

开式转子发动机齿轮传动系统设计技术研究

Research on Design Technology of the Planetary Gear System for Open Rotor Engine

侯明曦 信琦 王飞鸣 / 中航工业沈阳发动机设计研究所航空发动机动力传输航空科技重点实验室

摘要: 等速对转行星齿轮传动系统是对转风扇开式转子发动机的关键技术。与齿轮驱动单级风扇(GTF)发动机的行星齿轮传动系统相比较,该系统的结构更为复杂,工作条件更恶劣。本文以对转风扇开式转子发动机齿轮传动系统概念设计为基础,开展了行星齿轮传动系统初步设计、齿轮疲劳强度分析、行星轴承寿命分析和传动系统润滑设计技术研究,为开式转子发动机的发展提供参考。

Abstract: As the key technology of the open rotor engine with counter-rotating fans, the planetary gear system with the same counter-rotating speeds owns more complicated configuration and bears poorer working environment compared with the single fan of geared turbofan engine. Based on the concept design of gear driven system for the open rotor engine with counter-rotating fans, the preliminary design of planetary gear system, gear tooth strength analysis, planetary bearing life analysis and lubrication design technology research were accomplished in this paper, which contribute to the development and experience accumulation of the open rotor engine.

关键词: 开式转子发动机; 行星齿轮; 对转风扇; 齿轮驱动风扇发动机; 疲劳强度

Keywords: open rotor engine; planetary gear; counter-rotating fans; geared turbofan engine; fatigue strength

0 引言

随着航空发动机技术的发展,大涵道比涡扇发动机将追求更清洁、更安静、更快速、更经济的目标。为了满足大幅降低燃油消耗,减少污染排放的目标,除了在大涵道比涡扇发动机的基础上采用先进技术之外,还可以采用齿轮驱动风扇(GTF)发动机和开式转子(Open Rotor)发动机等新形式发动机,以大幅度降低油耗。其中,开式转子发动机以较高的推进效率、较低的油耗和污染排放成为航空发动机的研究热点,具有很强的竞争优势。

目前,具有代表性的开式转子发动机是罗罗公司的RB3011,即齿轮驱动对转风扇结构,其核心技术是采用行星齿轮传动系统作为低压转子及风扇之间的减速装置。与GTF的单级风扇相比,开

式转子发动机需要通过一个行星齿轮传动系统实现两个等速对转输出,其采用的行星齿轮传动系统的结构更为复杂,工作条件更恶劣。因此,行星齿轮传动的设计要求更高。本文以对转风扇开式转子发动机概念设计为基础,对行星齿轮传动系统进行初步设计及设计技术研究。

1 行星齿轮传动技术

行星齿轮传动技术具有体积小、重量轻、传动比范围大、效率高等特点。图1为太阳轮为主动轮的行星齿轮传动中各齿轮之间的相对运动关系。可以看出,行星架和外环齿轮为对转运动。在对转风扇开式转子发动机的应用中,太阳轮由低压转子驱动,外环齿轮和行星架分别驱动前后两排风扇,从而实现对

转。前后两排风扇的转速则需要通过控制风扇叶片角度来实现相同转速,从而获得相同的减速比。

2 开式转子发动机行星齿轮传动系统设计技术

行星齿轮传动系统设计首先根据技术指标确定轮系结构形式,然后进行重要部件的选型和确定基本参数指标,最后确定行星齿轮传动系统的结构方案。本文设计的开式转子发动机行星齿轮传动系统达到的技术指标要求见表1。

2.1 行星齿轮设计

1) 结构参数设计

目前,应用在行星齿轮传动系统中有多种齿轮型式有直齿圆柱齿轮、重合度直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮及人字齿齿轮。齿轮形式的选择和设计需

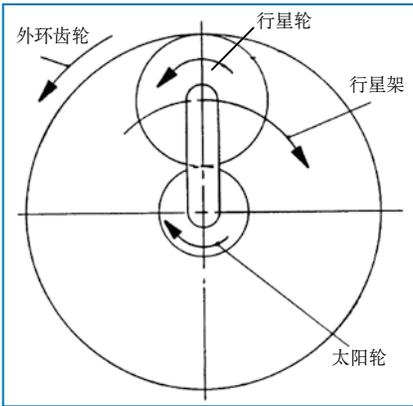


图1 行星齿轮工作原理

表1 开式转子发动机行星齿轮传动系统技术指标

应用	推进式
类型	对转风扇
功率(kW)	15400
减速比	8.33:1
效率	≥98.5%
寿命(hrs)	20000

要从几个方面考虑,包括承载能力、振动及噪声、研制风险、功率损失、加工制造、重量和体积等。根据开式转子发动机行星齿轮传动系统的技术指标要求,行星齿轮类型采用人字齿齿轮,其承载能力大,传动平稳,冲击、振动、噪声较小,而且通过产生相反的轴向力可以消除轴向推力,最大程度地降低行星轴承上的载荷。

根据技术指标要求,结构尺寸及重量指标,通过行星齿轮传动比计算公式^1得到齿轮转速,见表2。

$$N_c = \frac{N_s}{1-R_{sr}} + \frac{N_r}{1-R_{rs}} \quad (1)$$

式中: N_c 为行星架转速, N_s 为太阳轮转速, N_r 为外环齿轮转速, R_{sr} 、 R_{rs} 分别为 D_r/D_s 、 D_s/D_r , D_r 为外环齿轮分度圆直径, D_s 为太阳轮分度圆直径。

表2 齿轮转速

太阳轮	行星结构		外环齿轮
	齿轮	行星架	
转速(r/min)	10000	6687	1211
			-1211

对于开式转子发动机行星齿轮传动系统,两个输出的扭矩比是由齿数确定,可由下式计算,

$$T_c + T_r = T \quad (2)$$

式中: T_c 为行星架输出扭矩, T_r 为外环齿轮输出扭矩, T 为总扭矩。

根据行星齿轮受力分析,见图2,输出扭矩分配如下,

$$T_c = \frac{2D_c}{2D_c + D_r} T = 0.56T \quad (3)$$

$$T_r = \frac{D_r}{2D_c + D_r} T = 0.44T \quad (4)$$

由外环齿轮驱动的前排风扇与行星架驱动的后排风扇分别为输出扭矩的44%和56%。根据前后排风扇不同的输出扭矩将两排风扇叶片数设计成没有公因数,从而降低由对转风扇引起的噪声^[2]。

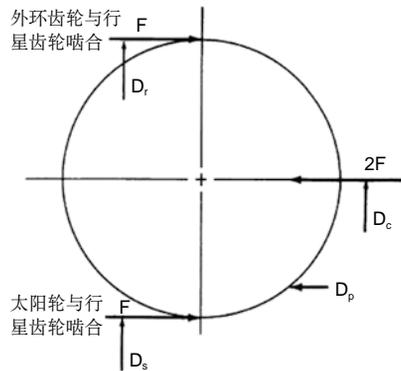


图2 行星齿轮受力示意

2) 齿轮疲劳强度分析

a. 齿轮受力分析

人字齿齿轮是由两个斜齿轮组成,受力计算公式为^[3],

$$F_t = \frac{2000T}{D} = \frac{19098 \times 1000P}{DN} \quad (5)$$

式中: T 为扭矩, D 为齿轮分度圆直径, P 为功率, N 为转速。

b. 计算方法

按照ISO 6336齿轮设计标准中的齿轮齿面接触应力和齿根弯曲应

力校核方法进行行星齿轮疲劳强度分析。

齿面接触应力计算公式为^[4],

$$\sigma_H = Z_H Z_B Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_p b} \cdot \frac{(u+1)}{u} \cdot K_A K_V K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad (6)$$

式中: F_t 为切向力, d_p 为小齿轮分度圆直径, b 为齿宽, u 为齿轮齿数比, Z 和 K 为修正系数。

齿根弯曲应力计算公式为^[5],

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} \cdot Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (7)$$

式中: F_t 为切向力, b 为齿宽, m_n 为法向模数, Y 和 K 为修正系数。

c. 疲劳强度分析

航空发动机用齿轮传动系统,需要满足不同飞行状态下的载荷,包括滑行、起飞、爬升、巡航、下降、着陆几个阶段,不同的飞行状态下造成传动齿轮上载荷变化很大。为简化计算分析过程,本文只对典型飞行状态下的齿轮进行疲劳强度分析。在齿轮系统设计与分析软件MASTA^[6]中建模,见图3。



图3 行星齿轮传动示意

基于ISO 6336进行齿轮接触疲劳强度和弯曲疲劳强度计算,计算结果采用安全系数作为标准,计算结果见表3,可以看出,经过初步设计的齿轮强度可以满足设计要求。

3) 齿轮润滑设计

由于该行星齿轮传动系统的传递

表3 齿轮疲劳强度计算结果

	安全系数	太阳轮	行星轮	外环齿轮
起飞	接触疲劳强度(≥ 1.25)	1.28	1.36	2.7
	弯曲疲劳强度(≥ 1.5)	2.13	1.53	2.05
巡航	接触疲劳强度(≥ 1.25)	1.26	1.26	2.44
	弯曲疲劳强度(≥ 1.5)	2.05	1.52	1.92

功率最高可达到15400kW,按机械效率为98.5%,齿轮的发热量已达到230kW,该热量已经接近于军用涡扇发动机整机发热量的两倍。而该行星齿轮传动系统的另一个主要特点是载荷大,尤其是外环齿轮属于典型的低速重载接触。因此,对于滑油的选择主要从两个方面考虑:一是滑油的热承载能力强,即在较大的发热量下滑油的温度不至于急剧升高;二是滑油在较高温度下的黏度依然能够满足齿轮表面接触润滑的需求,不会产生表面油膜的破坏,但同时要考虑到航空发动机滑油的低温性能,不能一味追求高黏度。

对于航空发动机的滑油系统,为确定滑油是否能够满足要求,需要计算在极限状态下齿轮表面的最小油膜厚度 h_{\min} 和膜厚比 Λ ,当 $\Lambda \geq 3$ 时可以保证齿轮的表面处于弹流润滑状态,齿轮表面粗糙峰不发生接触,计算公式为^[7],

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma} \quad (8)$$

最小油膜厚度 h_{\min} 可由D.Dowson的等温弹流接触膜厚公式计算^[7],

$$h_{\min} = 2.65\alpha^{0.54}(\eta_0 u)^{0.7} E^{-0.03} R^{0.43} \left(\frac{F_N}{L}\right)^{-0.13} \quad (9)$$

式中: σ 为综合粗糙度, α 为黏压系数, η_0 为常温黏度, u 为齿数比, E' 为当量弹性模量,为单位齿宽上的载荷。

分别计算太阳轮与行星轮的啮合以及行星轮与外环齿轮的啮合。为保证膜厚比大于等于3,选用的润滑油型号

为Mobile Jet Oil II(符合MIL-L-23699F标准),该型滑油在100℃下的运动黏度为5.1厘斯^[7]。

由于该行星传动中的齿轮具有载荷大、发热量高的特点,因此,对于

行星轮采用了向齿轮啮入侧和啮出侧双向喷射润滑的方式,且啮出侧喷射的流量要高于啮入侧,以着重满足冷却的需求,因为向啮出侧喷射润滑可以快速冲离齿轮啮合后产生的高温^[8]。

2.2 行星轴承设计

1) 结构参数设计

目前,应用在行星齿轮传动系统中的行星轴承有多种形式,包括圆柱滚子轴承、球面滚子轴承和滑动轴承。轴承形式的选择和设计需要从几个方面考虑,包括承载能力、工作转速、润滑方式、寿命等。

圆柱滚子轴承和球面滚子轴承属于滚动轴承,使用维护方便,工作可靠,起动性能好。其中,由于球面滚子轴承的滚道是球面形的,因此可以自行克服由制造、安装误差及工作中引起的载荷不均,从而在行星轴承的应用中保证行星齿轮啮合时载荷的均布。与滑动轴承比较,滚动轴承的径向尺寸较大,为提高轴承的功率密度,满足航空发动机结构紧凑、低重量的要求,采用齿轮同轴承一体化设计式行星轴承,即通过将轴承的外圈与齿轮做成一体,齿轮轮缘厚度定义为齿轮模数的一个比例,可以增大轴承的节圆直径和滚子直径,从而提高轴承的承载能力和疲劳寿命。

滑动轴承形式简单,结构紧凑,承载能力高,工作平稳可靠,在良好的润滑条件下其摩擦损失小,寿命更长,同时润滑油膜具有一定的吸振能力。但是滑动轴承对润滑系统有较高的要求,一

旦润滑油不足,轴承将严重磨损并导致失效,同时在发动机起动初始过程,提供轴承所需的润滑形成油膜也是一个关键技术。

根据技术指标要求,在结构尺寸允许的情况下,本文选用齿轮同轴承外圈一体式圆柱滚子轴承作为行星轴承。

2) 行星轴承寿命分析

a. 行星轴承受力分析

根据行星齿轮的受力分析,同时由于人字齿轮轴向力的相互抵消,行星轴承的载荷为2Ft。与齿轮设计相同,行星轴承的设计也需要满足不同飞行状态下的载荷。通过计算公式^[9](10)计算平均有效载荷,得到轴承在不同工作状态下的平均有效载荷。

$$F_m = \left(\frac{\sum F_k^{10/3} N_k}{\sum N_k} \right)^{3/10} \quad (10)$$

式中: F_k 为当量力; N_k 为应力周期。

b. 轴承寿命

滚动轴承失效形式很多,包括疲劳破坏、表面损坏、腐蚀及其他损坏等。其产生原因也有很多,包括润滑不充分、密封失效、外来物压痕、污染、轴承间隙不对等。但到目前为止,在轴承设计中,疲劳寿命计算仍是用于轴承寿命预测的唯一实用方法。对于航空发动机滚动轴承的疲劳寿命,仍以Lundberg-Palmgren(L-P)疲劳理论为基础发展的一些工程近似方法进行计算。本文采用多个寿命修正系数来得到修正的额定寿命^[9],

$$L_{10} = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon} \quad (11)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60N} L_{10} \quad (12)$$

式中, L_{10} 为可靠度为90%的额定寿命($\times 10^6 r$); L_h 为换算为小时的额定寿命; α_1 为可靠性修正系数; α_2 为材料系数; α_3 为工作条件系数; C 为轴承的额定

动负荷; P 为轴承的当量动负荷; N 为轴承内圈的转速; ε 为轴承寿命指数(球轴承为3, 滚子轴承为10/3)。

其中工作条件系数由润滑条件决定, 本文采用膜厚比 Λ 表示润滑条件, 通过计算得到滚子与内圈及外圈形成的最小油膜厚度均大于3, 从而获得膜厚比 $\Lambda \geq 3$, 工作条件系数取2.5^[6]。

额定动负荷 C 可由下式计算^[9],

$$C = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha_0)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \quad (13)$$

式中,

$b_m = 1.1$; f_c 为根据 $(D_{we} \cos \alpha_0) / D_{pw}$ 线性插值法求得; i 为滚子列数; L_{we} 为滚子有效长度; α_0 为接触角; Z 为滚子数; D_{we} 为滚子直径; D_{pw} 为节圆直径。

圆柱滚子轴承修正的额定寿命为64705hrs, 满足发动机寿命20000hrs的设计要求。

c) 功率损耗

轴承的功率损耗计算可以为轴承的润滑设计提供依据。每个圆柱滚子轴承由载荷和润滑油黏性引起的摩擦扭矩分别为^[10],

$$M_1 = f_1 F_1 D_{pw} \quad (14)$$

$$M_v = 10^{-7} f_0 (v_0 n_p)^{2/3} D_{pw}^3 \quad (15)$$

总摩擦扭矩为^[10],

$$M = M_1 + M_v \quad (16)$$

功率损耗为^[10],

$$H = 0.001 M \omega \quad (17)$$

式中,

f 为系数;

v_0 为滑油运动黏度;

n_p 为行星轮转速;

ω 为行星轮角速度。

行星齿轮传动系统中行星轴承的总摩擦扭矩为32.87N·m, 总功率损耗为25.32kW。

3) 行星轴承润滑设计

根据行星轴承的功率损耗计算, 可

以获得每个行星轴承所需的润滑油流量, 按行星齿轮的结构布置, 行星轴承可以采用环下润滑的方式, 滑油喷向行星齿轮销轴轴心, 滑油在离心力的作用下同时向两个行星轴承供油。

3 结束语

本文设计的齿轮传动系统最大传递功率达15MW, 传动比8.33:1, 寿命20000h, 通过等速对转输出行星齿轮传动系统的初步设计及设计技术研究, 得出以下结论。

1) 小模数、多齿数、大螺旋角结构的人字齿齿轮基本可以满足开式转子发动机齿轮传动系统高载荷、高可靠性、结构紧凑、长寿命的技术指标要求。

2) 齿轮同轴承一体化设计式行星轴承可以满足开式转子发动机的结构设计要求和使用寿命, 同时降低对润滑系统的设计要求。

3) 为满足行星齿轮传动系统超高热量的设计要求, 通过计算极限状态下的油膜厚度, 确定润滑油型号, 计算供油量, 实现齿轮轴承的最佳供油设计。

AST

参考文献

[1] Darle W. Dudley. Handbook of practical gear design[M]. United States: CRC Press LLC, 1994:50-152.

[2] D.C.Howe, A.H.McKibbin. Design of a Gear Drive System for Counter-Rotating Fan Rotors[R]. AIAA-89-2820.

[3] British Standards Institution. ISO 6336-1: Calculation of load capacity of spur and helical gears-Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors[S]. Britain: British Standards Institution, 2006:12-75.

[4] British Standards Institution. ISO 6336-2: Calculation of load capacity of spur and helical gears-Part 2: Calculation of surface durability (pitting)[S]. Britain: British Standards Institution, 2006:3-29.

[5] British Standards Institution. ISO 6336-3: Calculation of load capacity of spur and helical gears-Part 3: Calculation of tooth bending strength[S]. Britain: British Standards Institution, 2006:1-32.

[6] SMT公司. Masta培训手册[M]. 北京: SMT公司, 2007: 15-50.

[7] 蔡叔华, 唐树为, 宋镇廉. 齿轮传动润滑及其用油[M]. 北京: 中国石化出版社, 1998: 1-12.

[8] Mingxi Hou. Counter-rotating gearbox preliminary design and analysis for an open rotor engine[D]. UK: Cranfield University, 2010.

[9] International Organization for Standardization. ISO 281: Rolling bearings-Dynamic load ratings and rating life[S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2007: 1-23.

[10] Tedric A. Harris, Michael N. Kotzalas. Rolling Bearing Analysis-Essential concepts of bearing technology [M]. Fifth edition. United States: Taylor & Francis Group, 2007.

作者简介

侯明曦, 高级工程师, 从事航空发动机传动系统设计工作。

更正:

本刊2013年第2期《一种非理想Boost变换器控制方法的研究与实现》一文的作者单位更正为中航工业西安航空计算技术研究所。