真值(267.5N·m)	许用值
σ_{ci}/MPa	3482/3365	2314/2298	3400
σ_{co}/MPa	2928/2837	1945/1909	3400
σ_{si}/MPa	673.8/651.7	295.2/286.3	793
σ_{so}/MPa	582.0/570.4	255.4/247.1	793
$V/(\circ)$	5.097/5.076	4.093/4.089	5

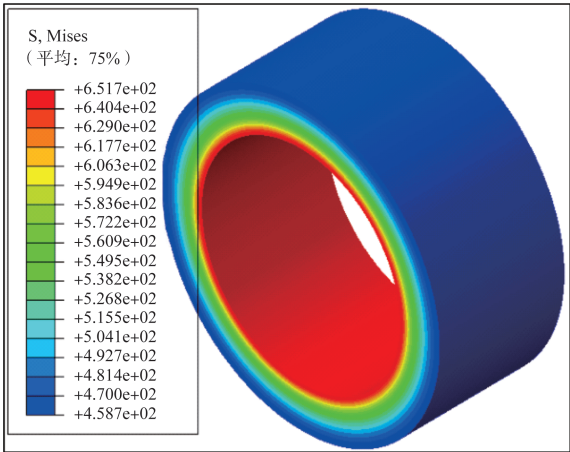
由表2可以得出离合器在冲击瞬态下:(1)斜撑块与内轴的接触应力较大,理论值略大于许用应力,因此接触表面存在一定的破坏风险。(2)内外轴的综合应力皆小于许用应



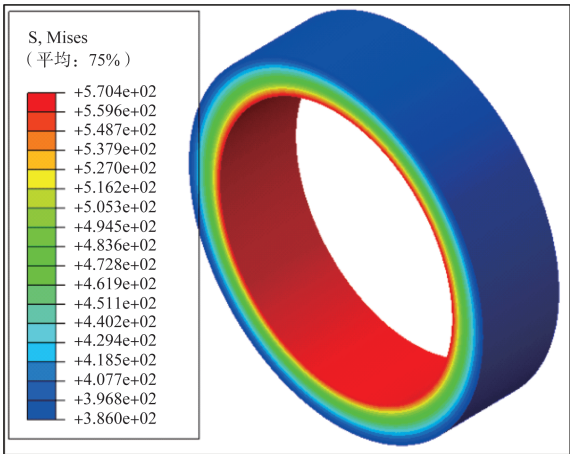
(a) 斜撑块与内轴接触应力



(b) 斜撑块与外轴接触应力



(c) 内轴综合应力



(d) 外轴综合应力

图5 接触应力与综合应力的仿真值

Fig.5 Contact stress of sprag and Von Mises of shafts

力,存在一定的安全裕度。同时,由图5(c)和图5(d)可以看出,内外轴的综合应力皆由内而外逐渐减小,呈递减趋势。即若发生断裂破坏失效,将首先发生在轴的内孔位置。

(3)楔角略大于许用值,存在打滑“吐出”的失效风险。(4)稳态传动下的接触应力、综合应力,以及楔角皆小于冲击扭矩,且具有一定的安全裕度。

需要说明的是,受有限元仿真原理的限制,网格单元的存在致使仿真值一般略小于理论值。

3 结论

基于涡轮起动机中斜撑离合器的受载特性,本文将稳态传动研究拓展至冲击瞬态,即研究了离合器冲击-楔合过程中的动力学特性,建立起相应的力学模型,据此揭示出功率、转动惯量、阻尼等输入输出端动力制约因素及规律。另外,综合考察离合器中斜撑块、内外传动轴的楔合性能,在常规的楔角、接触应力的基础上,推导出内外轴的综合应力校核模型,使离合器的正向设计与校核更具全面性。最后,本文主要基于理论和仿真角度揭示了涡轮起动机中斜撑离合器的一般受载特性及规律,为分析解决实际使用环境中的复杂问题提供了理论参考和技术支持。

AST

参考文献

- [1] Chesney D R, Kremer J M. Generalized equations for sprag one-way clutch analysis and design[C]//Proceeding of the 1998 SAE International Congress & Exposition, 1998: 173-184.
- [2] Jiang Yanying, Yang Zhenrong, Shi Kaihong. Improve the wear resistant life of the sprag clutch by used the chemical vapor deposition technology [J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 86: 260-262.
- [3] Vernay P, Ferraris G. Transient behavior of a sprag-type overrunning clutch: an experimental study[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 248(3): 567-572.
- [4] Zhang Feng, Gao Zhifu, Lu Wuhui. The analysis and design of a new type wedge surfaces of sprag overrunning clutch[J]. Advanced Materials Research, 2013, 823: 43-46.
- [5] Liu Zhihui, Yan Hongzhi, Cao Yuming. Design and analysis of logarithmic spiral type sprag one-way clutch[J]. Journal of Central South University, 2015, 12: 4597-4607.
- [6] Huang Chuang, Zhao Yongqiang, Liu Ming. Analytical modeling and optimization of logarithmic sprag clutch considering profile modification[J]. Shock and Vibration, 2018, 2018(11):1-13.
- [7] 吴凯, 严宏志, 何明生,等. 对数曲面楔块的PCE型离合器动力学特性分析[J]. 中国机械工程, 2011, 22(6): 647-651.
- [8] 严宏志, 杨兵, 胡魁贤,等. 单圆弧PCE型离合器楔合过程力学特性分析[J]. 煤炭学报, 2010, 35(6):1034-1038.
- [9] 李可夫. 斜撑式超越离合器楔合过程接触分析及动态测试[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
- [10] 盖小涛. 高速超越离合器楔合性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- [11] 刘小川, 王彬文, 白春玉,等. 航空结构冲击动力学技术的发展与展望[J]. 航空科学技术, 2020,31(3):1-14.
- [12] 李博, 章弘, 唐宏刚, 等. APU空中起动性能及其控制规律试验研究[J]. 航空科学技术, 2011(5):41-44.
- [13] 杨义勇, 金德闻. 机械系统动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [14] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册第13册(减速器)[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

Analysis on the Transient Impact and Wedging Performance of the Sprag Clutch in the Turbine Starter

Lu Min¹, Chen Liqiang², Li Zhenminqing¹

1. *Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China*

2. *AVIC Jincheng Nanjing Electromechanical Hydraulic Engineering Research Center, Nanjing 211106, China*

Abstract: Extending the steady wedging to transient impact is an important component of top-down design for sprag clutch. Based on the theory of mechanical dynamics, the impact differential equation of the sprag clutch is established by correlating the load and response characteristics of the input and output parts, and the dynamic principle and general law are revealed that contained in the process of the clutch running from transient wedging to stable transmission. On this basis, the comprehensive stress analysis model of the transmission shafts is deduced. Moreover, the inspection method of the overall performance using the contact stress, comprehensive stress and gripping angle, etc is proposed. Finally, taking a common sprag clutch component as an example, the short-term load conditions in the turbo starter environment are studied from both theoretical calculation and simulation analysis, which verifies the principle and analysis model proposed in this paper,so they are of great significant for this kind of clutch in design and verification analysis.

Key Words: turbine starter; sprag clutch; transient impact; top-down design; comprehensive stress

Received: 2023-09-17; **Revised:** 2024-01-03; **Accepted:** 2024-02-01

Foundation item: Aeronautical Science Foundation of China(202028052007)