

直升机主减速器传动效率试验方法

王 迪, 夏海纯, 倪 德, 王永红, 裴宜钦
(中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 基于传动效率直接、间接测试法测试原理,开展了某型直升机主减速器传动效率试验研究,对比分析了不同工况下传动效率变化规律。试验结果表明:主减速器传动效率与输入扭矩、滑油温度成正相关,与输入转速成负相关,在小扭矩状态下变化明显,且其随转速的变化率明显小于随扭矩的变化率;同时各工况下传动效率的间接测试结果均大于直接测试结果,随着输入扭矩的增加,间接测试与直接测试传动效率相对差值逐渐减小,而两者之差随转速变化不明显。误差分析结果表明:各工况下,采用间接测试法的测试极限误差均小于直接测试法,直接、间接测试法最大测试误差分别为 1.28%、0.72%。

关 键 词: 主减速器; 传动效率试验; 直接测试法; 间接测试法; 误差分析

中图分类号: V233.1 **文献标志码:** A

Experiment methods of transmission efficiency for helicopter main gearbox

WANG Di, XIA Haichun, NI De, WANG Yonghong, PEI Yiqin
(Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Based on the principle of direct and indirect testing methods of transmission efficiency, the transmission efficiency experiment of the helicopter main gearbox was carried out for the first time in China. The results showed that transmission efficiency was positively related to input torque and oil temperature, and negatively related to the input speed. The transmission efficiency changed obviously under low torque. The rate of change of transmission efficiency with rotating speed was obviously smaller than that with torque. The indirect testing method results of transmission efficiency were greater than direct testing method. With the increase of input torque, the relative difference between indirect and direct testing methods of transmission efficiency decreased gradually, while it was not obvious with the rotating speed. The results of error analysis showed that the limit error of indirect testing method was less than that of direct testing method, and the maximum error of direct and indirect testing method was 1.28% and 0.72%, respectively.

Key words: main gearbox; transmission efficiency experiment; direct testing method; indirect testing method; error analysis

传动系统作为直升机的三大关键动部件之一,其主要作用是将发动机的输出功率按照一定的比例传递给主旋翼、尾桨及各附件,是涡轴发动机动力输出必不可少的动力传输部件^[1-2]。同时

收稿日期:2020-06-06
作者简介:王迪(1991—),男,工程师,硕士,主要从事直升机传动系统试验研究。

引用格式:王迪,夏海纯,倪德,等.直升机主减速器传动效率试验方法[J].航空动力学报,2020,35(12):2673-2680. WANG Di, XIA Haichun, NI De, et al. Experiment methods of transmission efficiency for helicopter main gearbox[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2673-2680.

主减速器又是传动系统中最关键、结构最复杂的部件,一般由多级齿轮传动组成,复杂的传动结构会导致功率损失,降低传动效率。而传动效率高低会直接影响直升机的航程、寿命及可靠性等关键指标。传动效率主要取决于润滑油、速度、齿轮几何形状、表面粗糙度、轴承选型、安装精度以及机匣设计等。目前世界上先进直升机减速器传动效率超过了 98%^[3]。因此,在先进直升机研制历程中,开展直升机主减速器传动效率试验研究至关重要,也是评判直升机性能优劣的重要指标之一。

国外从 20 世纪 80 年代开始对直升机减速器传动效率进行基础理论分析和相关试验研究,并取得一定成果。Anderson 等针对航空减速器传动效率进行了系统的理论计算,总结了影响减速器传动效率的几大因素^[4-5]。Handschuh 等针对直升机主减速器行星齿轮,利用输入、输出功率直接测试法开展了功率损耗与滑油流量、滑油温度、输入扭矩、输入转速的变化关系^[6]。Krantz 在行星齿轮试验研究的基础上,针对某型直升机主减速器行星齿轮进行了齿轮、轴承、滑油等能量损耗理论计算研究,并与试验结果进行了对比分析^[7]。Handschuh 等利用机械功率封闭试验设备开展了倾转旋翼高速直升机齿轮轮系多工况下的效率损耗试验分析,通过直接法测得传动效率随转速、扭矩及驱动电动机功率变化规律^[8]。

目前,国内学者对减速器传动效率也开展了相关研究,但主要集中于人字齿轮、弧齿锥齿轮、行星齿轮、直齿轮等齿轮副的理论仿真计算与分析^[9-14]。传动效率试验也仅限于齿轮副传动效率的简单测量及减速器的试验方法探讨,如袁杰红、林泽锦建立了弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型,针对某直升机尾减速器开展了摩擦功率损失计算分析^[15]。陈辛波、卢志坚分析了基于弹流润滑的直齿轮啮合特性及规律,并利用试验数据验证所建动态效率模型的准确性^[16]。胡铭鑫针对高重合度行星齿轮传动系统开展了不同工况下传动效率试验研究^[17]。梁文宏、刘凯等针对斜齿轮搅油功率损失进行试验研究^[18]。李永寿、李明亮等从测定减速器损失功率出发,探索了一种间接测试直升机主、中、尾减速器传动效率的方法^[19]。因此,国内目前未真正开展相关直升机主减速器传动效率试验研究,而仿真分析过程中无法准确获得传动效率计算所需的摩擦因数、润滑条件等关键参数,计算结果的准确性和误差范围因此也无法给定,直升机主减速器的传动效率值仅可作

为参考数据。

综上所述,目前国内直升机减速器传动效率试验的开展和实施鲜有经验可循,因此,开展主减速器传动效率试验方法研究对直升机研制意义重大且十分紧迫。本文以某型直升机主减速器为研究对象,分别利用直接测试法和间接测试法开展了传动效率试验方法研究,对比分析了减速器的传动效率变化规律,为同类传动效率试验的开展提供依据和参考,同时也为直升机减速器技术指标的进一步提高提供数据支撑。

1 主减速器试车台工作原理

某型直升机主减速器传动效率试验研究在中国航空发动机集团有限公司湖南动力机械研究所机械功率封闭型主减车台进行,传动主体由 3 个封闭回路组成,包括左、右发动机封闭回路和尾传封闭回路。试验台可模拟主减速器在规定的扭矩、转速、旋翼载荷、附件载荷、滑油温度下的工作状态。试验器的主要工作原理如下所述:

试验器利用主驱动电动机驱动运转,并通过变频器调节输入转速;分别通过差动行星减速器和加载电动机对左、右发动机和尾传回路独立施加各自要求的扭矩载荷;通过旋翼液压加载单元的液压缸复合施加旋翼轴向力、剪力和弯矩;采用设备液压泵作为主减速器附件的模拟负载,分别调节各泵的工作压力,实现对主减附件液压泵和附件发电机传动链施加载荷。

2 传动效率测试原理及方法

直升机主减速器传动效率高低由其内部功率损耗大小决定,内部功率损耗越小,输出功率越大,传动系统效率越高。内部功率损耗主要由齿轮啮合、轴承摩擦生热等造成,这些热能一部分被滑油吸收而损失,一部分通过机匣壳体表面辐射、传导、对流而损失。目前,减速器传动效率的测试方法主要包括直接测试法和间接测试法。

2.1 直接测试法测试原理及方法

直接功率测试法具体模型如图 1 所示,通过测试主减速器的输入、输出转速和扭矩后计算得到输入功率 P_{in} 、输出功率 P_{out} 。

输入、输出功率的计算公式如下:

$$P = \frac{T \times n}{9549} \quad (1)$$

式中 P 为减速器输入、输出功率,单位为 kW; T 为减速器输入、输出扭矩,单位为 $N \cdot m$; n 为减

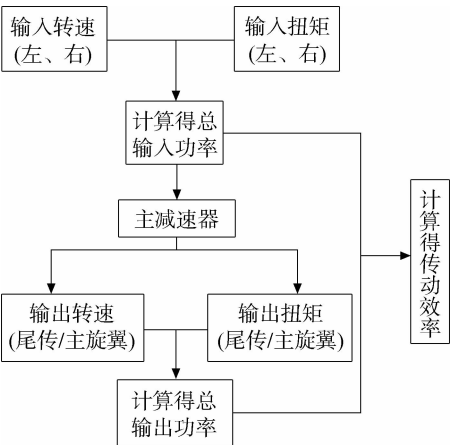


图 1 直接测试法模型

Fig. 1 Model of direct testing method

速器输入、输出转速,单位为 r/min。

计算主减速器的输出功率相对于输入功率的百分比便可得出减速器传动效率 η

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \tag{2}$$

某型直升机双发输入主减速器传动效率测试时,当主减速器旋翼载荷及附件载荷为零,附件传动链处于空载运转状态时,直接测试传动效率 η 可表达为

$$\eta = \frac{n_1 T_1 + n_2 T_2}{n_3 T_3 + n_4 T_4} \times 100\% \tag{3}$$

式中 n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 分别为尾传输出转速、主旋翼输出转速、主减速器左输入转速、主减速器右输入转速; T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 分别为尾传输出扭矩、主旋翼输出扭矩、主减速器左输入扭矩、主减速器右输入扭矩。

2.2 间接测试法测试原理及方法

间接测试时,保证主减速器在滑油热平衡状态下运转,损耗功率为主减机匣通过辐射、传导、对流散失的热量和滑油带走的热量之和。依据文献[20]可知,在保温绝热效果良好条件下,99%以上的功率损失转化为滑油温升,只有不到 1% 的功率损失热是通过对流、传导和辐射传递。因此,间接测试时,认为减速器功率损耗全部转化为滑油温升,具体模型如图 2 所示。

通过测试主减速器的输入转速和扭矩可得输入功率 P_{in} ,测试主减速器供油流量、供回油温差来计算功率损失 P_{loss}

$$P_{loss} = \frac{c_p Q \rho \Delta t}{6 \times 10^7} \tag{4}$$

式中 Q 为滑油流量,单位为 L/min; ρ 为滑油密度,单位为 kg/m^3 ; c_p 为滑油比定压热容,单位为

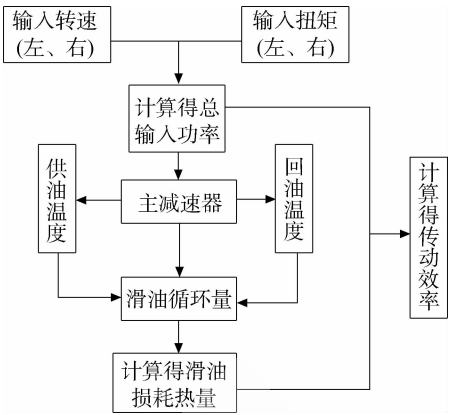


图 2 间接测试法模型

Fig. 2 Model of indirect testing method

$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt 为滑油供、回油温差,单位为 $^\circ\text{C}$ 。

因此,间接功率法测得减速器传动效率 η 的计算公式为

$$\eta = \left[1 - \frac{10^{-7} c_p Q \rho \Delta t}{6 \times (n_3 T_3 + n_4 T_4)} \right] \times 100\% \tag{5}$$

上述某型主减速器所用润滑油密度和比热容已经相关机构计量检定,具体数值见表 1。

表 1 不同温度下主减速器滑油密度和比热容
Table 1 Oil's density and specific heat in different temperatures

温度/ $^\circ\text{C}$	密度/ (kg/m^3)	比热容/ $(\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$
70	951.51	1974.7
76	947.04	1975.7

由于主减速器机匣曲面复杂,多处还有急剧凸起的加强筋,因此本试验选取憎水膨胀珍珠岩作为绝热保温材料,这种材料流动性好,颗粒尺寸小,易于在复杂曲面紧密贴敷、堆积,保温包裹时易于填充致密等。其外观形貌如图 3 所示,具体材料特性见表 2。



图 3 憎水膨胀珍珠岩

Fig. 3 Hydrophobic expanded perlite

表 2 憎水膨胀珍珠岩材料特性

Table 2 Materials properties of hydrophobic expanded perlite

特性参数	数值
粒度/mm	0.15~1.5
密度/(kg/m ³)	60~200
导热系数/(W/(m·℃))	0.036~0.054
吸水率/%	10
使用温度/℃	≤1000

试验前,检查确认所有传感器信号正常、滑油油路正确、主减速器油位合格后,根据机匣轮廓尺寸现场制作木围板,填充隔热材料,同时进行防护处理,保证试验过程中隔热材料正常贴敷在机匣表面,绝热处理后的主减速器外观如图 4 所示。



图 4 绝热处理后的某型主减速器俯视图

Fig. 4 Top view of a certain main gerbox with insulation installed

3 试验结果及分析

参考某型主减速器实际工作状态,表 3 为传动效率试验的具体步骤,共 21 组状态。

表 3 效率测试各测试状态点

Table 3 Testing points used for efficiency measurements

试验步骤	$N/\%$	$M/\%$
1~7	50	40, 50, ..., 100
8~14	75	40, 50, ..., 100
15~21	100	40, 50, ..., 100

其中 N 、 M 分别代表额定转速、额定扭矩的百分比(每个扭矩步骤间隔 10%),依次在 70、76℃滑油温度下的开展试验。为保证试验数据真实有效,各状态下待主减速器滑油温度 10 min 内变化不超过 1℃时进行数据采集,采用控制变量法,对比分析两种试验方法下滑油温度、输入转速及扭矩对传动效率的影响规律。

3.1 直接测试试验结果

图 5~图 6 给出了在滑油温度 $t=70, 76\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,采用直接测试法分别测得传动效率随输入扭矩及输入转速的变化规律。

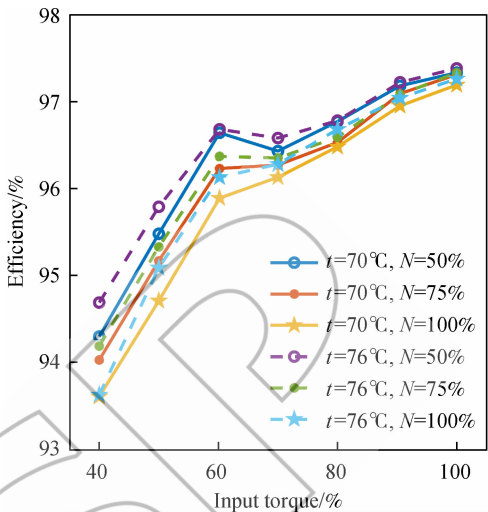


图 5 直接测试主减速器传动效率随输入扭矩的变化规律

Fig. 5 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with input torque based on direct testing method

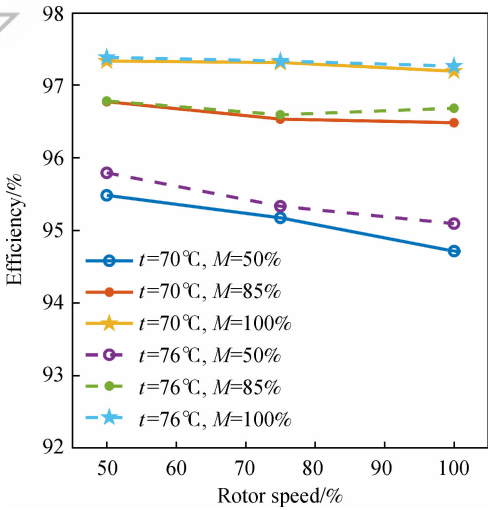


图 6 直接测试主减速器传动效率随输入转速的变化规律

Fig. 6 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with rotor speed based on direct testing method

结合图 5~图 6 可以得出:额定功率状态下,滑油温度在 70℃下对应的主减速器传动效率为 97.19%,76℃下对应的传动效率为 97.26%。在输入扭矩、滑油温度一定时,主减速器传动效率与

输入转速成负相关,这是由于轴承磨损、齿轮啮合以及搅油等功率损失与转速成正相关;相同试验状态下,滑油温度在 76 ℃ 下主减速器的传动效率高 于 70 ℃ 下的传动效率,这是由于功率损耗与滑油黏度及密度密切相关,温度越高,滑油黏度和密度越低,轴承和齿轮啮合功率损耗越小;在输入转速、滑油温度一定时,传动效率与输入扭矩成正相关,且传动效率在小扭矩状态下增幅明显,超过 60 % 额定扭矩后,传动效率增幅缓慢;同时,传动效率随转速的变化趋势明显小于其随扭矩的变化趋势。

3.2 间接测试试验结果

图 7~图 8 给出了滑油温度为 70、76 ℃ 下,采

用间接测试法分别测得传动效率随输入扭矩及输入转速的变化规律。

结合图 7~图 8 可以得出:额定功率下,滑油温度为 70 ℃ 对应的传动效率为 98.21 %,滑油温度为 76 ℃ 对应传动效率为 98.11 %。传动效率变化规律与直接测试法基本一致,其中,传动效率随滑油温度变化不明显,结合式(5)分析,可能是由于间接测试时,76、70 ℃ 两种滑油工况温差偏小,造成两者温升变化规律不明显造成的。

3.3 结果对比分析

为更好地对比分析两种试验方法所得传动效率,图 9~图 14 给出了相同工况下两种测试所得传动效率的大小及其相对差值随输入扭矩及转速

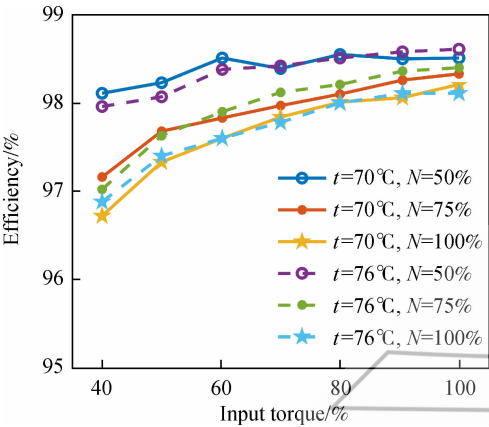


图 7 间接测试主减速器传动效率随输入扭矩变化规律
Fig. 7 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with of input torque based on indirect testing method

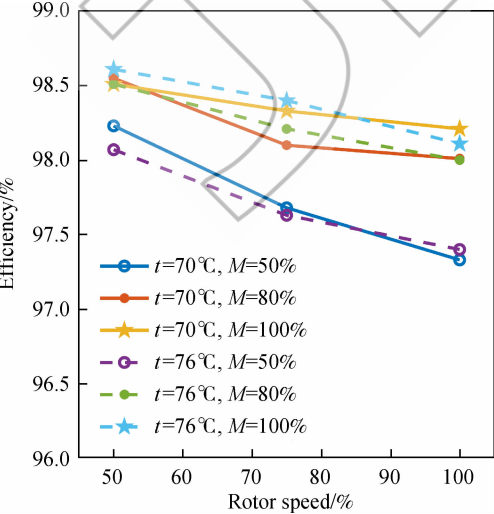


图 8 间接测试主减速器传动效率随输入转速的变化规律
Fig. 8 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with rotor speed based on indirect testing method

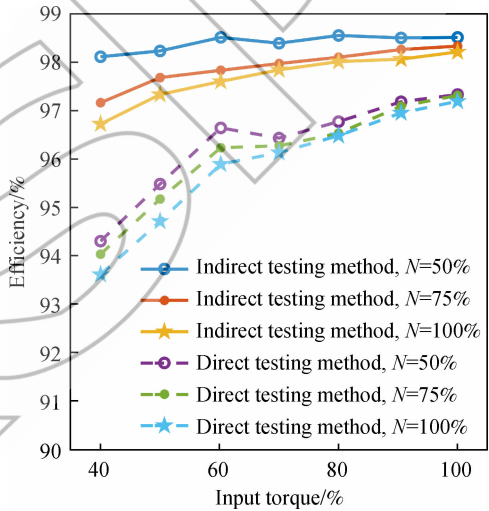


图 9 70 ℃ 下主减速器传动效率随输入扭矩的变化规律
Fig. 9 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with input torque at 70 °C

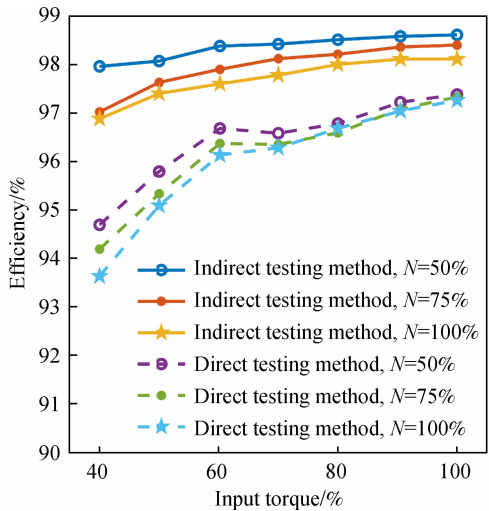


图 10 76 ℃ 下主减速器传动效率随输入扭矩的变化规律
Fig. 10 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with input torque at 76 °C

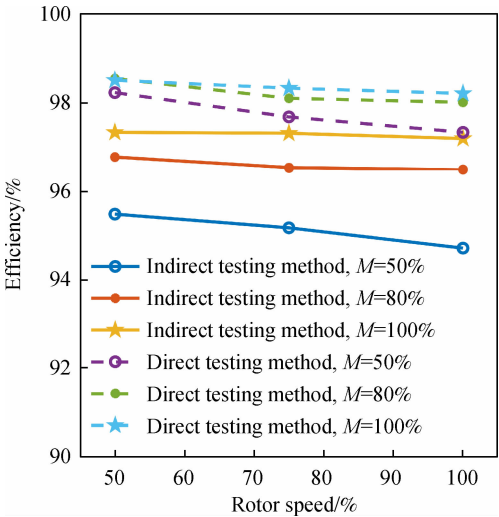


图 11 70 °C 下主减速器传动效率随输入转速的变化规律
Fig. 11 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with rotor speed at 70 °C

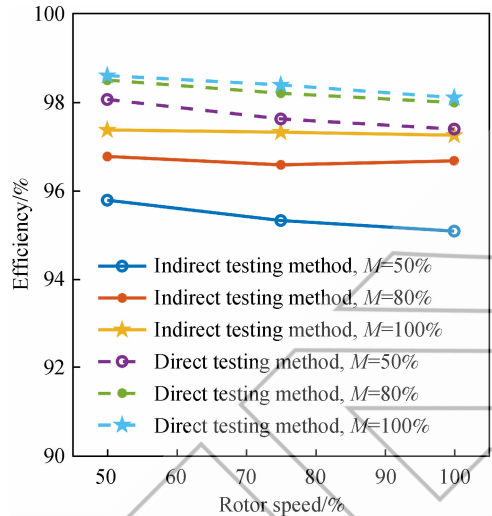


图 12 76 °C 下主减速器传动效率随输入转速的变化规律
Fig. 12 Variation law of transmission efficiency of main gearbox with rotor speed at 76 °C

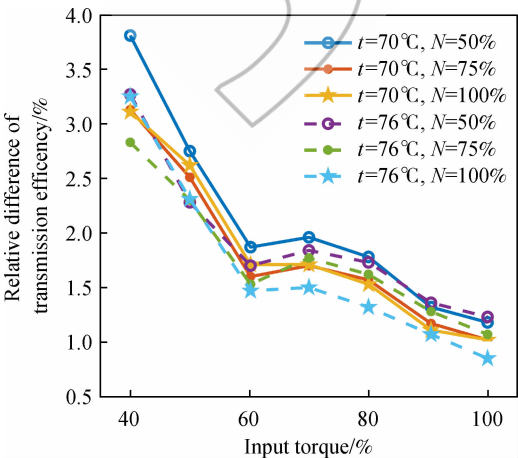


图 13 传动效率相对差值随输入扭矩的变化规律
Fig. 13 Variation law of relative difference of transmission efficiency with input torque

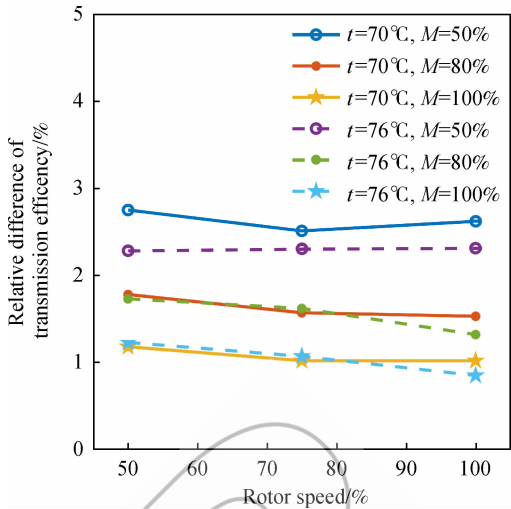


图 14 传动效率相对差值随输入转速的变化规律
Fig. 14 Variation law of relative difference of transmission efficiency with rotor speed

的变化规律。

结合图 9~图 14 可以看出:相同工况下间接测试结果均大于直接测试结果,随着输入扭矩的增加,间接测试与直接测试传动效率之差逐渐减小,且在低于 60% 扭矩状态下直接测试法传动效率随扭矩增大较快,变化明显,而两者之差随转速变化不明显。

4 测试误差分析

传动效率测试精度是由各个环节系列误差因素共同作用的结果,无论在设计阶段,还是测试阶段,都必须采取相应的方法对其精度进行分析与计算^[21]。在传动效率测试中,随机误差与系统误差都同时存在且相互影响,具有不确定性。本文确认测试系统无粗大误差和系统误差的前提下,按照极限误差进行合成,假设传动效率测试的函数关系为

$$y = F(x_i) \tag{6}$$

当误差分量均接近正态分布,且在相同置信概率下, y 的极限误差为

$$\Delta y_{\lim} = \sqrt{\sum_{i=1}^n C_i^2 \Delta^2 x_{i,\lim}} \tag{7}$$

式中 $\Delta y_{\lim}$ 为传动效率测试求得的 y 的极限误差, $\Delta x_{i,\lim}$ 为各直接测试分量 x_i 的极限误差, C_i 为函数 F 对 x_i 的偏导数,称误差传递系数。

因此,对于直接功率测试法,其极限测试误差为

$$\Delta y_{\lim} = \sqrt{\sum_{i=1}^8 C_i^2 \Delta^2 x_{i,\lim}} \tag{8}$$

式中 $C_1 \sim C_8$ 分别为各转速、扭矩测试分量的误差传递系数。

对于间接功率测试法,其极限测试误差为

$$\Delta y_{\lim} = \sqrt{\sum_{i=1}^6 C_i^2 \Delta^2 x_{i,\lim}} \tag{9}$$

表 4 直接测试法传感器型号及精度

Table 4 Sensor type and accuracy of direct testing method

测试分量	型号	量程	测试精度/%
主减速器左、右转速/(r/min)	Manner822	0~25 000	±0.01(FS)
主减速器左、右扭矩/(N·m)	Manner822	0~822	±0.1(FS)
尾传转速/(r/min)	Manner1515	0~5 600	±0.01(FS)
尾传扭矩/(N·m)	Manner1515	0~1 500	±0.26(FS)
主旋翼转速/(r/min)	HBM20K	0~500	±0.01(FS)
主旋翼扭矩/(N·m)	HBM20K	0~171 900	±0.43(FS)

注:表中 FS 表示满量程。

表 5 间接测试法传感器型号及精度

Table 5 Sensor type and accuracy of indirect testing method

测试分量	型号	量程	测试精度
主减速器左、右转速/(r/min)	Manner822	0~25 000	±0.01%(FS)
主减速器左、右扭矩/(N·m)	Manner822	0~822	±0.1%(FS)
流量/(L/min)	KROHNE	0~150	±0.1%(FS)
温度/℃	WZP-270	0~300	±0.4℃

注:表中 FS 表示满量程。

因此,结合式(8)~式(9)可以计算得出各极限误差如表 6 所示:直接测试误差在各个工况下均大于间接测试误差,且直接测试最大极限误差为 1.28%,间接测试最大极限误差为 0.72%。

表 6 测试误差结果

Table 6 Results of test error

N/%	M/%	直接测试误差/%	间接测试误差/%
50	50	1.28	0.72
50	100	0.66	0.36
75	50	1.27	0.42
75	100	0.65	0.25
100	50	1.27	0.46
100	100	0.64	0.23

5 结 论

本文研究了某型直升机主减速器传动效率直接、间接测试原理及方法,同时基于两种方法开展了主减速器传动效率测试试验,并进行了测试误

式中 $C_1 \sim C_6$ 分别为滑油流量、温度、输入转速、输入扭矩各测试分量的误差传递系数。

表 4、表 5 分别给出直接测试法和间接测试法试验过程中所需传感器型号及精度。

差分析,可以得出以下结论:

- 1) 利用两种方法所得某型主减速器传动效率变化规律基本一致,相同工况下,传动效率与输入转速成负相关,与输入扭矩成正相关,且其随转速的变化趋势明显小于随扭矩的变化趋势。
- 2) 相同工况下,滑油温度在 76℃下的传动效率高于 70℃下的传动效率,采用间接测试法所得传动效率随滑油温度变化不明显,分析可能是由于间接测试时,两种滑油工况温差偏小,导致两者温升变化不明显造成的。
- 3) 相同工况下,间接测试结果均大于直接测试结果,分析可能是由两方面原因造成:一是直接测试极限误差大于间接测试极限误差,二是利用间接测试法试验过程中未考虑的对流、传导和辐射传递造成的功率损失大于预估值。
- 4) 随着输入扭矩的增加,间接测试与直接测试传动效率之差逐渐减小,且在低于 60%扭矩状态下直接测试法传动效率随扭矩增大较快,变化明显,而两者之差随转速变化不明显。
- 5) 采用间接测试法的测试极限误差均小于

直接测试法,直接、间接测试法最大测试误差分别为 1.28%、0.72%。

参考文献:

[1] 姚灿,郭芳琼,黄艳松.直升机传动系统关键技术研究[J].航空科学技术,2011(2):38-40.
YAO Can, GUO Fangqiong, HUANG Yansong. Key technology of helicopter transmission system[J]. Aeronautical Science and Technology, 2011(2): 38-40. (in Chinese)

[2] 潘光奇,朱勇.直升机传动系统现状和发展综述[J].舰船电子工程,2009,29(11):33-39.
PAN Guangqi, ZHU Yong. Present situation and development summarization of the helicopter transmission system [J]. Ship Electronic Engineering, 2009, 29(11): 33-39. (in Chinese)

[3] 邱江.直升机主减速器主要性能参数评定方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2013.
QIU Jiang. Study on evaluation methods of chief performance parameters for helicopter main reducer[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)

[4] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Spur-gear-system efficiency at part and full load[R]. NASA-TP-1622, 1980.

[5] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Efficiency of nonstandard and high contact ratio involute spur gears [R]. NASA-TM-83725, 1984.

[6] HANDSCHUH R F, ROHN D A. Efficiency testing of a helicopter transmission planetary reduction stage [R]. NASA-TP-2795, 1988.

[7] KRANTZ T L. Experimental and analytical evaluation of efficiency of helicopter planetary stage[R]. NASA Technical Paper 3063, 1990.

[8] HANDSCHUH R F, KILMAIN C J. Efficiency of high-speed helical gear trains[R]. NASA/TM-2003-212222, 2003.

[9] 何毅斌,张娟,陈定方.齿轮减速器传动效率的测量与研究[J].机械,2009,36(8):63-65.
HE Yibin, ZHANG Juan, CHEN Dingfang. The measurement and research on transmission efficiency of gear reducer[J]. Machinery, 2009, 36(8): 63-65. (in Chinese)

[10] 王成,高常青,贾海涛.基于人字齿轮啮合特性的滑动摩擦功率损失[J].中南大学学报(自然科学版),2012,43(6):2173-2178.
WANG Cheng, GAO Changqing, JIA Haitao. Power losses of sliding friction based on meshing characteristics of double helical gears[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2012, 43(6): 2173-2178. (in Chinese)

[11] 刘伟平.人字齿星型齿轮传动系统动态效率研究[D].南京:南京航空航天大学,2017.
LIU Weiping. Research on dynamic efficiency of double helical star gear trains[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)

[12] 王成,崔焕勇,张清萍,等.齿轮啮合效率的理论研究进展[J].济南大学学报(自然科学版),2015,29(3):229-235.

WANG Cheng, CUI Huanyong, ZHANG Qingping, et al. Theoretical research progress of gear meshing efficiency [J]. Journal of University of Jinan (Science and Technology), 2015, 29(3): 229-235. (in Chinese)

[13] 王三民,沈允文,孙智民.基于动态损失功率的行星齿轮传动效率计算[J].机械传动,2001,25(2):4-5,8.
WANG Sanmin, SHEN Yunwen, SUN Zhimin. Calculating efficiency of planetary transmission based on dynamic power losses[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2001, 25(2): 229-235. (in Chinese)

[14] 谷建功,方宗德,苏进展,等.混合弹流润滑条件下弧齿锥齿轮传动啮合效率计算方法[J].农业机械学报,2010,41(5):194-198.
GU Jiangong, FANG Zongde, SU Jinzhan, et al. Calculating of meshing efficiency for spiral bevel gears under the condition of mixed elastohydrodynamic lubrication [J]. Transactions of Chinese Society for Agriculture, 2010, 41(5): 194-198. (in Chinese)

[15] 袁杰红,林泽锦.弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算[J].国防科技大学学报,2012,34(5):115-120.
YUAN Jiehong, LIN Zejin. The calculation of friction power loss for spiral bevel gears[J]. Journal of national university of defense technology, 2012, 34(5): 115-120. (in Chinese)

[16] 陈辛波,卢志坚.基于弹流润滑的直齿轮动态效率模型及验证[J].同济大学学报(自然科学版),2013,41(5):773-778.
CHEN Xinbo, LU Zhijian. Modeling of dynamic efficiency of spur gear pairs based on elastohydrodynamic lubrication and its validation[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(5): 773-778. (in Chinese)

[17] 胡铭鑫.高重合度行星齿轮传动效率及修形研究[D].南京:南京航空航天大学,2015.
HU Mingxin. Research on transmission efficiency and modification of high contact ratio planetary gear[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)

[18] 梁文宏,刘凯,崔亚辉.基于有限元分析的斜齿轮搅油功力损失测算实验验证[J].中国机械工程,2014,25(18):2510-2515.
LIANG Wenhong, LIU Kai, CUI Yahui. Calculation and experimental verification of helical gear churning power loss based on finite element analysis[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 25(18): 2510-2515. (in Chinese)

[19] 李永寿,李明亮,程卫真.直升机减速器传动效率间接测定法研究[J].航空科学技术,2015(2):33-37.
LI Yongshou, LI Mingliang, CHENG Weizhen. Research on indirect measurement method of helicopter gearbox transmission efficiency[J]. Aeronautical Science and Technology, 2015(2): 33-37. (in Chinese)

[20] MITCHELL A M, OSWALD F B, COE H H. Testing of UH-60A helicopter transmission in NASA Lewis 2240-kW (3000-hp) facility[R]. NASA-TP-2626, 1986.

[21] 费业泰.误差理论与数据处理[M].6版.合肥:合肥工业大学出版社,2010.

(编辑:李岩梅、王碧珺)