某型航空用棘轮棘爪离合器动力学仿真分析

侯升亮, 侯磊, 梁廷伟*

哈尔滨工业大学航天学院, 哈尔滨 150001

* E-mail: liangtingwei@hit.edu.cn

收稿日期: 2018-01-17; 接受日期: 2018-05-02; 网络版发表日期: 2018-07-05

国家重点基础研究发展计划(编号: 2015CB057400)资助项目

摘要 棘轮棘爪离合器是航空发动机双速传动装置的重要组成部分, 棘轮棘爪机构能否安全稳定的运转, 直接关系到该离合器能否顺利实现啮合转换过程以及能否正常可靠地工作, 从而确保飞行安全. 通过计算得到各工况下棘轮棘爪结构的动力学特性参数, 利用SolidWorks建立棘轮棘爪离合器的结构模型, 并将其导入ADAMS多体动力学仿真软件进行仿真, 将仿真结果与实验数据对照验证模型的正确性及可靠性, 并在此模型的基础上建立离合器平面涡卷弹簧各预紧力矩下的脱啮转速变化曲线, 得到了平面涡卷弹簧的理想工作区域. 通过改变模型参数实现棘轮棘爪离合器加工及装配误差下的特殊工况, 深入探讨了离合器的加工参数对脱啮转速的影响, 并在力学理论上对影响因素及产生原因进行分析; 同时, 研究了离合器装配误差状态下的脱啮转速及状态的变化特性, 得到了离合器装配误差的有效控制范围. 通过研究, 以期能够对此型离合器的结构设计及维修提供理论依据和技术支撑.

关键词 航空发动机, 双速传动, 棘轮棘爪离合器, 多体动力学仿真, 误差, 影响因素

1 引言

棘轮棘爪离合器是航空发动机双速传动装置的重要组成部分. 在发动机启动时, 起动机带动发动机高压转子转动; 正常工作后, 起动机与发动机高压转子实现动力脱离^[1]. 随着航空发动机的快速发展, 棘轮棘爪离合器在试验及使用过程中出现的故障问题逐渐增加, 其故障形式也呈现多样化和频繁化的趋势, 而国内对棘轮棘爪离合器的研究多集中于制造工艺及结构设计等方面, 在离合器的动力学特性研究方面不够深入. 特别是在离合器的加工装配存在误差的情况下, 动力学特性的变化研究有所欠缺. 因此, 需要对此结构的棘

轮棘爪离合器进行特殊工况下的动力学仿真分析, 从而得到离合器故障发生的相关机理, 降低离合器的维修成本, 消除航空发动机的飞行安全隐患.

棘轮棘爪离合器是超越离合器的一种^[2], 随着技术的发展产生了多种可控超越离合器^[3-5]. 国外对超越离合器的研究较早, 美国国家航空航天局(NASA)于20世纪70年代就开始对高速超越离合器进行研究. 1972~1977年这几年时间内, Lynwander等人^[6], Wirth^[7]和Kish^[8]对直升机超越离合器做了深入的研究. 1977年, Kish^[8]对历时多年的研究做了相关总结; 通过研究开发了工作转速达20000 r/min、功率为1120 kW的滚柱离合器^[9]、斜撑离合器和弹簧离合器^[10], 开展了一

引用格式: 侯升亮, 侯磊, 梁廷伟. 某型航空用棘轮棘爪离合器动力学仿真分析. 中国科学: 技术科学, 2018, 48: 999-1011

Hou S L, Hou L, Liang T W. Dynamic simulation analysis of a ratchet pawl clutch for a certain type of aviation (in Chinese). Sci Sin Tech, 2018, 48: 999-1011, doi: 10.1360/N092018-00015

系列性能试验测试, 然后对超越离合器的结构进行了改进, 减少了尺寸和重量^[11]. 国内对超越离合器的研究比较晚, 主要针对超越离合器的普遍机理和结构特点. 林军和黄茂林^[12]通过对差动双制动块式超越离合器的“伴生连杆机构”研究, 分析了其工作原理, 建立了计算模型和相应的数学模型. 黄靖远等人^[13]从工作原理出发研究了链环式超越离合器的高速超越特性, 对作为超越离合器的技术难点的连续、长期高速超越, 磨损和发热问题加以解决. 黄家裕和钮心宪^[14]研究了超越离合器的力学特性, 并对离合器力学性能的各主要影响因素进行了讨论. 吴凯等人^[15]研究了单圆弧强制约束型离合器楔合过程的动力学仿真和楔块的曲线拟合. 朱自冰^[16]、顾俊等人^[17]对斜撑超越离合器的设计技术进行了一系列研究, 并做了相关实验验证.

目前国内针对超越离合器的动力学研究主要有3种方法. 其中郜怀朋和曲秀全^[18]运用ANSYS有限元软件的方法, 以双向超越离合器为研究对象, 介绍了求解接触强度的分析步骤, 并证明了此种分析方法的准确性和可靠性, 为双向超越离合器接触强度的研究提供了一种较为实用的方法; 袁琪^[19]、周晓等人^[20]、董喆渊和刘永文^[21]、王振兵等人^[22]利用实体建模的方法, 对超越离合器结构及相关零件的力学性能进行分析和研究; 宋成军等人^[23]、卫冬生等人^[24]、王言正和徐筱欣^[25]利用多体动力学建模仿真分析法, 使用ADAMS软件建立了同步机构的虚拟样机, 对其接合过程进行

仿真分析, 仿真了不同转速下的碰撞力矩大小.

通过对本型航空发动机棘轮棘爪离合器生产及修理企业的调研, 发现此离合器故障时有发生. 例如棘爪在非脱啮转速下脱开, 导致发动机无法起动, 棘爪和扭矩弹簧出现摩擦和突然断裂故障^[26], 导致棘轮棘爪离合器失效等故障, 严重时可导致发动机停车, 影响飞行安全. 棘轮棘爪离合器故障树如图1所示.

以往对离合器的研究多集中于正常工作状况下的结构及动力学分析, 缺乏离合器在加工、装配误差及不合理使用状态下的动力学特性的变化研究. 因此, 本文将重点对离合器的加工及装配误差进行重点研究, 建立精细的棘轮棘爪离合器的结构模型和动力学仿真模型, 通过实验数据验证模型的准确性和合理性, 找到影响离合器脱啮转速的加工控制参数, 得到装配误差对动力学特性产生的影响, 从而对加工及修理过程加以有效的控制, 消除离合器在非正常转速下脱啮的故障.

2 离合器动力学仿真模型建立及验证

2.1 离合器的结构及工作原理

与传统的“三爪”离合器的工作原理类似^[27]. 本文研究的棘轮棘爪离合器是内啮合的超越离合器^[28], 由棘轮、离合器壳体、定位销钉、棘爪、平面涡卷弹簧5部分组成. 棘轮棘爪离合器结构如图2所示.

图2 棘轮棘爪离合器结构图. 1, 棘轮; 2, 离合器壳体; 3, 定位销钉; 4, 棘爪; 5, 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧装于离合器棘爪之上, 为棘爪与棘轮啮合提供扭矩 T , 棘爪与棘轮啮合并由定位销钉固定于离合器壳体之上. 同时, 定位销钉旋转可改变平面涡卷弹簧的预紧扭矩. 离合器壳体通过减速装置与航空发动机高压转子相连, 棘轮由航空发动机起动机带动旋转, 并通过棘轮棘爪啮合传递动力. 在发动机起动过程中, 空气涡轮起动机通过4个直齿齿轮、4个零度弧齿锥齿轮和2个直齿齿轮, 通过双速传动装置带动高压转子旋转. 棘轮棘爪离合器通过棘轮与棘爪的啮合作用, 将空气涡轮起动机的动力传递至航空发动机的高压转子, 当高压转子转速达到 $n_h=41\%\sim 44.35\%$ (即航空发动机额定转速的 $41\%\sim 44.35\%$)时, 离合器棘爪克服平面涡卷弹簧的预紧扭矩, 与空气涡轮起动机的棘轮脱啮(脱开啮合), 航空发动机靠涡轮单独做功, 使其进入慢车状态, 从而完成航空发动机的起动过程.

2.2 离合器棘爪受力分析

棘轮棘爪离合器中的棘爪结构是主要的承力和传力部件, 是起动机动力能否传递至高压转子的关键部位. 对棘爪结构进行动力学分析, 其受力分析如图3所示.

在图3中, 0-离合器的旋转中心; 1-棘爪与棘轮的啮合点; 2-棘爪的质心; 3-棘爪的旋转中心; R_1 -棘爪与棘轮啮合的啮合半径; R_2 -离合器棘爪质心到旋转中心的距离; R_3 -棘爪旋转中心到离合器旋转中心的距离; F_n -棘爪压紧状态下的正压力; F_{1f} -棘轮与棘爪啮合工作状态下的摩擦力; F_{1n} -棘轮与棘爪啮合状态下的正压力; F_2 -棘爪相对于离合器的离心力; F_f -棘爪质心相对自身旋转中心的离心力; f -棘爪与定位销钉的摩擦

图3 (网络版彩图)离合器棘爪受力分析图

力; G -棘爪的重力, T -平面涡卷弹簧扭矩, 下式为弹簧扭矩公式:

$$T = T_0 + K_\theta \Delta\theta, \quad (1)$$

式中, T_0 为平面涡卷弹簧的预紧扭矩, K_θ 为弹簧的刚度, $\Delta\theta$ 为弹簧的扭转角.

在离合器非工作状态时, 棘爪受力表示为

$$T = M_{F_n} + M_G, \quad (2)$$

在棘爪脱啮过程时, 棘爪受力表示为

$$F_{rx} + f_x + G_x + F_{2x} + F_{1x} + F_{1nx} + F_{1fx} = 0, \quad (3)$$

$$M_f + T + M_{F_{1n}} = M_{F_{1f}} + M_G + M_{F_r} + M_{F_2}, \quad (4)$$

$$F_{ry} + f_y + G_y + F_{2y} + F_{1y} + F_{1ny} + F_{1fy} = 0. \quad (5)$$

通过计算分析可知, 脱啮转速 ω_n 与平面涡卷弹簧预紧扭矩 T_0 , 棘爪与棘轮的接触面摩擦力 f , 及棘爪棘轮等零件加工参数导致的棘爪质心变化有很大的关系.

2.3 离合器动力学模型的建立

利用ADAMS软件建立多体动力学仿真模型, 模

型如图4所示. 建立棘轮、离合器壳体与大地旋转副代替棘轮和离合器壳体的旋转; 建立棘爪与离合器壳体旋转副代替棘爪与离合器壳体的相对运动; 建立定位销与壳体固定副代替定位销钉的连接; 建立棘爪扭转力矩代替平面涡卷弹簧对棘爪平面涡卷弹簧扭矩; 在棘爪与棘轮之间定义接触力反映棘爪与棘轮之间的啮合碰撞力^[29]; 建立驱动代替起动机器的作用.

2.4 离合器动力学模型的验证

棘轮棘爪离合器在出厂及装机使用前, 需要在脱啮试验器上进行棘爪的脱开试验, 用以测量离合器的脱开转速. 离合器试验器试验装置如图5所示, 在图中: A-棘轮棘爪离合器的安装区, B-电机装置, 带动壳体旋转, 为离合器棘轮棘爪的脱啮提供转速. 离合器的中央装有传感器, 用以显示脱啮状态.

棘轮棘爪试验器由试验电机, 离合器固定装置及传感器组成. 在棘轮棘爪离合器脱啮试验时, 试验器上的离合器安装区内的3个固定螺栓穿过离合器壳体的3个安装孔, 将其固定在棘轮棘爪离合器试验台上, 右侧电机带动离合器壳体转动, 棘爪通过平面涡卷弹簧的扭矩与内轴贴合. 试验启动后, 当电机旋转转速达到脱啮转速时, 棘爪与内轴发生脱离, 并触发传感器工作, 提示棘轮棘爪离合器完成脱啮动作. 此时, 转速装置会显示棘爪脱啮时的转动角速度, 我们称之为脱啮转速 ω_n .

图4 (网络版彩图)离合器动力学模型

通过旋转离合器定位销钉, 控制平面涡卷弹簧施加在棘爪上的预紧力矩 T_0 , 从而改变离合器在工作过程中的弹簧扭矩 T . 施加各扭转角度下的预紧力矩参数, 得到离合器试验器测量数据与仿真结果对比如图6所示.

通过对比分析, 本文建立的动力学仿真模型测得的脱啮转速与离合器试验器测得的实际脱啮转速基本吻合, 两者误差在1.5%以内. 进一步验证了仿真模型的准确性.

3 离合器棘爪加工参数对脱啮转速的影响

3.1 棘爪加工参数及选取

离合器棘爪加工参数可修改位置如图7所示, 从图中可以看出, 在脱啮转速无法满足要求时, 可对棘爪的

图5 (网络版彩图)离合器实验装置图

图6 (网络版彩图)仿真结果与实验数据对比图

图 7 (网络版彩图)离合器棘爪加工参数可修改位置

两个位置进行修磨. 其中, A位置可由直径 $\phi 3$ mm修磨为直径 $\phi 4$ mm, B位置可由半径 $R 13$ mm修磨为 $R 12$ mm. 即A位置的尺寸变化范围为 $\phi 3$ mm~ $\phi 4$ mm; B位置的尺寸变化范围为 $R 13$ mm~ $R 12$ mm. 尺寸的变化会带来棘爪质量及质心位置的变化, 从而改变离合器的脱啮转速 ω_n .

通过改变结构模型变量, 实现棘爪在加工参数改变的情况下离合器动力学仿真. A、B位置 ϕ 参数下的质量及质心坐标如表1所示.

在模型的改变过程中, 将A位置的直径参数取值 $\phi=3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0$ mm. 随着A位置直径 ϕ 参数的增大, 棘爪的质量 m 在减小, 旋转半径 r 在减小. 将B位置的半径参数取值为 $R=12, 12.2, 12.4, 12.6, 12.8$ mm. 而随着B位置半径 R 参数的减小, 棘爪的质量 m 在减小, 旋转半径 r 在增大.

3.2 棘爪加工参数改变的仿真分析

通过改变离合器棘爪结构的结构模型, 分别将变化模型导入仿真软件, 建立相关约束及参数, 仿真得

到各参数状态下的脱啮转速. 将其与A位置 $\phi=3$ mm, B位置 $R=13$ mm参数下的脱啮转速进行对比, 得到加工参数对离合器脱啮转速的影响. 在图8中, 横坐标表示离合器壳体的角速度, 纵坐标代表棘爪的质心位置变化. 三条曲线分别表示3个棘爪的脱啮过程的质心位置变化. 图8(a)~(f)分别表示A位置的直径参数 ϕ 为3.0~4.0 mm参数下的动力学仿真结果. 从图中的仿真结果可知: A位置的参数变化会对离合器的脱啮转速产生很大的影响, 随A位置直径参数 ϕ 的增大, 离合器的脱啮转速随之增大. 脱啮转速随A位置 ϕ 参数变化规律如图9所示.

在图9中, 实线表示A位置参数下的离合器的脱啮转速的变化曲线, 虚线表示对各参数下的脱啮转速进行的曲线拟合. 从图中可知, 随着A位置 ϕ 参数的减小, 离合器的脱啮转 ω_n 增大, 其变化规律接近于二次多项式拟合.

分析此种变化规律产生的原因: A位置直径参数由 $\phi=3\sim 4$ mm的变化过程中, 棘爪质量逐渐减小, 质心位置逐渐靠近棘爪的旋转中心, 即旋转半径 r 逐渐减小, 由公式:

$$\omega_n = (F / mr)^{1/2} \tag{6}$$

可知, 相同离心力要求下的脱啮转速 ω_n 增大. 即脱啮转速将会随A位置直径 ϕ 尺寸的增大而增大.

在图10中, 横坐标表示离合器壳体的角速度, 纵坐标代表棘爪的质心位置变化. 图10(a)~(f)分别表示B位置的半径参数 R 为13.0~12.0 mm参数下的动力学仿真结果. 从图中的仿真结果可知: 随B位置半径参数 R 的变小, 离合器的脱啮转速随之变小. 脱啮转速随B位置 R 参数变化规律如图11所示.

在图11中, 实线表示B位置参数下的离合器的脱

表 1 A和B位置 ϕ 参数下的质量及质心坐标

A位置 ϕ 参数 (mm)	质量 m (g)	质心横坐标 (mm)	质心纵坐标 (mm)	旋转半径 r (mm)	B位置 R 参数 (mm)	质量 m (g)	质心横坐标 (mm)	质心纵坐标 (mm)	旋转半径 r (mm)
3	18.61	1.96	-1.011	2.205	13	18.61	1.96	-1.011	2.205
3.2	18.54	1.921	-1.015	2.173	12.8	18.44	2.096	-1.024	2.333
3.4	18.46	1.88	-1.019	2.138	12.6	18.26	2.235	-1.037	2.464
3.6	18.38	1.836	-1.024	2.102	12.4	18.08	2.376	-1.05	2.598
3.8	18.29	1.789	-1.029	2.064	12.2	17.89	2.519	-1.063	2.734
4	18.19	1.738	-1.034	2.022	12	17.78	2.613	-1.076	2.826

图 8 (网络版彩图) A位置参数下动力学仿真结果. (a) $\phi=3.0$ mm; (b) $\phi=3.2$ mm; (c) $\phi=3.4$ mm; (d) $\phi=3.6$ mm; (e) $\phi=3.8$ mm; (f) $\phi=4.0$ mm

啮转速的变化曲线, 虚线表示对各参数下的脱啮转速进行的曲线拟合. 从图中可知, 随着B位置 R 参数的减小, 离合器的脱啮转速 ω_n 减小, 其变化规律接近于二次多项式拟合.

分析此种变化规律产生的原因为: B位置半径参数由 $R=13\sim 12$ mm的变化过程中, 棘爪质量逐渐减小, 质心位置逐渐地靠近棘爪的旋转中心, 即旋转半径逐渐增大, 在相同的离心力要求下脱啮转速 ω_n 将减小.

图 9 (网络版彩图)脱啮转速随A位置 ϕ 参数变化规律

即离合器的脱啮转速将会随B位置半径尺寸的减小而减小。

A和B位置参数下, 改变平面涡卷弹簧的预紧力矩分析, 得到表2和3相关数据. 在A位置参数下, 随A位置参数的增大, 离合器平面涡卷弹簧的预紧扭矩区间范

围变小, 离合器可调节余量减小. 考虑各预紧力矩下仿真结果的误差影响, 控制误差在1.5%以内, 可将脱啮转速范围扩至2178~2525 r/min. 通过表2可知, A位置参数下的预紧扭矩调节范围为: 3.0 mm→20~30 N mm; 3.2 mm→20~28 N mm; 3.4 mm→20~26 N mm; 3.6 mm→20~24 N mm; 3.8 mm→20~24 N mm; 4.0 mm→20~22 N mm.

B位置参数的改变, 导致离合器平面涡卷弹簧的预紧扭矩区间范围整体的下移, 在B位置参数小于12.6 mm后, 离合器平面涡卷弹簧的预紧扭矩区间可调节范围减小. 通过表3可知, B位置参数下预紧扭矩的调节范围区间为: 13.0 mm→20~30 N mm; 12.8 mm→26~32 N mm; 12.6 mm→26~36 N mm; 12.4 mm→28~36 N mm; 12.2 mm→32~36 N mm; 12.0 mm→34~36 N mm.

4 离合器装配参数对脱啮转速影响

4.1 离合器装配参数分析

在离合器装配过程中会不可避免的存在装配误

表 2 各预紧力矩及A位置参数对应的离合器脱啮转速(单位: r/min)

预紧力矩T (N mm)	$\phi=3.0$ mm	$\phi=3.2$ mm	$\phi=3.4$ mm	$\phi=3.6$ mm	$\phi=3.8$ mm	$\phi=4.0$ mm
20	2179	2203	2210	2301	2321	2393
22	2208	2264	2271	2368	2381	2453
24	2295	2306	2352	2416	2466	2545
26	2345	2403	2463	2549	2625	2636
28	2439	2508	2534	2595	2661	2744
30	2525	2621	2653	2690	2751	2894

表 3 各预紧力矩及B位置参数对应的脱啮转速(单位: r/min)

预紧力矩T (N mm)	R=13.0 mm	R=12.8 mm	R=12.6 mm	R=12.4 mm	R=12.2 mm	R=12.0 mm
20	2179	2025	1971	1868	1804	1763
22	2208	2100	2018	1920	1885	1832
24	2295	2168	2108	2043	1967	1957
26	2345	2256	2202	2105	2061	1996
28	2439	2348	2334	2178	2120	2067
30	2525	2411	2367	2277	2169	2010
32	2576	2472	2374	2286	2203	2168
34	2649	2564	2440	2328	2292	2284
36	2717	2636	2512	2431	2364	2358

图 10 (网络版彩图)B位置参数下动力学仿真结果. (a) $R=13.0$ mm; (b) $R=12.8$ mm; (c) $R=12.6$ mm; (d) $R=12.4$ mm; (e) $R=12.2$ mm; (f) $R=12.0$ mm

差. 由离合器的装配工艺规程可知, 可能存在以下两个装配误差, 离合器装配误差示意图如图12所示.

在图12中, A表示离合器壳体安装轴线位置, A1表示离合器棘轮安装轴线位置, B表示离合器定位销钉

安装轴线位置, B1表示离合器棘爪安装轴线位置. 离合器的装配误差可表示为: 棘轮与壳体的安装轴线不重合装配误差; 棘爪与定位销钉安装轴线不重合装配误差.

图 11 (网络版彩图)脱啮转速随B位置R参数变化规律

图 12 离合器装配误差示意图. 1表示棘轮与壳体的安装轴线不重合装配误差; 2表示棘爪与定位销钉安装轴线不重合装配误差

4.2 棘轮与壳体轴线不平行仿真分析

离合器的棘轮与壳体的啮合是重要的动力传递过程, 棘爪和定位销钉的不平行误差会对离合器的脱啮过程产生很大影响. 由离合器装配工艺参数规定, 棘爪与定位销钉的装配间隙为0.04~0.08 mm, 进行棘爪与定位销钉不平行误差的动力学仿真设计.

表 4 正负向偏差方案设计

仿真方案	正向偏差					负向偏差				
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j
横坐标变化 (mm)	$\Delta x=0$	$\Delta x=0.07$	$\Delta x=0.14$	$\Delta x=0.21$	$\Delta x=0.28$	$\Delta x=0$	$\Delta x=-0.07$	$\Delta x=-0.14$	$\Delta x=-0.21$	$\Delta x=-0.28$
纵坐标变化 (mm)	$\Delta y=0$	$\Delta y=0.07$	$\Delta y=0.14$	$\Delta y=0.21$	$\Delta y=0.28$	$\Delta y=0$	$\Delta y=-0.07$	$\Delta y=-0.14$	$\Delta y=-0.21$	$\Delta y=-0.28$
OO_1 (mm)	0	0.01	0.02	0.03	0.04	0	0.01	0.02	0.03	0.04
R变化	逐渐变大					逐渐变小				

首先, 以棘爪为研究对象, 分析棘爪与定位销钉的装配偏差, 在棘爪旋转中心建立直角坐标系, 棘爪与定位销钉正负向偏差示意图如图13所示.

在图13中, 横纵坐标上分别给予坐标正负偏差 Δx 和 Δy , 棘爪的旋转中心位置由O变为 O_1 , 旋转半径由 r (om)变为 $R(o_1m)$. 选取0~0.04 mm的轴心不平行误差, 以横纵坐标正向0.07 mm为间隔建立动力学仿真参数, 正负向偏差设计方案表4所示.

按照两种方案的设计参数, 分别对棘爪与定位销钉正向偏差及负向偏差两种情况进行动力学仿真分析, 棘爪与定位销钉正负偏差下的动力学仿真如图14所示. 在图中, 横坐标表示离合器的转速, 纵坐标表示离合器棘爪的质心位置. a~e表示正向偏差方案下的棘爪脱啮状态, f~j表示负向偏差方案下棘爪的脱啮状态. 可以得到正向偏差下随偏移量的增大, 旋转半径增大, 离合器的脱啮转速增大. 棘爪与定位销钉装配偏差对脱啮转速的影响如图15所示.

图 13 (网络版彩图)棘爪与定位销钉正负向偏差示意图. (a) 正偏差; (b) 负偏差

图 14 (网络版彩图)棘爪与定位销钉正负偏差的动力学仿真. (a) 正偏差; (b) 负偏差

图 15 (网络版彩图)棘爪定位销钉装配偏差对脱啮转速影响

4.3 棘爪与定位销钉轴线不平行仿真分析

按照装配工艺要求, 棘轮与壳体应对心安装, 考虑棘轮与壳体在装配过程中的人为误差及零组件的尺寸误差, 会导致装配过程中发生棘轮和壳体的轴线不重合问题, 本文选取棘轮与壳体的轴线误差范围 $0\sim 0.5\text{ mm}$, 以 0.1 mm 间距为尺寸间隔, 平面涡卷弹簧施加的预紧扭矩 $T_0=25\text{ N}\cdot\text{mm}$, 进行各参数下的仿真分析. 通过改变动力学仿真模型中的棘轮的旋转中心位置加以实现, 在选定的各参数下进行动力学仿真, 棘轮与壳体的轴线不重合误差的动力学仿真如图16所示.

在图16中, 随着棘轮与壳体的轴线不重合误差的产生, 3个棘爪的脱啮状态发生变化, 没有轴线的重合误差时, 离合器的3个棘爪几乎同时脱啮; 但轴线不重合误差产生后, 3个棘爪的脱啮产生不同步现象, 即3个棘爪在不同的转速下发生脱啮, 且随着轴线不重合误差的增大, 棘爪的脱啮转速的差值会越大. 离合器的棘爪与定位销钉存在轴线不重合装配误差, 会使棘

轮与棘爪的脱啮转速发生变化. 原因是棘爪安装轴线误差带来的棘爪旋转半径变化产生的, 由于装配误差的方向性不同, 因此带来的脱啮转速的变化也具有双向性.

5 结论与讨论

为解决和预防某型航空发动机棘轮棘爪离合器的故障, 基于动力学理论分析的基础上建立了与实际工作状态相吻合的离合器结构模型, 选取了离合器结构的合理参数. 同时, 应用ADAMS虚拟样机软件, 对棘轮棘爪离合器的结构、工作原理及离合器各工况下的动力学特性进行了详细的阐述. 根据离合器的相关图纸工艺规定建立了精确的棘轮棘爪离合器结构模型, 同时建立了符合离合器实际工作状态的动力学仿真模型. 应用动力学仿真模型分析了离合器脱啮转速与平面涡卷弹簧的变化关系, 并将仿真结果与离合器试验器测得的数据进行对比, 验证了动力学仿真模型的准确性和研究方法的可行性. 提出了研究此型棘轮棘爪离合器的新方法.

针对棘轮棘爪离合器的非正常转速脱开故障, 利用建立的动力学仿真模型, 通过动力学仿真分析方法, 分析了棘爪模型的加工修理尺寸误差对离合器脱啮转速的影响规律, 得到了棘轮棘爪离合器在平面涡卷弹簧各加工尺寸范围的平面涡卷弹簧的可调空间, 为棘爪的加工及修理中参数的控制提供了理论依据. 同时, 对离合器装配误差情况进行分析, 尤其是仿真棘轮和壳体存在轴线不重合装配误差情况下, 导致离合器脱

图 16 (网络版彩图)棘轮与壳体的轴线不重合误差的动力学仿真. (a) $\Delta=0$ mm; (b) $\Delta=0.1$ mm; (c) $\Delta=0.2$ mm; (d) $\Delta=0.3$ mm; (e) $\Delta=0.4$ mm; (f) $\Delta=0.5$ mm

啮状态的变化,且随着轴线不重合装配误差的增大,棘爪脱啮不同步等问题会更加严重,部分棘爪提前脱开会给未发生脱啮过程的棘爪带来更大的接触载荷,若不同步时间过长,会导致棘爪的应力过大,给棘爪及平面涡卷弹簧带来损伤。

此外,通过本文的分析研究,得到了相关参数下的加工,修理和使用的控制方法,着眼于加工误差及非正常工况下离合器故障的处理,对此类离合器的故障排除方法起到了一定的指导作用,并对相关问题的研究加以探索和借鉴。

参考文献

- 1 赵明, 邓明, 刘长福. 航空发动机结构分析. 西安: 西北工业大学出版社, 2016
- 2 王鹏, 李平康, 李文广, 等. 一种新型滚柱式控制分离型超越离合器的设计. 中国科学: 技术科学, 2013, 43: 777-784
- 3 Kurita M. Dual-mode two-way clutch. US Patent, 6206164, 2001-03-27
- 4 Ronk A, Williams R C. Transfer case shift system for controllable bi-directional overrunning clutch. US Patent, 6652407B2, 2003-11-25
- 5 Muramatsu K, Yamada T. Two-way clutch. US Patent, 7032732B1, 2006-04-25
- 6 Lynwander P, Meyer A G, Chachakis S. Sprag Overrunning Aircraft Clutch. USAAMRDL Technical Report 72-79, 1972
- 7 Wirth C J. Positive engagement clutch. USAAMRDL Technical Report 73-96, 1973
- 8 Kish J G. Advanced overrunning clutch technology, Sikorsky aircraft. USAAMRDL Technical Report 77-16, 1977
- 9 Kish J G. Aircraft clutch assemblies, ramp roller. USAAMRDL Technical Report 73-96, 1972
- 10 Kish J G, Menkes P, Cormier K R. Helicopter transmission modularization and maintainability analysis. USAAMRDL Technical Report 73-82, 1974. 25-40
- 11 Kish J G. Advanced overrunning clutch technology. SAE Technical Paper, 1978
- 12 林军, 黄茂林. 基于自调的差动双制动块式超越离合器工作机理与数学模型. 中国机械工程, 2002, 13: 361-363
- 13 黄靖远, 李平林, 庄企华, 等. 挠性环面接触式超越离合器的原理及应用. 机械工程学报, 1995, 31: 73-77
- 14 黄家裕, 钮心宪. 超越离合器的力学分析. 上海船舶运输科学研究所学报, 2000, 23: 75-83
- 15 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. 中国机械工程, 2011, 22: 647-651
- 16 朱自冰. 高速超越斜撑离合器设计技术研究. 硕士学位论文. 南京: 南京航空航天大学, 2004
- 17 顾俊, 严宏志, 朱自冰, 等. 斜撑式超越离合器楔块的曲线拟合及寿命预测. 现代制造工程, 2009, 2009: 79-82
- 18 郜怀朋, 曲秀全. 基于ANSYS双向超越离合器的接触强度分析. 航空精密制造技术, 2015, 51: 51-53
- 19 袁琪. 基于SolidWorks超越离合器的三维建模及运动仿真. 湖北职业技术学院学报, 2011, 14: 89-92
- 20 周晓, 马秋成, 张跃春, 等. 大功率自动同步离合器棘轮棘爪碰撞过程仿真分析. 机械科学与技术, 2015, 34: 836-839
- 21 董喆渊, 刘永文. 自动同步离合器棘爪弹簧刚度特性仿真分析. 现代制造工程, 2009, 2009: 55-58
- 22 王振兵, 彭飞, 李关章. 基于Pro/E的棘轮机构的运动仿真及动态分析. 起重运输机械, 2011, 2011: 48-50
- 23 宋成军, 魏君波, 龚立新, 等. 自动同步离合器棘轮棘爪碰撞问题的讨论. 热能动力工程, 2003, 18: 301-303
- 24 卫冬生, 艾钢, 郑长江, 等. 基于虚拟样机技术的新型大功率离合器建模与仿真. 柴油机, 2008, 30: 18-21
- 25 王言正, 徐筱欣. 基于ADAMS的新型大功率离合器同步机构的仿真研究. 造船技术, 2006, 3: 44-46
- 26 陈聪慧. 航空发动机机械系统常见故障. 北京: 航空工业出版社, 2013
- 27 李艳, 苏宁. 棘爪离合器的原理及故障分析. 硅谷, 2012, 23: 9-10
- 28 Zhou G Q, Yuan R W, Jiang X M. Study on design of ratchet-pawl clutch in winder. *Appl Mech Mater*, 2012, 215-216: 263-269
- 29 于殿勇, 钱玉进. 基于ADAMS动力学仿真参数设置的研究. 计算机仿真, 2006, 23: 103-107

Dynamic simulation analysis of a ratchet pawl clutch for a certain type of aviation

HOU ShengLiang, HOU Lei & LIANG TingWei

School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China

The ratchet pawl clutch is an important component of aero-engine dual speed transmission device, the safe and stable operation of ratchet pawl mechanism relate directly to the clutch can implement the conversion process of engagement and work reliably, so that to guarantee air safety. The dynamic characteristic parameters of the ratchet pawl structure are obtained via the calculation in different operating conditions, then the corresponding parameters are leaded in the ADAMS multi-body dynamics simulation software to simulate in this paper. The validity and reliability are verified via comparing the simulation results with the experimental data. On the basis of this model, meshing speed variance curve under each pretension torque of clutch flat vortex coil spring, and the ideal working conditions are obtained. The special working conditions of manufacture and assembling error of ratchet pawl clutch can be implemented via changing model parameters, and the effects of manufacture parameters of clutch to meshing speed are deeply discussed. The influence factors and reasons are analyzed from the aspect of mechanics theory. Meanwhile, the varying behaviors of meshing speed and condition are studied based on assembling error condition of clutch. The effective control range of clutch assembly error is obtained. Through the study of this paper, it is expected to provide the theoretical basis and technical support for the structural design and maintenance of this clutch.

aero-engine, two speed drive, ratchet pawl clutch, multi-body dynamics simulation, error, influence factors

doi: [10.1360/N092018-00015](https://doi.org/10.1360/N092018-00015)