

DOI: 10.3901/JME.2022.09.119

# 面向风电齿轮箱油温超限故障的热网络模型及其节点温度计算方法研究<sup>\*</sup>

向 东<sup>1</sup> 韦尧中<sup>2</sup> 沈银华<sup>3</sup> 孙欣宇<sup>1</sup>

- (1. 北京科技大学机械工程学院 北京 100083;  
2. 煤炭科学研究总院开采设计研究分院 北京 100013;  
3. 陆军勤务学院油料系 重庆 401331)

**摘要:** 风电齿轮箱油温超限是风力发电场中发生频率较高的故障。针对该问题,在分析风电齿轮箱结构、运行控制策略的基础上,研究了风电齿轮箱内部及其外循环冷却系统的热力学行为,构建了风电齿轮箱热网络模型。该模型中,各节点温度由所建立的瞬态温度和稳态温度热力学方程组计算确定。结合风电齿轮箱的热力学行为,研究了热力学方程组中热量计算模型和热交换中节点间的热阻计算方法,形成了风电齿轮箱热网络模型计算流程。应用热网络模型及其计算流程,仿真计算了某 1.5 MW 风电齿轮箱实际工况下的齿轮箱油温、高速级 HSS-A B C 轴承温度和齿轮箱入口油温。对比了仿真计算值和实测值,结果表明热网络模型应用于风电齿轮箱油温超限具有有效性。计算值和实测值的误差分析也为进一步精细建模提供了方向。

**关键词:** 风电齿轮箱; 油温超限; 热网络法; 故障诊断

**中图分类号:** TH17

## Research on Thermal Network Modeling and Temperature Calculation Method for Wind Turbine Gearbox Lubrication Oil Temperature Overrun Fault

XIANG Dong<sup>1</sup> WEI Yaozhong<sup>2</sup> SHEN Yinhua<sup>3</sup> SUN Xinyu<sup>1</sup>

- (1. The School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083;  
2. Coal Mining and Designing Branch, China Coal Research Institute, Beijing 100013;  
3. Petroleum, Oil and Lubricants Department, Army Logistics Academy, Chongqing 401331)

**Abstract:** The lubrication oil temperature overrun fault of wind turbine gearbox is one of the most frequent faults in some wind farms. Aimed at this overrun fault, the thermodynamic behaviours of the internal parts and external circulation cooling system of wind turbine gearbox are studied based on the analysis of the gearbox structure and its operation control strategy. Then, the thermal network model of wind turbine gearbox is proposed. In this model, the temperature of each node is calculated by the established thermodynamic equations of transient and steady-state temperature. Combined with the thermodynamic behaviour of wind turbine gearbox, the computation of heat source and thermal resistance between nodes in the heat exchange process are studied for the thermodynamic equations. After that, the calculation process of the wind turbine gearbox thermal network model is formed. Consequently, the thermal network model and its calculation process are applied to simulate the gearbox oil temperature, the high-speed HSS-A B C bearing temperature and the gearbox inlet oil temperature of a typical 1.5 MW wind turbine gearbox under working condition. The compared results between simulated values and measured values show that the established thermal network model is effective for wind turbine gearbox oil temperature overrun fault. Moreover, the error analysis of the simulated values and measured values also provides a direction for further fine modelling.

**Key words:** wind turbine gearbox; oil temperature overrun fault; thermal network; fault diagnosis

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51975323)。20211013 收到初稿, 20220308 收到修改稿

轮系	组成	Z	M/mm	$\alpha_w(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$	X	b/mm
一级轮系	太阳轮	23				0.46	380
	行星轮	34	14	20	0	0.48	380
	齿圈	91				-1.42	370
二级轮系	太阳轮	25				0.28	180
	行星轮	45	9	20	0	0.31	180
	齿圈	116				-0.36	170
三级轮系	小齿轮	28	6	20	12	0.08	190
	大齿轮	101				0.15	180

表 3 风电齿轮箱内部轴承名称与参数

轴承名称	轴承类型	内径 /mm	外径 /mm	宽度 /mm
PLC-A	单列满滚子圆柱滚子轴承	560	680	56
PLC-B	单列满滚子圆柱滚子轴承	560	680	56
PL-A,B	双列满滚子圆柱滚子轴承	220	340	160
IMS-PLC-A	单列满滚子圆柱滚子轴承	460	580	56
IMS-PLC-B	单列满滚子圆柱滚子轴承	380	480	46
IMS-PL-A,B	圆柱滚子轴承	160	290	80
IMS-A	圆柱滚子轴承	280	420	65
IMS-B,C	圆锥滚子轴承	190	290	64
HSS-A	圆柱滚子轴承	140	250	68
HSS-B	圆柱滚子轴承	140	250	68
HSS-C	四点接触球轴承	140	250	42

注：PLC-A,B 为行星架轴承；PL-A,B 为行星轮轴承；IMS-A,B,C 为中间轴承；HSS-A,B,C 为高速轴轴承。

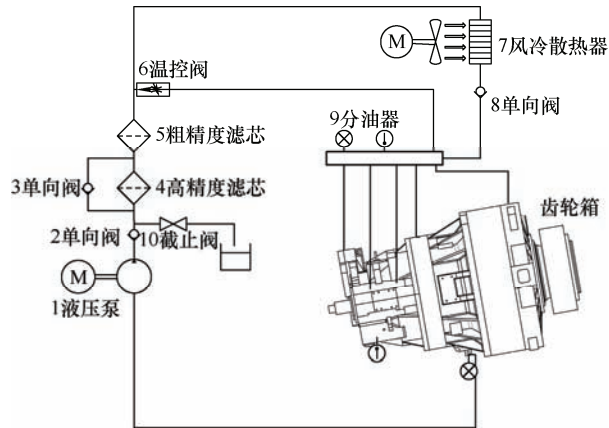


图 2 风电齿轮箱润滑油循环系统示意图

润滑油被泵 1 从齿轮箱底部抽出，经单向阀 2 进入多级过滤器。高黏度润滑油黏度未降低时，油液通过单向阀 3 流经粗精度滤芯 5，而油温升高黏度降低则先经过高精度滤芯；之后，由温控阀 6 和阀 8 调配适当流量的较高温度油液流经冷却器 7，其余直接通过温控阀 6 进入齿轮箱；然后，润滑油经过分配器 9 进入齿轮箱的各部分，完成相应热交换，进入下一工作循环。另外，齿轮箱内部有加热棒，用于低温时箱体内润滑油加热，防止油温过低带来的润滑不良。具体控制逻辑如表 4 所示。

表 4 润滑油循环系统关键部件控制逻辑

执行部件	工况条件	油温条件/℃	动作
浸入式加热器		$T \leq 3$	开启
		$T \geq 3$	关闭
齿轮箱油泵	输出轴转速 $\geq 200$ r/min	$T \geq 35$	高速(105 L/min)
	输出轴转速 $\geq 200$ r/min	$0 \leq T \leq 35$	低速(53 L/min)
	输出轴转速 $< 200$ r/min	$T > 0$	低速间隔运行
	输出轴转速 $< 200$ r/min	$T < 0$	关闭
风冷散热器		$T \geq 40$	高速
		$T \leq 40$	低速或关闭
		$T < 40$	开启
温控阀		$40 \leq T \leq 60$	部分开启
		$T > 60$	完全关闭

1.2 风电齿轮箱运行监测手段

风电机组的 SCADA 系统记录了风速、风向、气温、机舱温度等环境数据，发电量、发电功率、主轴转速、发电机转速、电机转矩等工作数据，以及齿轮箱油温，轴承温度，发电机绕组温度，齿轮箱出入口压力等设备状态数据。其中齿轮箱的运行参数由布置在其上的传感器获得，如图 3 所示，包括齿轮箱入口油温、齿轮箱油池温度、高速轴轴承温度以及空气温度、输出端转速和转矩等。表 5 为 SCADA 系统中油温的数据样，SCADA 系统可据此进行预警判断，但不能给出数据背后的故障原因。运行中，可根据表 6 的后勤维护系统故障数据统计故障频次，查找故障时间点和原因等，但也不能进行预警。不过，这两者为构建和验证油温超限模型提供了数据支撑，实现故障发生之前给出预警。

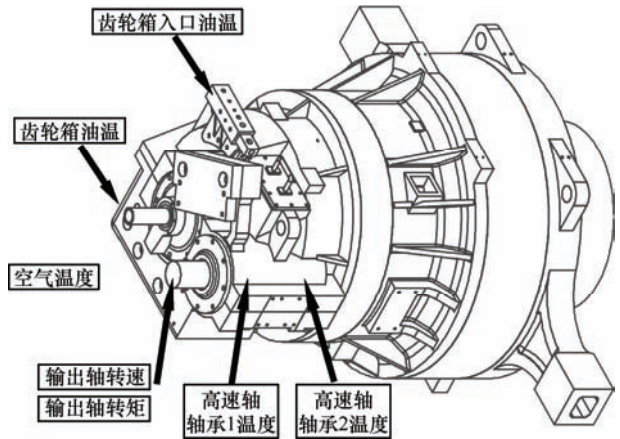


图 3 各数据测点所在位置

表 5 SCADA 数据样例

风机 IP	时间	齿轮箱入口油温 /℃	齿轮箱油温 /℃	机舱温度 /℃
101.52.29	2015/5/1 0:00	52.3	62.3	29.1
101.52.29	2015/5/1 0:00	52.3	62.2	29.1
101.52.29	2015/5/1 0:00	52.3	62.1	29.1
101.52.29	2015/5/1 0:00	52.3	62.1	29.1
101.52.29	2015/5/1 0:00	52.3	62.1	29.1

表 6 后勤维护系统故障数据样例

故障时间	故障机位	故障名称
2015-12-30 08:12:42	A18	变桨系统总故障
2015-12-26 20:05:26	A21	齿轮箱油温超限
2015-12-25 17:33:00	A09	机舱振动超限

2 热力学行为与热网络模型

2.1 风电齿轮箱的热力学行为分析

根据风电齿轮箱结构和工作原理，其热力学行为可从内外两部分来讨论。内部的热力学行为较为复杂，热源主要有：① 齿轮副啮合时的滑动和滚动

摩擦力做功生热; ② 轴承滚子与内圈、外圈、保持架之间的滑动和滚动摩擦力做功生热; ③ 齿轮及轴承运动的机械能部分转化为搅动润滑油和空气的机械能, 部分转化为热量; ④ 低温时齿轮箱内浸入式加热器产生的热量。内部热传递路径也相对复杂, 包括: ① 箱体与空气的自然对流换热; ② 箱体固体零件之间的热传导; ③ 箱体、齿轮、轴承、行星架和齿轮轴, 与齿轮箱内部油池的对流换热; ④ 强制润滑处黏附油与循环冷却油、齿轮箱内部油池的传质换热; ⑤ 强制润滑处黏附油与零件的对流换热; ⑥ 循环冷却油与齿轮箱内部油池的传质换热等。外循环系统是将齿轮箱内部高温油液运送到外部风冷, 再将冷却的油液送回齿轮箱中。油液在管道内流动, 与管壁、阀门、滤芯等换热, 经过温控阀调配后, 部分润滑油进入风冷散热器, 冷却后的润滑油与未经过散热器的润滑油在分油器处混合换热。

## 2.2 风电齿轮箱热网络模型

### (1) 热网络模型简介

热网络法将研究对象细分为由若干个单元节点, 并假设各节点是具有集总参数的单元, 即假设节点内部温度均匀, 节点之间的热量传递无论是热传导、热对流还是热辐射, 均用热阻连接, 如图 4 所示, 并进一步构成的热网络。节点热流量包括节点自生热、外加热载荷, 以及节点之间的传热热流。热网络模型引入热阻和热容的概念, 借助基尔霍夫定律的形式, 利用热量守恒定律建立式(1)所示的节点热平衡方程组<sup>[33]</sup>。即

$$q_n V_n + \sum_j \frac{f(T_j^i) - f(T_n^i)}{R_{j-n}} = C_n \frac{T_n^{i+1} - T_n^i}{\Delta t} \quad (1)$$

式中,  $q_n$  是节点  $n$  单位体积内热源的发热率;  $f(T)$  是温度  $T$  的函数, 对于导热热阻和对流换热热阻  $f(T)=T$ , 对于辐射换热热阻  $f(T)=f(T)^4$ ;  $R_{j-n}$  是节点  $j$  与节点  $n$  间的热阻;  $C$  是比热容,  $J/(kg \cdot K)$ , 且节点  $n$  的比热容  $C_n = \rho_n c_n V_n$ ,  $\rho_n$ ,  $c_n$ ,  $V_n$  分别为节点  $n$  的密度、比热容和体积;  $\Delta t$  是  $i$  时刻到  $i+1$  时刻的时间间隔。

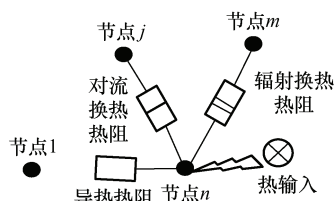


图 4 热网络图示例

根据节点热平衡方程组就可以求解各节点的温度、热流量及其变化值。其中, 热流量如式(2)所示。

$$\phi = \frac{\Delta T}{R} \quad (2)$$

### (2) 齿轮箱的等温节点定义

基于风电齿轮箱的结构、热力学行为和计算精度要求, 可将风电齿轮箱划分为表 7 所示的 55 个等温节点。

表 7 风电齿轮箱润滑油循环系统温度节点划分

节点编号	节点名称及位置	计算式中温度编号
1	齿轮箱外空气	$T_1$
2	齿轮箱内空气	$T_2$
3	齿轮箱内油池	$T_3$
4	中右箱体	$T_4$
5	右箱体	$T_5$
6	IMS-B, C 轴承座	$T_6$
7	IMS-A 轴承座	$T_7$
8	HSS-A 轴承	$T_8$
9	HSS-B, C 轴承	$T_9$
10	高速轴#1	$T_{10}$
11	高速轴#2 及平行轮系小齿轮	$T_{11}$
12	高速轴#3	$T_{12}$
13	高速级齿轮副啮合面	$T_{13}$
14	平行轮系大齿轮	$T_{14}$
15	IMS-A 轴承	$T_{15}$
16	IMS-B, C 轴承	$T_{16}$
17	中速轴	$T_{17}$
18	HSS-B, C 轴承座	$T_{18}$
19	HSS-A 轴承座	$T_{19}$
20	IMS-PLC-B 轴承	$T_{20}$
21	第二级行星架#2	$T_{21}$
22	第二级太阳轮	$T_{22}$
23	第二级行星轮太阳轮啮合面	$T_{23}$
24	第二级行星轮	$T_{24}$
25	第二级行星轮轴	$T_{25}$
26	IMS-PL-A, B 轴承	$T_{26}$
27	齿轮箱入口油温	$T_{27}$
28	第二级行星架#1	$T_{28}$
29	第二级行星轮和齿圈啮合面	$T_{29}$
30	第二级齿圈	$T_{30}$
31	IMS-PLC-A 轴承	$T_{31}$
32	第一级太阳轮轴	$T_{32}$
33	IMS-PLC-A 轴承座	$T_{33}$
34	中左箱体	$T_{34}$
35	第一级齿圈	$T_{35}$
36	第一级行星轮与齿圈啮合面	$T_{36}$
37	第一级行星轮	$T_{37}$
38	PL-A, B 轴承	$T_{38}$
39	第一级行星轮轴	$T_{39}$
40	第一级行星轮与太阳轮啮合面	$T_{40}$
41	第一级太阳轮	$T_{41}$
42	PLC-B 轴承	$T_{42}$
43	第一级行星架#2	$T_{43}$
44	第一级行星架#1	$T_{44}$
45	PLC-A 轴承	$T_{45}$
46	左箱体	$T_{46}$
47(8-1)	HSS-A 轴承黏附及轴承座结构积油	$T_{47}$
48(9-1)	HSS-B,C 轴承黏附及轴承座结构积油	$T_{48}$
49(15-1)	IMS-A,IMS-PLC-B 轴承黏附及轴承座结构积油	$T_{49}$
50(16-1)	IMS-B,C 轴承黏附及轴承座结构积油	$T_{50}$
51	齿轮箱出口管路中存油	$T_{51}$
52	风冷散热器管路存油	$T_{52}$
53	风冷散热器旁路管路存油	$T_{53}$
54	齿轮箱入口管路中存油	$T_{54}$
55	温控阀感温包石蜡	$T_{55}$

节点 1~46 是如图 5 所示的齿轮箱内部节点,



其中一级和二级行星轮系中三个对称布置的行星轮、行星轮轴承和行星轮轴在不考虑偏载的情况下热交换过程完全相同, 简化成一个节点计算。节点 13, 23, 29, 40, 36 为啮合面节点, 为齿轮箱啮合热量输入节点, 作用是将热量分配给啮合齿轮。节点 47(8-1), 48(9-1), 49(15-1), 50(16-1)用于描述不属于齿轮箱内油池的轴承黏附油, 在图 4 中未标出, 而节点 51~55 为齿轮箱外部循环系统的节点。

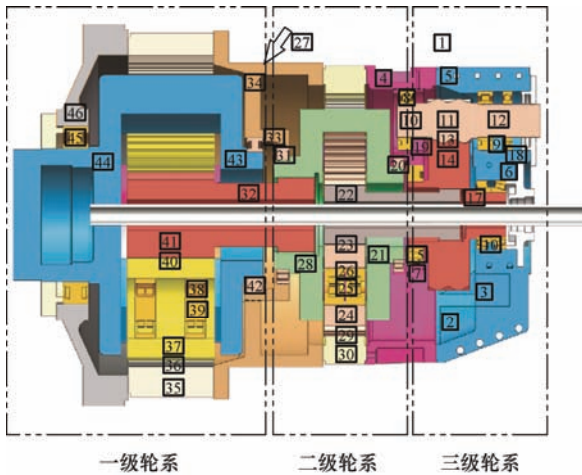


图 5 风电齿轮箱内部节点划分

### (3) 齿轮箱内部热网络模型

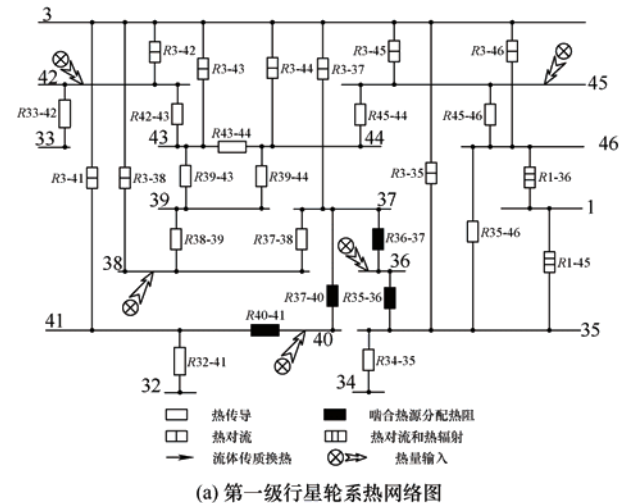
按照表 7 和图 5 的节点, 可以定义齿轮箱内部各相关节点的热交换关系。由于齿轮箱内部的热网络图庞大, 故将其分解为一、二级行星轮系和三级平行轮系三个热网络图, 如图 6a、b、c 所示, 据此可建立各节点的热力学方程组。现以齿轮箱内油池节点 3 为例, 阐述节点热力学方程的建立。

① 热源分析。节点 3 为齿轮箱内油池, 三级轮系部分浸没在油池内, 各级行星轮系转动过程中会搅动油池内润滑油, 对其做功, 产生热量。由于一、二级行星轮系对油池搅动小, 做功忽略, 故节点 3 只考虑三级轮系的产热即  $P_{3oil}$ 。

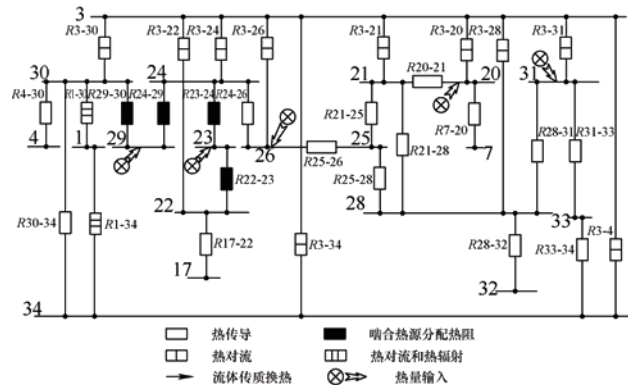
② 对流换热分析。齿轮箱内油池与油池接触的固体节点均会与其产生流固对流换热。与该换热过程相关的节点包括节点 4, 5, 11, 14, 17, 20, 21, 22, 24, 26, 28, 30, 31, 34, 35, 37, 38, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 具体节点含义可以参见表 7。每个节点与节点 3 交换的热量均可表示为  $\frac{T_i - T_3}{R_{3-i}}$ , 其中  $T_i$  为节点  $i$  温度,  $T_3$  为节点 3 温度,  $R_{3-i}$  为节点 3 与节点  $i$  的对流热阻。

③ 传质换热分析。油池内部会有回流润滑油及泵送系统泵出冷却的润滑油, 均会产生传质换热影响油池内润滑油内能。与之有关的节点包括节点

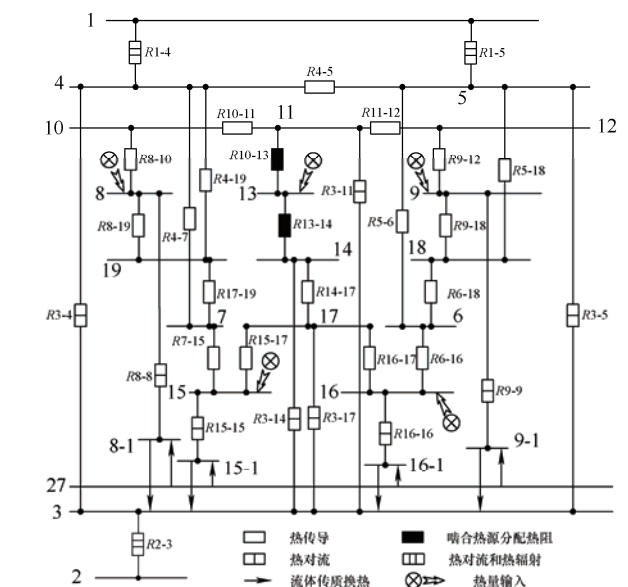
27, 47, 48, 49, 50, 其中节点 27 为直接流回油池的冷却油, 后四个点均为循环冷却油润滑点回油。由于泵出总量与回油总量相同, 故每个节点与节点 3 交换热量可表示为  $(T_i - T_3)q_i\rho_{oil}c_{oil}$ , 其中  $T_i$  为节点  $i$  温度,  $q_i$  为通过节点  $i$  流回油池的油量, 对节点 27, 该项应为总回油量减去其他节点回油量。



(a) 第一级行星轮系热网络图



(b) 第二级平行轮系热网络图



根据上述分析, 得到节点 3 的瞬态热力学方程式, 如式(3)所示。另外, 式(3)等号左边取 0 即为节点 3 的稳态热力学方程组。

$$\begin{aligned} \rho_{oil} V_3 c_{oil} \frac{dT_3}{dt} = & P_{3oil} + \frac{T_4 - T_3}{R_{3-4}} + \frac{T_5 - T_3}{R_{3-5}} + \frac{T_{11} - T_3}{R_{3-11}} + \\ & \frac{T_{14} - T_3}{R_{3-14}} + \frac{T_{17} - T_3}{R_{3-17}} + \frac{T_{20} - T_3}{R_{3-20}} + \frac{T_{30} - T_3}{R_{3-30}} + \frac{T_{22} - T_3}{R_{3-22}} + \\ & \frac{T_{24} - T_3}{R_{3-24}} + \frac{T_{26} - T_3}{R_{3-26}} + \frac{T_{34} - T_3}{R_{3-34}} + \frac{T_{21} - T_3}{R_{3-21}} + \frac{T_{28} - T_3}{R_{3-28}} + \\ & \frac{T_{31} - T_3}{R_{3-31}} + \frac{T_{41} - T_3}{R_{3-41}} + \frac{T_{38} - T_3}{R_{3-38}} + \frac{T_{42} - T_3}{R_{3-42}} + \frac{T_{43} - T_3}{R_{3-43}} + \\ & \frac{T_{37} - T_3}{R_{3-37}} + \frac{T_{44} - T_3}{R_{3-44}} + \frac{T_{35} - T_3}{R_{3-35}} + \frac{T_{46} - T_3}{R_{3-46}} + \frac{T_{45} - T_3}{R_{3-45}} + \\ & (T_{47} - T_3) q_8 \rho_{oil} c_{oil} + (T_{48} - T_3) q_9 \rho_{oil} c_{oil} + \\ & (T_{49} - T_3) q_{15} \rho_{oil} c_{oil} + (T_{50} - T_3) q_{16} \rho_{oil} c_{oil} + \\ & (T_{27} - T_3) (q_0 - q_8 - q_9 - q_{15} - q_{16}) \rho_{oil} c_{oil} \quad (3) \end{aligned}$$

上述公式中,  $T_i$  为节点  $i$  温度,  $^{\circ}\text{C}$ ; 节点  $i$  位置及名称见表 6;  $R_{3-i}$  为节点 3 和节点  $i$  之间热阻,  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ;  $P_i$  为节点  $i$  发热量,  $\text{W}$ ;  $q_i$  为节点  $i$  处润滑油流量,  $\text{L}/\text{S}$ ;  $\rho_{oil}$  为润滑油密度,  $\text{kg}/\text{L}$ ;  $c_{oil}$  为润滑油比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $c_3$  为节点 3 的比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $V_3$  为节点 3 的体积,  $\text{m}^3$ 。其他节点热力学方程可采用相同的方法建立。

#### (4) 齿轮箱润滑油外循环系统热网络模型。

根据外循环系统结构和工作原理, 做如下假设:

① 因齿轮箱外部循环油管路均有保温措施, 故忽略润滑油在管路中的热量散失; ② 润滑油在滤网及各阀门处的换热远小于风冷散热器, 可忽略; ③ 因循环系统润滑油流量大, 进入节点的油液迅速与节点内油液混合, 故认为节点为同一温度的假设所造成的计算误差可以忽略。基于上述假设, 将外循环系统划分为 51、52、52-1、53、54 和 55 等 6 个节点, 形成如图 7 所示的热网络模型, 并建立外循环系统稳态和瞬态热力学方程组, 如式(4)和(5)所示。

$$\begin{cases} 0 = q_0 \rho_{oil} c_{oil} (T_3 - T_{51}) + \frac{T_{55} - T_{51}}{R_{51-55}} \\ 0 = q_{52} \rho_{oil} c_{oil} (T_{51} - T_{52}) + \frac{T_1 - T_{52}}{R_{52-1}} \\ 0 = (q_0 - q_{52}) \rho_{oil} c_{oil} (T_{51} - T_{53}) \\ 0 = q_{52} \rho_{oil} c_{oil} (T_{52} - T_{54}) + q_{53} \rho_{oil} c_{oil} (T_{53} - T_{54}) \\ 0 = \frac{T_{51} - T_{55}}{R_{51-55}} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \rho_{oil} c_{oil} V_{51} \frac{dT_{51}}{dt} = q_0 \rho_{oil} c_{oil} (T_3 - T_{51}) + \frac{T_{55} - T_{51}}{R_{51-55}} \\ \rho_{oil} c_{oil} V_{52} \frac{dT_{52}}{dt} = q_{52} \rho_{oil} c_{oil} (T_{51} - T_{52}) + \frac{T_1 - T_{52}}{R_{52-1}} \\ \rho_{oil} c_{oil} V_{53} \frac{dT_{53}}{dt} = q_{53} \rho_{oil} c_{oil} (T_{51} - T_{53}) \\ \rho_{oil} c_{oil} V_{54} \frac{dT_{54}}{dt} = q_{52} \rho_{oil} c_{oil} (T_{52} - T_{54}) + \\ \quad q_{53} \rho_{oil} c_{oil} (T_{53} - T_{54}) \\ m_{wax} c_{wax} \frac{dT_{55}}{dt} = \frac{T_{51} - T_{55}}{R_{51-55}} \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $T_i$  为节点  $i$  温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_{1-52}$ ,  $R_{51-55}$  分别为节点 1 和 52 之间, 51 和 55 之间的热阻,  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ;  $q_0$  为齿轮箱润滑油循环流量,  $\text{L}/\text{min}$ , 与控制策略有关;  $q_{52}$  为流经风冷散热器的润滑油流量,  $\text{L}/\text{min}$ , 与温控阀控制策略有关;  $q_{53} = q_0 - q_{52}$  为流经水冷散热器旁路的润滑油流量,  $\text{L}/\text{min}$ ;  $V_i$  为节点  $i=51, \dots, 54$  所留存润滑油体积,  $\text{L}$ ;  $m_{wax}$  为感温包内石蜡质量,  $\text{kg}$ 。

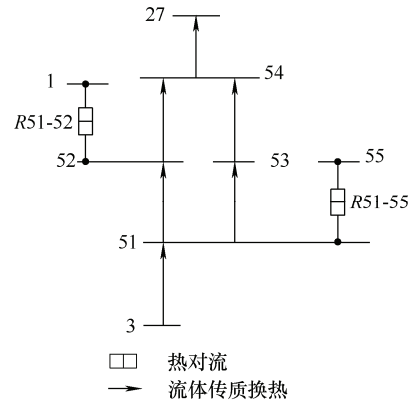


图 7 齿轮箱外循环系统热网络图

## 3 风电齿轮箱节点温度计算方法

### 3.1 齿轮箱节点温度计算模型

为了计算节点温度, 将热力学方程组表示为矩阵的形式。设齿轮箱的节点数为  $n$ , 各节点稳态温度和瞬态温度计算可分别用式(6)和式(7)表示

$$\mathbf{0} = \mathbf{HT} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{Q} \quad (6)$$

式中,  $\mathbf{0}$  为  $n \times 1$  维零矢量;  $\mathbf{HT}$  为温度转换矩阵, 维度为  $n \times n$ ;  $\mathbf{T}$  为温度矢量, 维度为  $n \times 1$ ;  $\mathbf{Q}$  为热量矢量, 维度为  $n \times 1$ 。温度矢量  $\mathbf{T}$  中元素  $i$  的温度  $T_i$  对应着表 7 中温度编号  $T_i$ 。

$$\mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{T}} = \mathbf{HT} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{Q} \quad (7)$$

式中,  $\mathbf{C}$  为热容矩阵, 为  $n \times n$  维对角矩阵;  $\dot{\mathbf{T}}$  为温度导数矢量, 维度为  $n \times 1$ , 矢量中每个元素为对应

节点温度随时间的导数。

为了迭代计算, 式(7)离散为式(8)的形式

$$\mathbf{T}_{k+1} = \mathbf{C}_k^{-1} [(\mathbf{HT}_k \cdot \Delta t + \mathbf{C}_k) \cdot \mathbf{T}_k + \mathbf{Q}_k \cdot \Delta t] \quad (8)$$

式中,  $\mathbf{T}_k, \mathbf{T}_{k+1}$  分别为第  $k$  和第  $k+1$  时间步各节点的温度矢量;  $\mathbf{HT}_k$  为第  $k$  时间步的温度转换矩阵;  $\mathbf{Q}_k$  为第  $k$  时间步的热量矢量;  $\Delta t$  为第  $k$  时间步和第  $k+1$  时间步迭代时间步长;  $\mathbf{C}_k$  为第  $k$  时间步节点热容矩阵。

从式(8)可知, 要计算齿轮箱各节点温度随时间的变化, 除了确定模型输入变量外, 式中热量和热阻的计算方法相当重要。

### 3.2 齿轮箱内部热源的热量计算方法

齿轮箱内部的热源主要包括齿轮啮合、轴承运转、齿轮搅油。而对润滑油起冷却作用的外循环系统自身并不产生热量。各热源的热量计算方法如下。

#### (1) 齿轮啮合热量计算。

齿轮啮合生热的计算方法有 HÖHN<sup>[34]</sup>、ANDERSON<sup>[35]</sup>计算方法和 ISO 推荐的计算方法。由于风电齿轮箱啮合覆盖低速重载、高速重载、低速轻载和高速轻载等多种工况, 而 HÖHN 和 ANDERSON 方法未给出适用范围。ISO 推荐计算方法的适用范围与风电齿轮箱啮合工况吻合, 故为本文所采用。根据 ISO/TR 14179-1:2001, 齿轮啮合平均功率损失, 即平均热量产生功率, 可由式(9)所示。

$$\left\{ \begin{array}{l} P_s = \frac{f T_{r1} n_1 \cos^2 \beta_w}{9549 M} \\ M = \frac{2 \cos \alpha_w (H_s + H_t)}{H_s^2 + H_t^2} \\ H_s = (i+1) \left[ \left( \frac{r_{a2}^2}{r_2^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \\ H_t = \frac{(i+1)}{i} \left[ \left( \frac{r_{a1}^2}{r_1^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \\ i = \frac{z_1}{z_2} \\ f = \frac{v_{oil}^{-0.223} K^{-0.4}}{3.239 V^{0.7}} \\ K = \frac{1000 T_{r1} (z_1 + z_2)}{2 b r_1^2 z_2} \end{array} \right. \quad (9)$$

式中,  $P_s$  为啮合功率损失, kW;  $T_{r1}$  为小齿轮转矩, N·m;  $n_1$  为小齿轮转速, r/min;  $\beta_w$  为齿轮螺旋角, deg;  $M$  为啮合平均修正系数;  $f$  为滑动摩擦系数;  $\alpha_w$  为齿轮端面压力角, ( $^\circ$ );  $H_s$  为两齿轮初始接触滑动系数;  $H_t$  为两齿轮脱离滑动系数;  $r_{a2}$  为大齿轮齿

顶圆半径, mm;  $r_2$  为大齿轮节圆半径, mm;  $r_{a1}$  为小齿轮齿顶圆半径, mm;  $r_1$  为小齿轮节圆半径, mm;  $i$  为传动比;  $z_1$  为小齿轮齿数;  $z_2$  为大齿轮齿数;  $v_{oil}$  为润滑油运动黏度, cSt;  $K$  和  $V$  分别为载荷密度和齿轮节圆切向速度, 根据 ISO 标准两者取值范围为:  $1.4 \text{ N/mm}^2 \leq K \leq 14 \text{ N/mm}^2$ ,  $2 \text{ m/s} \leq V \leq 25 \text{ m/s}$ ;  $b$  为齿宽, mm。

应该指出的是风电齿轮箱油温变化大, 而润滑油的运动黏度与油温相关, 故应该考虑二者之间的关系。二者关系如式(10)所示<sup>[36]</sup>

$$\lg [\lg (v_{oil} + 0.7)] = A + B \lg T \quad (10)$$

式中,  $v_{oil}$  为润滑油运动黏度,  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;  $T$  为润滑油华氏温度, K;  $A, B$  为常数, 据风电齿轮箱用 Mobile SHC XMP 320 润滑油的物性参数计算可得  $A$  为 6.975,  $B$  为 -2.6338。

#### (2) 轴承运行产生的热量计算。

轴承运行产生的热量包括滚子与内外圈的相对滑动摩擦和相对滚动摩擦转换的热量, 浸在润滑油中轴承受润滑油阻力造成能量损失的部分热量, 以及轴承密封结构摩擦转化的热量。这些热量与轴承具体形式和尺寸, 载荷条件、润滑方式等密切相关。因所研究齿轮箱采用 SKF 公司轴承, 故依据 SKF 公司轴承计算说明, 其发热功率如式(11)所示<sup>[37]</sup>

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{BEARING} = \frac{M_b n_b}{1000 \times 9549} \\ M_b = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \\ M_{rr} = \phi_{ish} \phi_{rs} G_{rr} (v_{oil} n_b)^{0.6} \\ \phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1.84 \times 10^{-9} (n_b d_m)^{1.28} v_{oil}^{0.64}} \\ d_m = 0.5(d + D) \\ \phi_{rs} = \left\{ e^{\left[ K_{rs} v_{oil} n_b (d+D) \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}} \right]} \right\}^{-1} \\ M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \\ \mu_{sl} = \phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL} \\ \phi_{bl} = \left( e^{2.6 \times 10^{-8} (n_b v_{oil})^{1.4}} d_m \right)^{-1} \end{array} \right. \quad (11)$$

式中,  $P_{BEARING}$  为轴承功率损失, kW;  $n_b$  为轴承内圈相对外圈转动速度, r/min;  $M_b$ 、 $M_{rr}$  和  $M_{sl}$  为轴承运行时的阻力矩、滚动摩擦力矩和滑动摩擦力矩, N·mm;  $M_{seal}$  为轴承密封摩擦力矩, N·mm, 因所研究齿轮箱轴承无此类结构, 故忽略;  $M_{drag}$  为搅油等损失, N·mm, 本研究中很小, 故忽略;  $\phi_{ish}$  为入口剪切热缩减系数;  $\phi_{rs}$  为运动补偿减少系数;  $G_{rr}$  为

与轴承类型、尺寸、轴向和径向载荷相关的系数, 计算公式见表 8;  $\nu_{oil}$  为润滑油运动黏度,  $10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ;  $d_m$  为轴承平均直径, mm;  $d$  为轴承内圈直径, mm;  $D$  为轴承外径, mm;  $e$  为自然对数;  $K_{rs}$  为常数, 与润滑方式有关, 所研究齿轮箱为喷油润滑, 其值取  $3 \times 10^{-8}$ ;  $K_z$  为常数, 与轴承类型有关, 其值见表 8;

$G_{sl}$  为与轴承类型、尺寸、轴向和径向载荷相关的系数, 计算公式见表 8;  $\mu_{sl}$  为滑动摩擦系数;  $\mu_{bl}$  为常数, 与运动状态有关, 启动时取 0.15, 运行时取 0.12;  $\mu_{EHL}$  为全油膜条件下滑动摩擦系数, 圆柱滚子轴承取 0.02, 圆锥滚子轴承取 0.002, 其他轴承取 0.05;  $\Phi_{bl}$  为滑动摩擦权重系数。

表 8 各种类型轴承响应计算参数及计算式

轴承类型	$G_{rr}$	$G_{sl}$	$K_z$
单列满滚子圆柱滚子轴承	$R_1 d_m^{2.41} F_r^{0.31}$	$S_1 d_m^{0.9} F_a + S_2 d_m F_r$	6.2
双列满滚子圆柱滚子轴承	$R_1 d_m^{2.41} F_r^{0.31}$	$S_1 d_m^{0.9} F_a + S_2 d_m F_r$	6.2
圆柱滚子轴承	$R_1 d_m^{2.41} F_r^{0.31}$	$S_1 d_m^{0.9} F_a + S_2 d_m F_r$	5.1
圆锥滚子轴承	$R_1 d_m^{2.38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0.31}$	$S_1 d_m^{0.82} (F_r + S_2 Y F_a)$	6.0
四点接触球轴承	$R_1 d_m^{1.97} (F_r + F_g + R_2 F_a)^{0.54} F_g = R_3 d_m^{3.5} n_b^2$	$S_1 d_m^{0.26} \left[ (F_r + F_g)^{\frac{4}{3}} + S_2 F_a^{\frac{4}{3}} \right] F_g = S_3 d_m^{3.5} n_b^2$	3.1

注: 表中公式变量名称定义同式(12)。 $R_1, R_2, R_3, S_1, S_2, S_3, Y$  取值与各个轴承具体型号有关, 可参考文献[37]。 $F_a, F_r$  分别为轴承所受轴向力和径向力。表中力的单位为 N, 长度单位为 mm, 转速单位为 r/min。

表 8 中轴承轴向力和径向力可通过分析齿轮啮合力与轴上重力, 并结合材料力学求解。因第三级平行轮系轴承力计算相对复杂, 故以此级大齿轮轴两端的圆柱滚子轴承及圆锥滚子轴承为例说明计算过程。如图 8 所示, 第三级平行轮系大齿轮轴左侧为圆柱滚子轴承, 右侧为面对面安装圆锥滚子轴承。根据 SKF 轴承载荷计算说明<sup>[38]</sup>, 假定径向载荷作用在配对轴承的几何中心, 轴两端轴承的轴向力合力和径向力合力则可由式(12)计算

$$\begin{cases} F_{rA} = \frac{-F_a \cdot r_1 + F_n \cdot L_2}{L_1 + L_2} \\ F_{rB} = F_n - F_{rA} \end{cases} \quad (12)$$

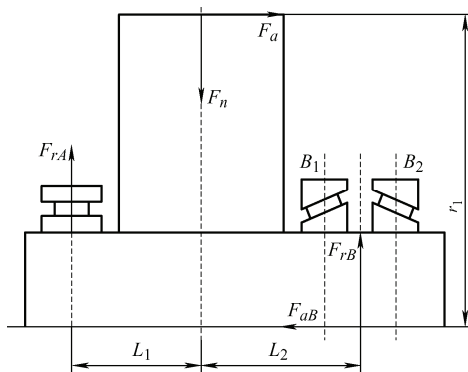


图 8 平行轮系大齿轮轴承受力示意图

式中各参数定义如图 8 所示。为计算各轴承所受径向力和轴向力, 面对面支撑两个圆锥滚子轴承需进行载荷分配。载荷分配与两个轴承所受轴向力合力和径向力合力比例关系有关。轴承  $B_1$  受到径向力  $F_{r1}$  可通过图 9 和式(13)、(14)求得<sup>[39]</sup>。图 9 中的  $\cot\alpha$  为圆锥滚子轴承接触角余切值, 可由式(13)计算。

$$\cot\alpha = 2.5Y \quad (13)$$

式中,  $Y$  可根据轴承型号查找轴承参数表获得, 对于所讨论的轴承, 取 1.4。

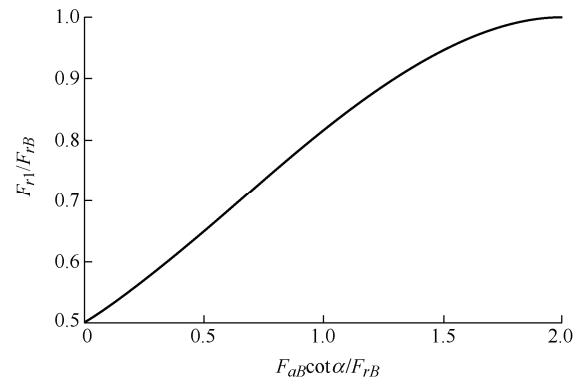


图 9 面对面圆锥滚子轴承力分配

轴承  $B_2$  所受径向力  $F_{r2}$  以及轴承  $B_1$ 、 $B_2$  所受轴向力  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$ , 可由式(14)获得

$$\begin{cases} F_{r2} = F_{rB} - F_{r1} \\ F_{a2} = \frac{F_{r2}}{\cot\alpha} \\ F_{a1} = F_{a2} + F_{aB} \end{cases} \quad (14)$$

关于其他轴承的轴向力和径向力, 第三级平行轮系小齿轮轴承力处理为小齿轮轴承两端圆柱滚子轴承承受所有径向载荷, 四点接触球轴承承受所有轴向载荷。一级、二级行星轮系行星轮对称布置, 不考虑偏载, 轴承 PLC-A, PLC-B, IMS-PLC-A, IMS-PLC-B 均只承受行星轮、行星架和行星齿轮轴承的重力, 行星轮啮合力引起的径向力被 3 个均布的行星轮所平衡。轴承 PL-A, PL-B, IMS-PL-A, IMS-PL-B 所受径向力由行星轮啮合力求出, 具体计



算参照有关行星齿轮传动设计文献。

### (3) 齿轮搅油产生热量计算。

浸在润滑油中的齿轮,转动中会受到润滑油的阻力而损失传动功率。这部分损失部分直接转换成热能,部分转换成油液机械能,并最终都转换成油液热能。齿轮搅油损失计算有 ISO、ANDERSON 等方法以及 CHANGENET C 根据实验数据提出的经验公式<sup>[40]</sup>。CHANGENET C 认为实际搅油功率与齿轮转速有关,应按高速、中速和低速等情况分别计算。这与风电齿轮箱搅油齿轮涵盖从高转速到低转速的实际工况吻合,这一工况也使得按 ISO 或 ANDERSON 这类用一个公式计算的方法存在较大偏差,故本文采用式(15)所示的 CHANGENET C 方法

$$\begin{cases} P_c = \frac{M_c n_1}{9549} \\ M_c = 0.5 \rho_{oil} \left( \frac{2\pi n_1}{60} \right)^2 r_1^3 S_m C_m \\ S_m = r_1^2 (2\theta - \sin 2\theta) + 2r_1 b \theta + \frac{2z_1 \theta h_{tooth} b}{\pi \cos \alpha} \\ C_m = \lambda_1 \left( \frac{m}{2r_1} \right)^{\lambda_2} \left( \frac{b}{2r_1} \right)^{\lambda_3} \left( \frac{h}{2r_1} \right)^{\lambda_4} \left( \frac{V_{oil}}{(2r_1)^3} \right)^{\lambda_5} \times (15) \\ Re^{\lambda_6} Fr^{\lambda_7} \\ Re = \frac{2 \times 10^6 \pi n_1 r_1 b}{60 \nu_{oil}} \\ Fr = \left( \frac{2\pi n_1}{60} \right)^2 \frac{r_1}{g} \end{cases}$$

式中,  $P_c$  为齿轮搅油功率损失, kW;  $n_1$  为浸油齿轮转速, r/min;  $M_c$  为齿轮搅油阻力矩, N·mm;  $r_1$  为浸油齿轮半径, m;  $S_m$  为齿轮与润滑油接触面积,  $m^2$ ;  $C_m$  为无量纲拖拽转矩;  $\theta$  为齿轮与润滑油接触部分对应齿轮圆的圆心角, rad;  $b$  为浸油齿轮齿宽, m;  $z_1$  为浸油齿轮齿数;  $h_{tooth}$  为浸油齿轮齿高, m;  $m$  为齿轮模数, m;  $h$  为浸油深度, m;  $V_{oil}$  为油池中润滑油体积,  $m^3$ ;  $Re$  为润滑油雷诺数;  $Fr$  为弗劳德数;  $g$  为重力加速度,  $m/s^2$ ;  $\lambda_1, \dots, \lambda_7$  为常数,如表 9 所示,由实验确定,当  $Re \leq 6000$  时,取表 9 中的低速参数,当  $Re \geq 9000$  时,取表 9 中的高速参数,当  $6000 < Re < 9000$  时,  $C_m$  通过线性插值确定。

表 9 高、低转速下常数  $\lambda_1, \dots, \lambda_7$  的取值

速度状态	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\lambda_4$	$\lambda_5$	$\lambda_6$	$\lambda_7$
低速	1.366	0	0	0.45	0.1	-0.21	-0.6
高速	3.644	0	0.85	0.1	-0.35	0	-0.88

通过式(15)即可计算齿轮副搅油产生热量。计算表明风电齿轮箱第一级和第二级行星轮系因转速较低,搅油损失可忽略,齿轮搅油产生热量主要集中在第三级平行轮系的高速级。

综上,从式(9)、(11)、(15)可以看出,知道齿轮箱输出轴转速和转矩便可定量计算齿轮箱内部产生热量。

### 3.3 热阻计算模型

热网络模型使用热阻描述热交换过程。根据风电齿轮箱的热力学行为,可将其分为齿轮箱内部热交换和外部循环系统热交换。

#### (1) 齿轮箱内部热交换。

齿轮箱内部热交换有箱体与空气间的对流换热,固体零件之间的热传导,齿轮啮合热在齿轮间的分配,箱体、齿轮、轴承、行星架和齿轮轴等零件与齿轮箱油池润滑油的对流换热,强制润滑轴承处的黏附油与循环冷却油、油池润滑油的传质换热,其中润滑油的传质换热不需要表示成热阻的形式,下面介绍各种类型热阻的计算方法。

##### 1) 热传导

固体零件热传导分为平面导热和圆筒壁导热两类。平面导热主要发生在箱体节点之间,圆筒壁导热发生在轴、轴承、轴承座、齿轮等表面为回转体零件之间,其热阻计算分别如式(16)和(17)所示。

平面导热热阻

$$R = \frac{l}{\lambda_s A} \quad (16)$$

圆筒壁导热热阻

$$R = \frac{l_1}{2\pi\lambda_s} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (17)$$

式(16)中,  $l$  为两平面导热部件质心距离, m;  $A$  为两部件接触面积,  $m^2$ 。式(17)中,  $l_1$  为量圆筒壁接触长度, m;  $r_2, r_1$  简化为参与导热的两个圆管部分的质心半径, m。两式中的  $\lambda$  为导热系数。因所研究齿轮箱导热零件为铸铁或钢,二者导热系数相近,故  $\lambda$  取  $52 \text{ W/(m} \cdot \text{℃)}$ 。

##### 2) 箱体与空气自然对流换热

根据箱体结构,箱体与空气自然对流可以简化为等温圆柱表面与空气自然对流换热和等温竖直平板与空气自然对流换热,其热阻  $R$  如式(18)所示

$$R = \frac{1}{hA} \quad (18)$$

式中,  $h$  为空气接触表面与空气表面间的传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $A$  为空气接触表面的面积,  $m^2$ 。不过两类对流换热系数的计算公式有所不同, 圆柱表面与空气自然对流的传热系数如式(19)所示, 竖直表面与空气自然对流的传热系数如式(20)所示。

$$\begin{cases} h = Nu \frac{\lambda_a}{d} \\ Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \\ Ra = Gr Pr \\ Gr = \frac{g(t_w - t_{air}) l^3}{\nu_{air}^2 (t_w + 273)} \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} h = Nu \frac{\lambda_a}{l} \\ Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \\ Ra = Gr Pr \\ Gr = \frac{g(t_w - t_{air}) l^3}{\nu_{air}^2 (t_w + 273)} \end{cases} \quad (20)$$

两式中,  $Nu$  为努赛尔数;  $\lambda_a$  为空气导热系数  $W/(m \cdot ^\circ C)$ , 由空气物性参数表插值得到;  $d$  为圆柱直径,  $m$ ;  $l$  为竖直面高度,  $m$ ;  $Pr$  为普朗特数, 由空气温度与接触表面温度平均值查空气物性参数表得到;  $Ra$  为瑞利数;  $Gr$  为格拉晓夫数;  $g$  为重力加速度,  $m/s^2$ ;  $t_w$  为空气接触面表面温度,  $^\circ C$ ;  $t_{air}$  为空气温度,  $^\circ C$ ;  $\nu_{air}$  为空气运动黏度,  $m^2/s$ , 由表面温度与空气温度的平均值查空气物性参数表得到。

### 3) 轴承与润滑油对流换热热阻

轴承与润滑油的热阻计算同式(18), 只是此处的  $A$  为轴承和润滑油接触面积,  $m^2$ ; 轴承与润滑油表面传热系数  $h$  如式(21)所示

$$\begin{cases} h = 0.0332 \lambda_{oil} Pr^{1/3} \left( \frac{10^6 u_s}{\nu_{oil} d_m} \right)^{1/2} \\ Pr = \frac{\nu_{oil}}{10^6 a_{oil}} \end{cases} \quad (21)$$

式中,  $d_m$  为轴承内外径平均值,  $m$ ;  $u_s$  为保持架速度,  $m/s$ ;  $\lambda_{oil}$  为润滑油导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $a_{oil}$

为润滑油热扩散率,  $m^2/s$ 。

### 4) 齿轮与润滑油对流换热热阻

齿轮与润滑油对流热阻计算如式(22)所示

$$\begin{cases} R = \frac{\pi}{b z \left[ 0.058 + \frac{1.112}{\left( 1 + e^{\frac{\psi - 0.731}{0.233}} \right)^{0.455}} \right] h_{tooth} \lambda_{oil} \sqrt{\tau \omega^2}} \\ \psi = \left[ \frac{10^6 r a_{oil} (\tau \omega)^2}{\nu_{oil} h_{tooth}} \right]^{\frac{1}{4}} \end{cases} \quad (22)$$

式中,  $b$  为齿宽,  $m$ ;  $z$  为齿数;  $h_{tooth}$  为齿高,  $m$ ;  $\tau$  为齿轮从离开润滑油到啮合的时间,  $s$ ;  $\omega$  为齿轮转速,  $rad/s$ ;  $\lambda_{oil}$  为润滑油导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $\psi$  为无量纲参数;  $r$  为齿轮半径,  $m$ ;  $a_{oil}$  为润滑油热扩散率,  $m^2/s$ ;  $\nu_{oil}$  为润滑油运动黏度,  $10^{-6} m^2/s$ 。

但式(22)仅适用于平行轮系齿轮, 即风电齿轮箱的第三级轮系。对于行星轮系与箱体润滑油之间的热对流可简化为均匀热流流体横掠圆管。实际运行中三个行星轮交替进入油池与润滑油对流换热, 可认为始终有一个齿轮在油池中与箱体润滑油换热, 故单级行星齿轮节点与油池润滑油热阻仍可用式(18)计算。只是此处  $A$  为行星齿轮和润滑油的接触面积; 齿轮与润滑油传热系数  $h$  由式(23)计算

$$\begin{cases} h = Nu \frac{\lambda_{oil}}{d} \\ Nu = \frac{0.463 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[ 1 + (0.0207 / Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \\ Re = \frac{10^6 u d}{\nu_{oil}} \\ u = \omega_c r_p \end{cases} \quad (23)$$

式中,  $d$  为行星齿轮直径,  $m$ ;  $u$  为行星齿轮移动速度,  $m/s$ ;  $\omega_c$  为行星架转速,  $rad/s$ ;  $r_p$  为行星齿轮轴旋转半径,  $m$ 。

### 5) 箱体与润滑油对流换热热阻

齿轮搅起的油沿着圆柱形箱体内部表面流动, 故可将箱体与润滑油之间热交换简化为流体外掠均匀壁温平板产生的对流换热。其热阻计算仍可用式(8)。只是此处  $A$  为行星箱体内部表面和润滑油接触面积; 齿轮与润滑油传热系数  $h$  由式(24)计算

$$\begin{cases} h = \frac{\lambda_{oil}}{l} \\ Nu = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} & Re < 5 \times 10^5 \\ Nu = 0.0296 Re^{4/5} Pr^{1/3} & Re \geq 5 \times 10^5 \\ Re = \frac{10^6 u_{oil} l}{\nu_{oil}} \end{cases} \quad (24)$$

式中,  $l$  为特征长度, 取润滑油沿内表面流动方向长度, m;  $u_{oil}$  为润滑油流动速度, m/s;  $\nu_{oil}$  为润滑油运动黏度,  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

#### (2) 齿轮箱润滑油外循环系统热交换。

影响齿轮箱润滑油外循环系统热交换的关键部件是温控阀和风冷散热器。温控阀控制着风冷散热器流量和旁路流量, 而风冷散热器性能决定流经风冷散热器润滑油的散热量, 直接影响齿轮箱入口油温。其热阻模型计算过程如下。

##### 1) 温控阀的热阻

温控阀是通过润滑油与感温包壳体热交换, 使内部感温包的石蜡发生固液相变出现体积变化来实现流量控制的。感温包的结构如图 10 所示。温控阀本身的热交换不大, 但因直接影响润滑油的分配, 故其热阻计算相当重要。

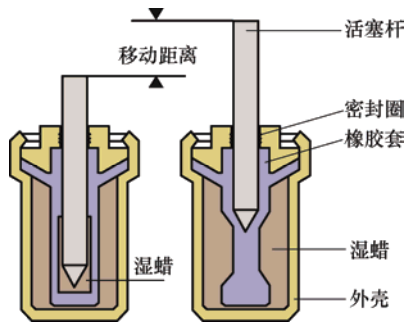


图 10 感温包结构图

温控阀在  $40^\circ\text{C}$  时旁路开始关闭,  $60^\circ\text{C}$  时旁路完全关闭。在  $40^\circ\text{C}$  至  $60^\circ\text{C}$  间温控阀的开度与温度近似线性关系, 计算感温包内石蜡的温度即可求得温控阀流量。因感温包壳体导热性能好, 假设其与节点 51(齿轮箱出口管路中存油)温度一致, 石蜡内部为固体热传导, 则节点 51 与 55(温控阀感温包石蜡)的热阻如式(25)所示。石蜡的物性参数如表 10 所示。

$$R_{51-55} = \frac{l}{2\pi\lambda_{wax}} \ln \frac{r_2'}{r_1'} \quad (25)$$

式中,  $R_{51-55}$  为节点 51 和节点 55 间热阻,  $^\circ\text{C}/\text{W}$ ;  $\lambda_{wax}$  为石蜡导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $r_1'$  为感温包橡胶套外径, m;  $r_2'$  为壳体内径, m。

表 10 石蜡物性参数

状态	比热容/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	导热系数/( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )	熔化热/( $\text{J}/\text{kg}$ )
熔化	2 400	0.24	179 000
凝固	1 890	0.15	179 000

##### 2) 风冷散热器内部润滑油与空气热阻

风冷冷散器的冷却效果直接体现在风冷散热器内部润滑油(节点 52)与空气(节点 1)之间的热阻上。其计算如式(26)所示。本文所研究风冷散热器散热能力曲线如图 11 所示。

$$R_{1-52} = \frac{1}{1000k} \quad (26)$$

式中,  $R_{1-52}$  为节点 52 和节点 1 间热阻,  $^\circ\text{C}/\text{W}$ ;  $k$  为两节点间换热系数,  $\text{kW}/^\circ\text{C}$ , 可根据图 11 所示的风冷散热器散热能力和流经散热器的流量获得。

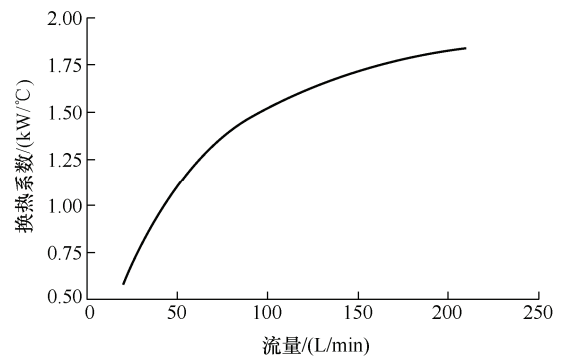


图 11 风冷散热器散热能力

### 3.4 齿轮箱各节点温度计算流程

根据热源、各节点的热容以及节点间的热流量和热阻, 便可利用式(8)的计算方法计算各节点的温度及其变化, 其流程如图 12 所示, 大致分为三大步骤。第一步为输出轴转速, 输出轴转矩, 齿轮箱入口油温, 气温、齿轮箱油温等输入数据的整理, 包括缺失、错误等异常数据处理, 并根据计算时间步长在实际数据内插值或删减数据。第二步为初始状态为稳态时的节点温度确定。这一步主要是为了解决初始状态下各节点温度不确定, 随意指定初始值易造成计算不收敛或收敛慢的问题。第三步计算各节点瞬态温度, 获得节点温度的变化情况。

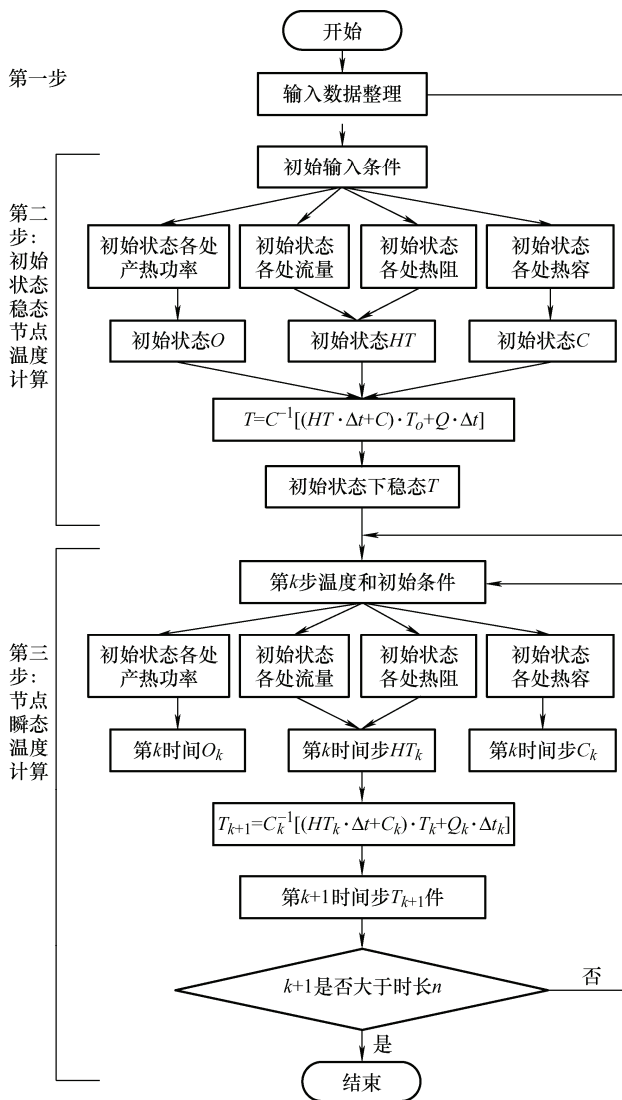


图 12 基于热网络模型的齿轮箱节点温度计算流程图

## 4 风电齿轮箱热网络模型有效性验证

由于齿轮箱外循环系统主要起润滑油冷却作用，其热网络模型与齿轮箱内部热网络模型相对独立，同时为了防止两个系统的模型计算误差叠加而偏离实际值，本文将两个模型独立计算、验证。即分别计算两个系统热网络模型输出变量随时间的变化情况，之后用模型输出量的温度传感器传回数值与模型输出量对比验证模型准确性。

### 4.1 齿轮箱内部热网络模型有效性及误差原因分析

风电齿轮箱内部实际所能获得的数据有：输出轴转速、输出轴转矩、齿轮箱入口油温、气温等输入参数，齿轮箱油温和高速轴两端轴承(HSS-A 和 HSS-B,C)温度等输出参数。有效性验证即是将输入参数实际数据导入热网络模型获取

模型输出参数，并与实际输出参数相对比，根据误差判断其有效性。本案例 4 个输入参数的数据为某风场 2015 年的某时间段数据，数据时长为 72 小时，此时间段风机工作在额定工况附近，具体数据如图 13~16 所示。通过图 13 和图 14 的输出轴转速和输出轴转矩还可计算图 17 所示的齿轮箱输出功率。

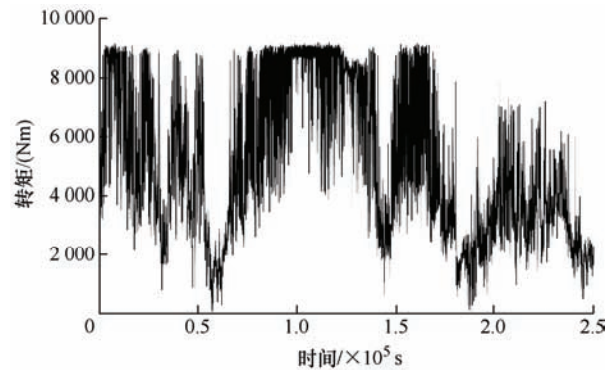


图 13 齿轮箱输出轴转矩随时间变化情况

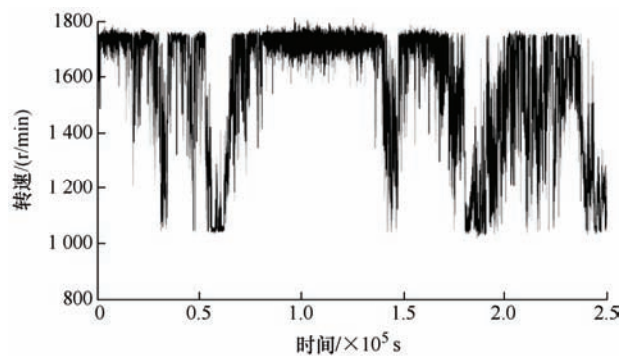


图 14 齿轮箱输出轴转速随时间变化情况

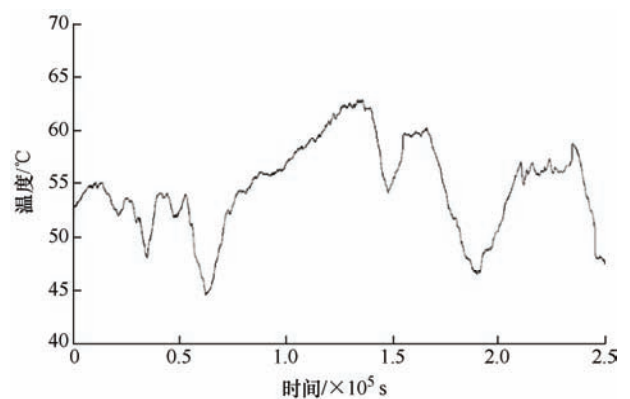


图 15 齿轮箱入口油温随时间变化情况

基于图 13~16 所示的输入参数数据、附表中齿轮箱内部瞬态热力学方程式以及表 11 的关键参数，利用图 12 的计算流程，便可计算输出齿轮箱油温和高速轴两端轴承(HSS-A 和 HSS-B,C)温度。图 18~20 为模型计算输出与实测值的比较。



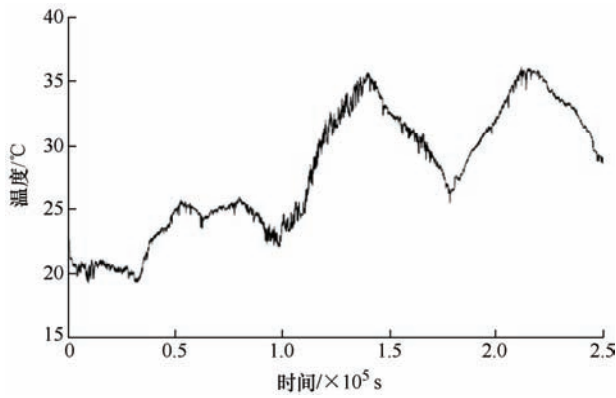


图 16 齿轮箱机舱气温随时间变化情况

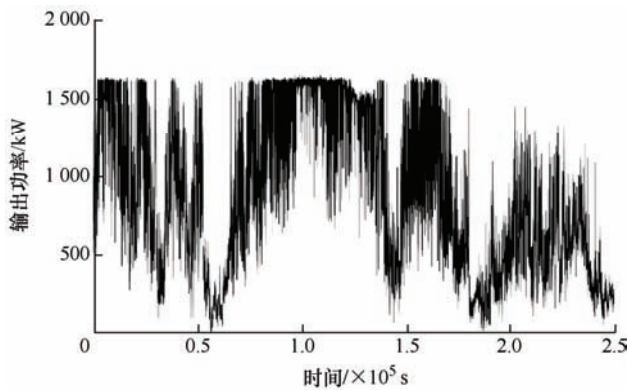


图 17 齿轮箱输入功率随时间变化情况

表 11 齿轮箱内部热力学模型计算关键参数

参量名称	数值
计算时间步长/s	0.2
润滑油比热容 $c_{oil}/(J/(kg \cdot ^\circ C))$	2 100
齿轮箱内润滑油体积 $V_{oil}/(L)$	250
润滑油密度 $\rho_{oil}/(kg/m^3)$	860
润滑油导热系数 $\lambda_{oil}/(W/(m \cdot K))$	0.2
润滑油总流量 $q_0$	根据表 4 控制策略
HSS-A 轴承润滑油流量 $q_8$	$0.05 q_0$
HSS-B,C 轴承润滑油流量 $q_9$	$0.08 q_0$
IMS-A 轴承润滑油流量 $q_{15}$	$0.1087 q_0$
IMS-B,C 轴承润滑油流量 $q_{16}$	$0.067 q_0$

注：① 润滑油的黏度和空气物性考虑随温度变化；② 润滑油比热容、密度和导热系数假设为定值，由润滑油的物性参数确定；③ 各个强制润滑点润滑油流量通过分油器通往润滑点油管管路孔径计算；④ 其他结构参量根据齿轮箱具体结构数据确定。

比较图 13~17 所示的输入参量变化情况与图 18~20 的输出参量实测值可知，齿轮箱油温、HSS-A 和 HSS-B,C 轴承温度三个输出参数变化与齿轮箱输出功率、齿轮箱入口油温的变化趋势相近，而与机舱气温变化趋势相差较大，也就是说，三个输出参数受齿轮箱输出功率、齿轮箱入口油温影响较大，

而受机舱气温影响较小。这在理论上是可以解释的：齿轮箱传递功率增加会导致齿轮箱运行产生热量增多，油温升高。温度升高的润滑油经散热器冷却后在入口油温处温度虽大幅下降，但依旧保持上升趋势。入口油温和发热量的同时升高使得齿轮箱内部各个节点温度都升高。

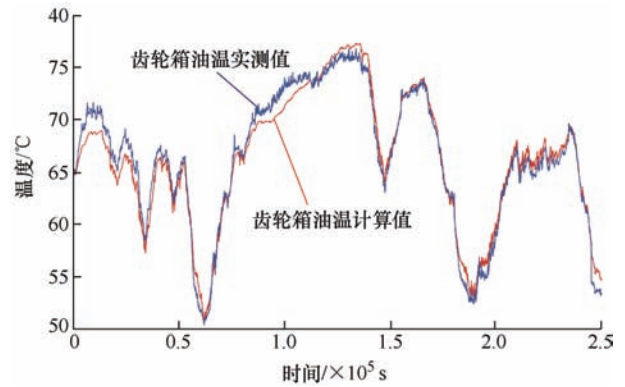


图 18 齿轮箱油温计算值与实测值对比图

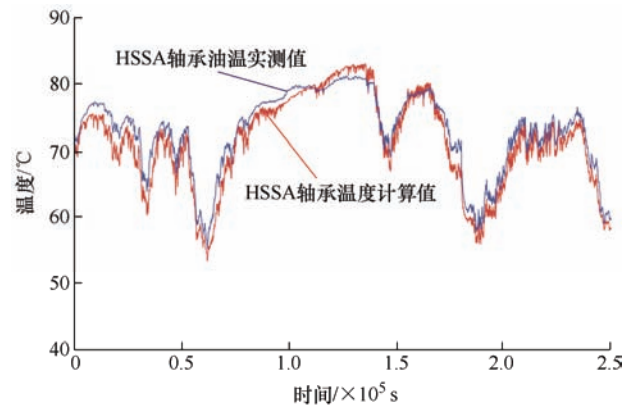


图 19 HSS-A 轴承温度计算值与实测值对比图

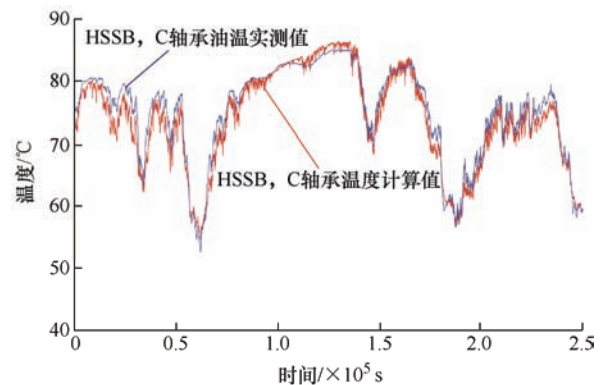


图 20 HSS-B,C 轴承温度计算值与实测值对比图

对比图 18 所示齿轮箱油温计算值和实测值可知，模型计算油温与实际油温的平均绝对误差为  $0.93^\circ C$ ，最大误差为  $3.6^\circ C$ ，温度变化趋势基本一致，模型具有较高的精确度。二者存在误差的主要原因有二：一是由热网络法的原理造成的。热网络

法基于集总参数的思想,假定节点内温度一致,而实际上节点所代表的零部件内部存在温度分布,如齿轮箱箱体存在温差,又如齿轮箱油温测点位于第三级平行轮系下方,而计算假设整个齿轮箱内油池为同一温度,这必然会使计算值和实测值之间存在误差。二是由于热量计算经验公式、热交换热阻计算简化等直接带来的计算误差。不过,从对比结果看模型总体计算精度达到要求。

HSS-A 轴承温度计算值和实测值的对比,如图 19 所示,二者平均绝对误差为  $1.33\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,最大误差为  $4.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。HSS-B,C 轴承温度计算值和实测值的对比,如图 20 所示,二者平均绝对误差为  $1.39\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,最大误差为  $5.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。二者存在误差有和齿轮箱油温计算误差相似的原因,如轴承温度传感器贴在轴承外圈,所测为外圈温度,而模型中轴承被设定为一个温度均匀的节点,故会造成误差。又如模型将 HSS-B,C 两个轴承简化为一个节点,而实际温度传感器仅贴在一个轴承的外圈上,所以其误差比 HSS-A 更大。另外,图 19 和图 20 显示 HSS-A 和 HSS-B,C 两个轴承温度变化的计算曲线较实际测量曲线波动更大,这是因为轴承产生热量与齿轮输出功率直接相关。风电齿轮箱输出功率一直不稳定,从而导致轴承温度随着输出功率有更加频繁的波动。不过,虽然引起轴承温度计算与实测误差的因素较多,但计算结果仍能较好地表征齿轮箱轴承温度变化。

## 4.2 风电齿轮箱外循环冷却系统热网络模型验证

外循环系统主要功能为润滑油冷却,实际中所能获得的数据有:机舱气温和齿轮箱油温两个输入参数,以及齿轮箱入口油温一个输出参数。外循环系统计算也选择与第 4.1 节同样的时间段,故输入参数机舱气温如图 16 所示,齿轮箱油温如图 18 实测值线条所示。

基于图 16 和图 18 实测值线条所示的输入参数数据、外循环系统瞬态热力学方程式(6)以及表 12 的关键参数,利用图 12 的计算流程,便可计算齿轮箱入口油温。图 21 为模型计算输出与实测值的比较。

表 12 外循环系统热力学模型计算关键参数

参量名称	数值
计算步长/ $s$	0.2
齿轮箱出口管路内油体积 $V_{51}/\text{L}$	3.5
风冷散热器内油体积 $V_{52}/\text{L}$	10.5
风冷散热器旁路内油体积 $V_{53}/\text{L}$	3.5
齿轮箱入口管路油体积 $V_{54}/\text{L}$	3.5
感温包内石蜡质量 $m_{\text{wax}}/\text{kg}$	0.0012

对比图 21 所示齿轮箱入口油温计算值和实测值可知,模型计算入口油温与实测入口油温温度变化趋势基本一致,平均绝对误差为  $0.85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,最大误差  $4.11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。当齿轮箱油温大于  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,且齿轮箱在额定功率( $1\text{ }700\text{ kW}$ )附近稳定工作时,模型精度高;当温度低于  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  时计算模型误差有所增大。计算值与实测值的差异主要由温控阀的建模误差引起。温控阀建模误差有二:一是温控阀开度与感温包温度关系在模型中被简化为了线性关系,而实际二者关系可能是非线性或分段线性。二是温控阀在开闭过程中温度与开度对应关系不一致。不过,模型整体精度较高,满足实际需要。

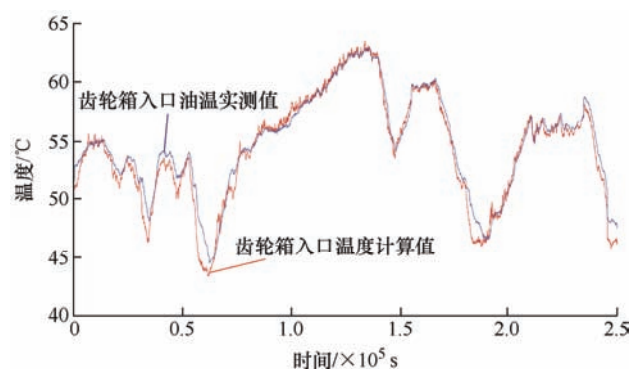


图 21 齿轮箱入口油温计算值与实测值对比图

综上所述,基于风电齿轮箱热力学行为构建热网络模型是有效的,有助于描述风电齿轮箱油温超限故障的机理和原因。

## 5 结论

(1) 针对风电齿轮箱油温超限的问题,基于其结构和控制策略,分析了齿轮箱热量产生与交换的热力学行为,构建了热网络模型及其稳态和瞬态热力学方程组,为量化齿轮箱各节点温度变化提供了模型支撑。

(2) 基于风电齿轮箱热网络模型,以及风电齿轮箱实际可测的输入参数和输出参数,提出了齿轮箱各节点温度计算方法和流程。

(3) 对齿轮箱油温、高速级轴承 HSS-A,B,C 和齿轮箱入口油温等参数的热网络模型计算值和实测值进行了对比,讨论了二者误差的大小及原因,结果表明热网络模型应用于风电齿轮箱油温超限预警具有有效性。

(4) 用热网络法对齿轮箱热力学建模,较之有限元方法建模难度低,计算量小,同时又比仅基于数据分析建模的方法,在模型上具有更好的普适性。

## 参 考 文 献

- [1] 许增金, 薛园园, 杨永江, 等. 风电齿轮箱油温高原因分析及解决方法[J]. 太阳能学报, 2020, 41(3): 74-79.  
XU Zengjin, XUE Yuanyuan, YANG Yongjiang, et al. Cause analysis and solving measures of high oil temperature in a series of wind turbine gearboxes[J]. Acta Energiae Solaris Sinica. 2020, 41(3): 74-79.
- [2] KAHRAMAN A, HILTY D R, SINGH A. An experimental investigation of spin power losses of a planetary gear set[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 86: 48-61.
- [3] HANDSCHUH R F, KICHER T P. Experimental and analytical assessment of the thermal behavior of spiral bevel gears[R]. Charleston: NASA Technocal Reports Server, 1995.
- [4] KIM K, PARTHASARATHY G, ULUYOL O, et al. Use of SCADA data for failure detection in wind turbines[C]//ASME 2011 5th International conference on energy sustainability. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2011: 2071-2079.
- [5] GARCIA M C, SANZ-BOBI M A, PICO J D. SIMAP: Intelligent system for predictive maintenanc: Application to the health condition monitoring of a windturbine gearbox[J]. Computers in Industry, 2006, 57(6): 552-568.
- [6] ZAHHER A, MCARTHUR S D J, INFELD D G, et al. Online wind turbine fault detection through automated SCADA data analysis[J]. Wind Energy, 2009, 12(6): 574-593.
- [7] CROSS P, MA X. Model-based and fuzzy logic approaches to condition monitoring of operational wind turbines[J]. International Journal of Automation and Computing, 2015, 12(1): 25-34.
- [8] 刘华新, 刘红艳, 韩中合, 等. 基于卷积神经网络的风电机组齿轮箱状态监测方法[J]. 可再生能源, 2020, 38(1): 53-57.  
LIU Huaxin, LIU Hongyan, HAN Zhonghe, et al. A method of gearbox condition monitoring for wind turbinebased on convolutional neural network[J]. Renewable Energy Resources, 2020, 38(1): 53-57.
- [9] 贾子文, 顾煜炯. 基于数据挖掘的风电机组齿轮箱运行状态分析[J]. 中国机械工程, 2018, 29(6): 650-658.  
JIA Ziwen, GU Yujiong. Wind turbine Gearbox operation state analysis based on data mining[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(6): 650-658.
- [10] 黄忠山, 田凌, 向东, 等. 基于 PCA 和 SPC-动态神经网络的风电机组齿轮箱油温趋势预测[J]. 清华大学学报, 2018, 58(6): 539-546.  
HUANG Zhongshan, TIAN Ling, XIANG Dong, et al. Prediction of oil temperature variations in a wind turbine gearbox based on PCA and an SPC-dynamic neural network hybrid[J]. J. Tsinghua Univ., 2018, 58(6): 539-546.
- [11] 王灿, 李韶武, 张天阳, 等. 风电机组齿轮箱油温异常诊断方法与预警策略研究[J]. 船舶工程, 2020(S1): 542-546.  
WANG Can, LI Shaowu, ZHANG Tianyang, et al. Research on diagnosis method and early-warning strategy of oil temperature abnormality of wind turbine gearbox[J]. Ship Engineering, 2020 (S1): 542-546
- [12] 刘辉海, 赵星宇, 赵洪山, 等. 基于深度自编码网络模型的风电机组齿轮箱故障检测[J]. 电工技术学报, 2017, 32(17): 156-163.  
LIU Huihai, ZHAO Xingyu, ZHAO Hongshan, et al. Fault detection of wind turbine gearbox based on deep autoencoder network[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(17): 156-163.
- [13] 郭鹏, DAVID I, 杨锡运. 风电机组齿轮箱温度趋势状态监测及分析方法[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(32): 129-136.  
GUO Peng, DAVID I, YANG Xiyun. Wind turbine gearbox condition monitoring using temperature trend analysis[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(32): 129-136.
- [14] WEMEKAMP A W, LUO Y. Efficiency and thermal gearbox calculation[C]//International Gear Conference. 2014.
- [15] LI L, WANG Q, et al. Thermal analysis and simulation of wind turbine gearbox based on ABAQUS[J]. Journal of Beijing Information Science & Technology University, 2018.
- [16] FENG Y, QIU Y, LI D, et al. Thermal analysis of rolling bearing at wind turbine gearbox high speed end[C]. International Conference on Renewable Power Generation (RPG 2015). IET, 2015.
- [17] 张小婵. 风电齿轮箱箱体热结构特性分析研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.  
ZHANG Xiaochan. Thermal and structural characteristic analysis and research of case for wind turbine generator gearbox [D]. Dalian University of Technology, 2009.
- [18] MEI Y, WANG F P, LIU Q Y, et al. Finite element analysis on thermal structures of heavy machinery gearbox[J]. Advanced Materials Research, 2011, 228-229: 5.

- [19] 陈晓玲, 张武高, 黄智勇, 等. 高速列车传动齿轮箱热分析的建模与仿真[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(23): 5546-5548.  
CHEN Xiaoling, ZHANG Wugao, HUANG Zhiyong, et al. Thermal modeling and analysis of spur gear used at high speed train[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(23): 5546-5548.
- [20] 付仕明, 徐小平, 裴一飞. 空间站集成全局热数学模型的建模和分析[J]. 航天器环境工程, 2010, 27(1): 75-79.  
FU Shiming, XU Xiaoping, PEI Yifei. The integrated overall thermal mathematical model of a space station[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2010, 27(1): 75-79.
- [21] 丁树业, 江欣, 朱敏, 等. 基于集总参数热网络法的永磁同步电机启动及稳态温升分析[J]. 电机与控制学报, 2020, 24(5): 143-150.  
DING Shuye, JIANG Xin, ZHU Min, et al. Starting and steady temperature rise investigation for permanent magnet synchronous motor based on lumped parameter thermal network[J]. Electric Machines and Control, 2020, 24(5): 143-150.
- [22] 曹梦楠, 邱颖宁, 冯延晖, 等. 基于等效热网络法的风力发电机故障诊断[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(2): 306-313.  
CAO Mengnan, QIU Yingning, FENG Yanhui, et al. Fault diagnosis of a wind generator based on equivalent thermal network method[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(2): 306-313.
- [23] 高文君, 刘振侠, 朱鹏飞, 等. 基于多节点热网络法的航空发动机主轴轴承温度场分析[J]. 推进技术, 2019, 40(2): 382-388.  
GAO Wenjun, LIU Zhenxia, ZHU Pengfei, et al. Steady thermal analysis of main-shaft roller bearing for aero-engine based on multi-nodes thermal network methods[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(2): 382-388.
- [24] 刘杰, 刘世军. 基于热网络法的高速列车齿轮箱热平衡温度计算分析[J]. 机车电传动, 2018(3): 70-74.  
LIU Jie, LIU Shijun. Calculation and analysis of thermal balance temperature of high-speed train gearbox based on thermal network method[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018(3): 70-74.
- [25] 张启胤, 连晋毅, 吴新, 等. 基于热网络法的工程车辆传动箱稳态热分析[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(6): 977-981.  
ZHANG Qiyin, LIAN Jinyi, WU Xin, et al. Analyzing steady-state heat balance of construction vehicle's transmission gearbox using thermal network method[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(6): 977-981.
- [26] 刘志全, 沈允文, 陈国定, 等. 某直升机齿轮传动系统的瞬态热分析[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 309-312.  
LIU Zhiquan, SHEN Yunwen, CHEN Guoding, et al. Transient thermal analysis of a helicopter gear transmission system[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3): 309-312.
- [27] 杨攀, 鲍和云, 陆凤霞. 某直升机主减换向锥齿轮传动系统瞬态热分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(9): 1298-1302.  
YANG Pan, BAO Heyun, LU Fengxia. Transient thermal analysis of a helicopter gearbox reversing bevel gear transmission system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(9): 1298-1302.
- [28] 张永红, 苏华, 刘志金, 等. 行星齿轮传动系统的稳态热分析[J]. 航空学报, 2000, 21(5): 431-433.  
ZHANG Yonghong, SU Hua, LIU Zhiquan, et al. Steady state thermal analysis of planetary transmission systems[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(5): 431-433.
- [29] 黄飞, 马希直. 基于热网络法的行星减速器温度场研究[J]. 机械传动, 2011, 35(4): 19-22.  
HUANG Fei, MA Xizhi. Study on temperature field of planetary reduction gear based on thermal network[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(4): 19-22.
- [30] 马璇, 李建华, 陈国定. 减速器齿轮传动系统的稳态热分析及试验研究[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(1): 32-35.  
MA Xuan, LI Jianhua, CHEN Guoding. Experimentally supported stable thermal analysis of gearbox transmission system[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2002, 20(1): 32-35.
- [31] CHANGENET C, OVIEDO-MARLOT X, VELEX P. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(3).
- [32] DURAND DE GEVIGENY J, CHANGENET C, VILLE F. Analysis of no-load dependent power losses in a planetary gear train by using thermal network method[C]// International Gear Conference, 2014.
- [33] 康芹, 李世武, 郭建利. 热网络法概论[J]. 工业加热, 2006, 35(5): 15.  
KANG Qin, LI Shiwu, GUO Jianli. The thermal network



- method outline[J]. Industrial Heating, 2006, 35(5): 15.
- [34] HÖHN B, MICHAELIS K, HINTERSTOIBER M. Optimization of gearbox efficiency[J]. Brain Research Bulletin, 2009, 18(5): 601-611.
- [35] ANDERSON N, LOEWENTHAL S. Design of spur gears for improved efficiency[J]. Journal of Mechanical Design, 1982, 104: 767-773.
- [36] 李兴虎, 赵晓静. 润滑油粘度的影响因素分析[J]. 润滑油, 2009, 24(6): 59-64.
- LI Xinghu, ZHAO Xiaojing. Analysis of factors affecting lubricant viscosity[J]. Lubricating Oil, 2009, 24(6): 59-64.
- [37] SKF. SKF rolling bearing catalog[R]. 2016.
- [38] SKF. 计算作用在配对轴承上的径向载荷 [EB/OL]. [2019-05-06]. <https://www.skf.com/cn/zh/products/bearing-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/matched-tapered-roller-bearings/loads/calculating-radial-load-on-matched-bearings/index.html>.
- [39] 吴宗泽. 机械设计实用手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- WU Zongze. Mechanical design practical manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2003.
- [40] CHANGNET C, VELEX P. A model for the prediction of churning losses in geared transmissions-preliminary results[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1): 128-133.
- 
- 作者简介: 向东(通信作者), 男, 1972 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为绿色设计与制造, 可靠性。  
E-mail: 20836765@qq.com  
韦尧中, 男, 1994 年出生, 硕士。主要研究方向为可靠性。  
E-mail: weiyz12@163.com