

工艺·设备

基于ANSYS的GK320型密炼机转子的热装配模拟研究

汪传生^{1,2}, 张守锋¹, 王孔烁¹, 王志飞³, 边慧光^{1,2*}

(1. 青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061; 2. 山东省高分子材料先进制造技术重点实验室, 山东 青岛 266061; 3. 益阳橡胶塑料机械集团有限公司, 湖南 益阳 413000)

摘要:密炼机转子(转子体与转子芯轴组成)采用热装配方法实现过盈配合, 装配期间转子体热变形和热应力易引起转子体与转子芯轴间产生缝隙, 从而导致转子漏水。针对GK320型密炼机转子热装配过程建立转子模型, 采用ANSYS有限元软件对不同过盈量下的转子进行温度场分析, 并将温度场作为条件进行转子体热变形和热应力分析, 得到过盈量与转子体热变形和热应力之间的关系。本研究结果可为密炼机转子的设计、加工和装配提供参考。

关键词:密炼机; 转子; 热装配; 过盈配合; 热变形; 热应力; 有限元分析

中图分类号: TQ330.4⁺3; O241.82

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2021)07-0528-06

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2021.07.0528



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

密炼机是一种在可调温度和压力的密闭状态下间歇性地对聚合物材料进行塑炼和混炼的机械, 其核心部件是一对特定形状并相对回转的转子^[1-3]。转子由转子体和转子芯轴组成, 转子体与转子芯轴采用热装配方法实现过盈配合。过盈配合系统具有结构简单、定中心精度和承载能力高、承受交变和冲击载荷性能好等优点^[4]。但同时过盈配合系统也会产生一系列的问题, 例如在装配或使用过程中可能出现配合面间有过大塑性变形的问题, 强化应力集中, 损伤零件表面, 削弱配合零件的连接强度, 进而造成零件松动、振动、磨损和断裂等问题^[5]。密炼机在混炼过程中, 需要有温控系统来调节胶料温度, 在转子内部存在冷却水道, 如果转子的热装配出现问题, 会出现漏水现象, 这在工厂中比较常见。

本研究针对GK320型密炼机转子热装配过程建立转子模型, 采用ANSYS有限元软件对不同过盈量下的转子进行温度场分析, 并将温度场作为

条件进行转子体热变形和热应力分析, 以期为转子的设计、加工转子体和装配提供参考。

1 模型建立

1.1 物理模型

ANSYS和CAD软件能较好地建立无缝连接, 通过SolidWorks可绘出转子结构体。转子结构模型如图1所示, 其中黄色部分为转子体, 中间圆柱为转子芯轴。转子体长度 1 012 mm, 内孔直径

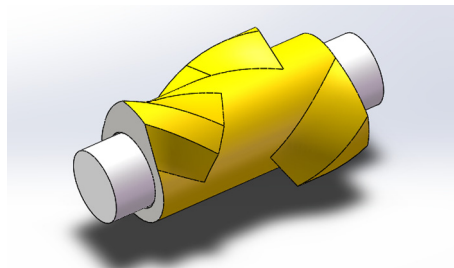


图1 转子结构模型

Fig. 1 Model structure of rotor

基金项目:山东省重点研发计划项目(2019GGX102018); 青创科技计划项目(2019KJB007); 山东省自然科学基金资助项目(ZR2016XJ003)

作者简介:汪传生(1960—), 男, 安徽潜山人, 青岛科技大学教授, 博士, 主要从事高分子材料加工技术与装备的研究工作。

*通信联系人(bianhuiguang@163.com)

引用本文:汪传生, 张守锋, 王孔烁, 等. 基于ANSYS的GK320型密炼机转子的热装配模拟研究[J]. 橡胶工业, 2021, 68(7): 528-533.

Citation: WANG Chuansheng, ZHANG Shoufeng, WANG Kongshuo, et al. Simulation study on hot assembly of GK320 mixer rotor based on ANSYS[J]. China Rubber Industry, 2021, 68(7): 528-533.

345 mm,最大圆直径 716 mm,转子芯轴长度 1 412 mm。

在采用有限元软件进行计算之前,需要对模型进行网格划分,这是有限元数值模拟分析的重要一步,网格划分质量会影响数值计算的精度^[6]。本模型根据实际位置进行网格划分,重点细化了转子体与转子芯轴接触面上的网格。转子网格划分模型如图2所示,生成的节点数为672 393,单元数为386 509。

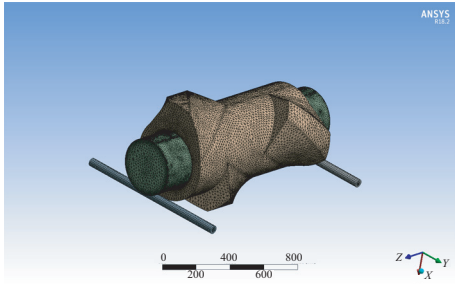


图2 转子网格划分模型
Fig. 2 Meshing model of rotor

1.2 数学模型

像转子体这种轮廓复杂部件预热后发生的变形是不规则的,主要是因为转子体各部位受热后的变形不尽相同。对于这类形状复杂的机械体的热变形,传统热变形理论对其计算结果存在不精确性,目前较为有效的方法是基于有限元法的热变形计算^[7]。

目前,在生产加工中普遍采用函数公式来计算过盈配合系统所需过盈量和装配间隙下的热装配接触压力、导轮与内圈之间的摩擦力、轴向间隙等^[5]。

转子体在进行热装配前需要在预热箱内进行预热,使其内孔直径 D 增大。

$$\Delta D = \delta + e \quad (1)$$

式中 ΔD ——预热后转子体内孔直径增大量, mm;

δ ——过盈量, mm;

e ——装配间隙, mm。

预热过程中转子体长度 L 增大 ΔL ,则

$$\Delta D = \alpha D (\theta - \theta_0) \quad (2)$$

$$\Delta L = \alpha L (\theta - \theta_0) \quad (3)$$

式中 α ——材料热膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$, 在此处取

$$1 \times 10^{-6} ^{\circ}\text{C}^{-1};$$

θ ——预热温度, $^{\circ}\text{C}$;

θ_0 ——装配环境温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

将式(2)代入式(1)得

$$\alpha = \frac{\delta + e}{D(\theta - \theta_0)} \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)得

$$\Delta L = (\delta + e) \frac{L}{D} \quad (5)$$

将转子体从预热箱取出安放于预定安装基准后,其温度从预热温度 θ 开始逐渐下降,进入冷却收缩阶段。由于此时的收缩量小于装配间隙 e ,收缩不受其他尺寸的约束,称为自由收缩阶段;转子体内孔直径收缩量达到装配间隙 e 时,转子体与转子芯轴发生接触,此时收缩受到尺寸约束的影响,称为约束收缩阶段。从自由收缩阶段到约束收缩阶段的转子体温度 θ_c 为

$$\theta_c = \frac{e}{\alpha d} + \theta_0 \quad (6)$$

式中, d 为转子芯轴外直径, mm。

在自由收缩阶段中,转子体内孔直径收缩量与装配间隙 e 相等,转子体长度收缩量为 $\frac{L}{D}e$ 。

理论分析中假设转子体长度收缩是相对于轴心线对称分布的,则自由收缩阶段转子体长度收缩量 ε_1 为

$$\varepsilon_1 = \frac{L}{2D}e \quad (7)$$

在约束收缩阶段中,转子体与转子芯轴发生接触后继续收缩而使转子芯轴受压,反作用力作用在转子体内孔表面,转子体内孔表面压力 P 为

$$P = \frac{\delta E}{\left(0.7 + \frac{D_1^2 + d^2}{D_1^2 - d^2} + \nu\right)D} \quad (8)$$

式中 E ——弹性模量, Pa;

D_1 ——转子体外直径, mm;

ν ——泊松比。

由于转子体轴向收缩,转子体与转子芯轴产生的摩擦力 τ 为

$$\tau = fP \quad (9)$$

式中, f 为摩擦因数。

由于摩擦阻力的影响,转子体轴向收缩量减小,摩擦力使转子体轴向收缩的减小量 λ 为

$$\lambda = \frac{\tau L}{E} = \frac{f \delta L}{\left(0.7 + \frac{D_i^2 + d^2}{D_i^2 - d^2} + \nu\right) D} \tag{10}$$

约束收缩阶段转子体长度收缩量 ε_2 为

$$\varepsilon_2 = \frac{\delta}{2} \left(1 - \frac{f}{0.7 + \frac{D_i^2 + d^2}{D_i^2 - d^2} + \nu}\right) \frac{L}{D} \tag{11}$$

当不计重力作用时,转子体长度总收缩量 ε 为自由收缩阶段和约束收缩阶段收缩量之和,即

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{1}{2} \left(\Delta D - \frac{f \delta}{0.7 + \frac{D_i^2 + d^2}{D_i^2 - d^2} + \nu}\right) \frac{L}{D} \tag{12}$$

不计重力作用时,转子体长度总收缩量 ε 仅计算约束收缩阶段转子体长度收缩量,即

$$\varepsilon = \varepsilon_2 = \frac{\delta}{2} \left(1 - \frac{f}{0.7 + \frac{D_i^2 + d^2}{D_i^2 - d^2} + \nu}\right) \frac{L}{D} \tag{13}$$

综上所述,转子体内孔表面压力与过盈量和弹性模量呈正比,与内孔直径呈反比;转子体变形主要受预热温度、几何尺寸和材料自身性质的影响。

2 结果与讨论
2.1 温度场分析

ANSYS软件中根据温度场性质不同,将热分析分为稳态热分析和瞬态热分析^[8]。

瞬态热分析用于计算系统随时间变化的温度场及其他热参数。在瞬态传热过程中,系统的温度、热流率、热边界条件及内能不仅因位置不同而不同,而且随着时间变化而变化^[9]。

根据能量守恒原理,用矩阵形式表示的通用瞬态热方程如下:

$$[C(\theta)]\{\dot{\theta}\} + [K(\theta)]\{\theta\} = \{Q(t, \theta)\} \tag{14}$$

式中 $[C]$ ——比热矩阵,考虑系统内能的增加;
 $\{\theta\}$ ——节点温度向量;
 $\{\dot{\theta}\}$ ——温度对时间的导数;
 $[K]$ ——热传导矩阵;
 $\{Q\}$ ——节点热流率负载向量;
 t ——时间,s。

本研究的工艺条件为对转子体预热100 s,保温200 s,装配后冷却7 500 s。根据工艺条件选用瞬态热分析。

转子温度场云图如图3所示(转子装配后冷却

7 500 s),转子温度测量点如图4所示,试验测得的装配后转子表面温度如表1所示。

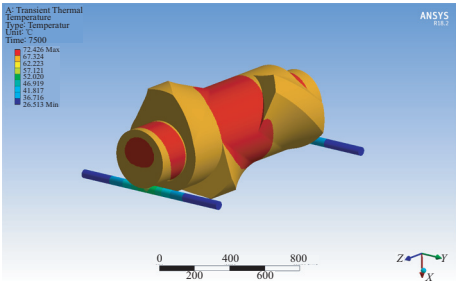


图3 转子温度场云图
Fig. 3 Nephogram of rotor temperature field

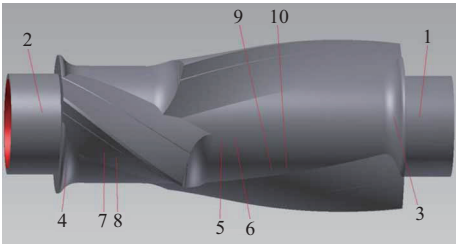


图4 转子温度测量点示意
Fig. 4 Diagram of rotor temperature measurement points

表1 装配后转子表面测量温度
Tab. 1 Surface measurement temperature of rotor after assembling ℃

停放时间/s	测量点编号									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	222	223	257	261	274	274	273	272	267	265
3	164	163	231	256	259	261	257	264	255	256
6	143	145	214	212	244	245	253	250	244	246
9	130	130	206	216	230	233	243	242	227	236
12	124	126	191	205	218	223	235	236	229	231
15	104	102	174	198	211	216	230	227	222	225
18	95	97	165	164	198	202	219	218	213	215
21	91	90	151	149	191	195	213	209	208	209
24	74	72	101	161	133	184	187	206	196	199
27	70	69	144	131	175	181	199	195	193	193
30	70	68	142	128	168	175	193	185	187	190
33	53	63	138	111	154	166	187	183	174	182
60	64	60	62	92	84	121	124	123	116	145
63	60	58	90	82	117	125	121	117	131	138
66	62	56	91	85	109	122	112	103	132	131
69	58	56	85	86	114	110	86	90	131	128
72	56	55	87	85	107	112	82	93	126	123
75	58	54	88	82	107	111	101	98	124	120
80	61	58	83	82	98	105	90	89	117	114
90	63	62	82	80	95	97	84	85	110	107
100	61	59	82	79	93	97	78	80	103	101
110	60	59	78	76	89	91	71	71	98	97
120	60	61	79	75	88	88	73	73	94	93

对比图3与表1的数据可以看出,转子温度模拟结果与试验结果基本一致。

2.2 热变形分析

转子体热变形是导致转子体与转子芯轴之间产生缝隙的主要原因。提取温度场数据并作为边界条件导入结构分析器进行结构分析,根据实际受力情况设置边界条件,得到由热膨胀和冷收缩而引起的转子体热变形^[10]。转子体与转子芯轴连接面的两端如果存在较大热变形,会导致密封不良,造成冷却水泄漏等问题,因此转子体两端位置是分析的重点。

过盈量为0.15,0.20和0.25 mm时转子体热变形分布分别如图5—7所示(转子装配后停放1 s)。从图5—7可以看出,转子体最大变形量分别为0.509 41,0.532 54和0.562 12 mm,最小变形量分别为0.102 13,0.129 85和0.158 78 mm。

从图5—7还可以看出,在不同过盈量时,转子体两端变形趋势和变形位置基本一致,但随着过盈量的增大,转子体变形量增大,这会改变密炼机的棱顶间隙,进而影响混炼效果。

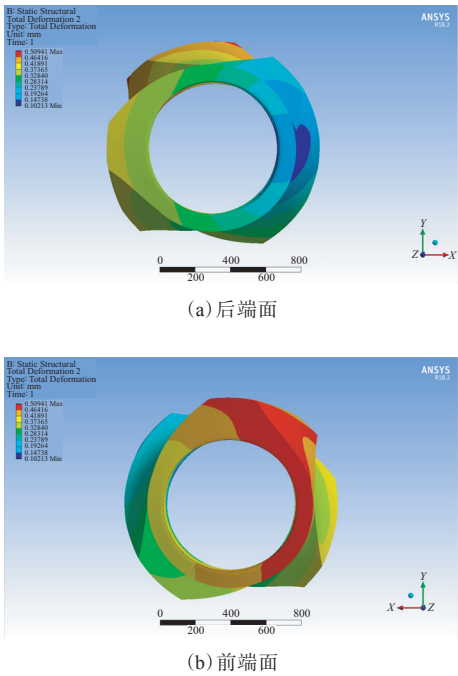


图5 过盈量0.15 mm时转子体热变形分布
Fig.5 Thermal deformation distribution of rotor body with interference of 0.15 mm

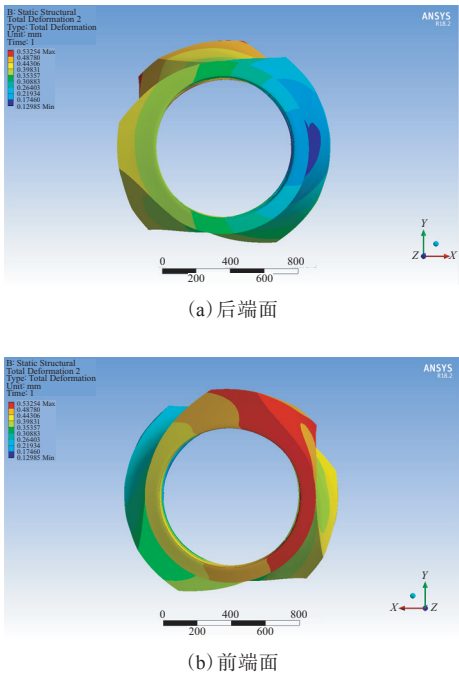


图6 过盈量0.20 mm时转子体热变形分布
Fig.6 Thermal deformation distribution of rotor body with interference of 0.20 mm

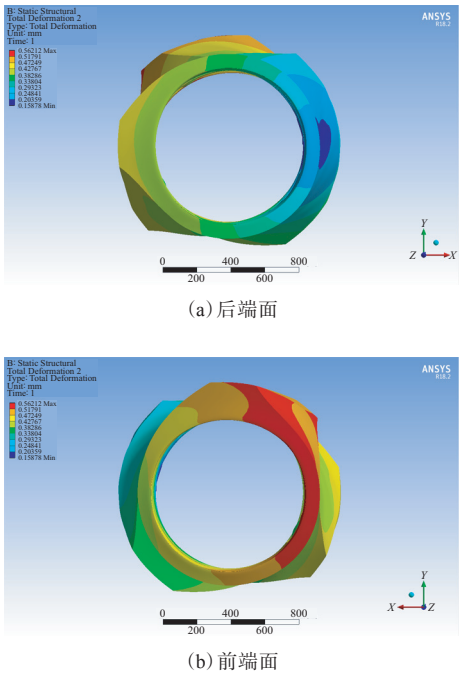


图7 过盈量0.25 mm时转子体热变形分布
Fig.7 Thermal deformation distribution of rotor body with interference of 0.25 mm

2.3 热应力分析

温度改变时,物体由于外在约束以及内部各

部分之间相互约束,不能完全自由胀缩而产生的应力称为热应力^[11]。热应力过大会导致转子开裂和变形等问题。

过盈量为0.15、0.20和0.25 mm时转子体热应力分布分别如图8—10所示(转子装配后停放1 s)。从图8—10可以看出,转子体最大热应力分别为281.74、373.58和466.69 MPa。

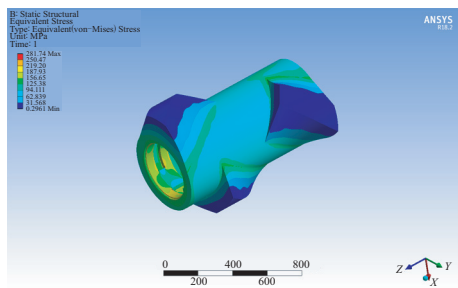


图8 过盈量0.15 mm时转子体热应力分布
Fig. 8 Thermal stress distribution of rotor body with interference of 0.15 mm

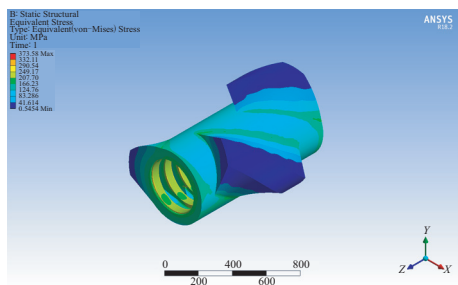


图9 过盈量0.20 mm时转子体热应力分布
Fig. 9 Thermal stress distribution of rotor body with interference of 0.20 mm

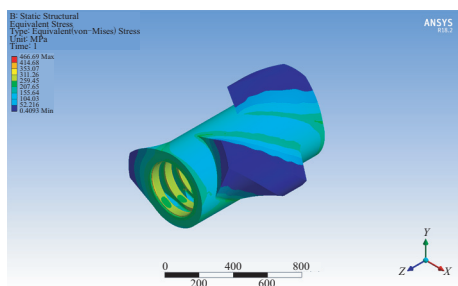


图10 过盈量0.25 mm时转子体热应力分布
Fig. 10 Thermal stress distribution of rotor body with interference of 0.25 mm

从图8—10还可以看出:转子体与转子芯轴接触面处热应力较大;转子体热应力与过盈量成正比,过盈量越大,热应力越大。当过盈量为0.15 mm时,转子体热应力未超过300 MPa,当过盈量为

0.20和0.25 mm时,热应力超过300 MPa。

根据材料力学计算可知,当转子体热应力超过300 MPa时,转子结构体容易开裂,可见采用过盈量0.15 mm时,有利于防止转子体与转子芯轴密封不良而产生冷却水泄漏的问题。

3 结论

(1) 利用有限元分析软件ANSYS对GK320型密炼机转子体与转子芯轴间3种不同过盈量下的温度场进行分析,得到不同过盈量下转子体热变形及热应力分布基本一致,随着过盈量的增大,转子体热应力增大,过盈量为0.15 mm时转子体与转子芯轴的密封满足要求。

(2) 采用有限元仿真进行密炼机转子结构优化的方法是可行的,可为转子体与转子芯轴热装配的装配间隙和过盈量确定以及弱化应力集中提供参考。

参考文献:

- [1] 陈观贵,彭森明. 简述密炼机转子更换[J]. 橡塑技术与装备, 2019, 45(19): 33-38.
CHEN G G, PENG S M. Brief description of GK270 rotor replacement[J]. China Rubber/Plastic Technology and Equipment, 2019, 45(19): 33-38.
- [2] 汪传生,张磊,翟天剑,等. 密炼机混炼流场特性与转子参数的灰色关联研究[J]. 橡胶工业, 2019, 66(9): 696-698.
WANG C S, ZHANG L, ZHAI T J, et al. Grey relation between mixing flow field characteristics and rotor parameters of mixer[J]. China Rubber Industry, 2019, 66(9): 696-698.
- [3] 杨顺根,白仲元. 橡胶工业手册(修订版) 第九分册 橡胶机械[M]. 北京: 化学工业出版社, 1989.
- [4] 布图格奇. 轴承压装仿真与试验以及液力变矩器导轮的热装配变形分析研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
Б У Т У Г К. Simulation and experimental analysis of bearing press-fit and research on heating deformation for guide roller of a certain fluid torque converter[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2016.
- [5] 钟庆珊. 齿轮热装配技术研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
ZHONG Q S. Technical research on heating Assembly for gear[D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [6] 朱立峰,王凯. 基于Solidworks Simulation的单体泵泵体、挺柱套热装配仿真研究[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2014, 37(5): 34-36.
ZHU L F, WANG K. Simulation research on body of monoblock

- pump and hot assembly of tappet sleeve based on solidworks simulation[J]. Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2014, 37(5): 34-36.
- [7] 符杰. 过盈配合的摩擦系数研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2007.
- FU J. The research on interference fitted friction coefficient[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2007.
- [8] 李伟建, 潘存云. 圆柱面过盈连接的应力分析[J]. 机械科学与技术, 2008(3): 313-317.
- LI W J, PAN C Y. Stress analysis of column face pressure connection [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008(3): 313-317.
- [9] ZHANG Y, MCCLAIN B, FANG X D. Design of interference fits via finite element method[J]. International Journal of Mechanical Ence, 2000, 42(9): 1835-1850.
- [10] SEN S, AKSAKAL B. Stress analysis of interference fitted shaft-hub system under transient heat transfer conditions[J]. Materials and Design, 2004(25): 407-417.
- [11] GENI M. ANSYS Workbench 18. 0有限元分析入门与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018.
- GENI M. ANSYS Workbench 18. 0 Introduction and application of finite element analysis[M]. Beijing: China Machine Press, 2018.
- 收稿日期: 2021-01-25

Simulation Study on Hot Assembly of GK320 Mixer Rotor Based on ANSYS

WANG Chuansheng^{1,2}, ZHANG Shoufeng¹, WANG Kongshuo¹, WANG Zhifei³, BIAN Huiguang^{1,2}

(1. Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China; 2. Shandong Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology of Polymer Materials, Qingdao 266061, China; 3. Yiyang Rubber & Plastics Machinery Group Co., Ltd, Yiyang 413000, China)

Abstract: The interference fit of the mixer rotor (composed of the rotor body and rotor core shaft) could be achieved by thermal assembly; however, the thermal deformation and thermal stress of the rotor body during the assembling could easily cause cracks between the rotor body and the rotor core shaft, thereby causing water leakage. In this study, a rotor model was established for the thermal assembly process of GK320 mixer rotor, and the temperature field of the rotors with different interferences were analyzed by using ANSYS finite element. Then, the thermal deformation and thermal stress were analyzed using temperature field of the rotor body, and the relationship between the interference and the thermal deformation and thermal stress of the rotor was obtained. The results of this study could provide references for the design, processing and assembly of the mixer rotors.

Key words: mixer; rotor; thermal assembly; interference fit; thermal deformation; thermal stress; finite element analysis

中国仍是越南橡胶最大出口市场

据越南《海关在线》消息,中国是越南最大的天然橡胶出口市场,且对天然橡胶进口的需求量大增。而美国、欧盟、日本、韩国等一些市场则因对天然橡胶产品的合法性和可持续性要求日渐严苛而“难以预测”其需求量。

据越南工贸部进出口局公布数据,2021年4月中旬,亚洲地区各交易平台的橡胶价格因新冠肺炎疫情再次暴发而持续走低,这影响了投资者心理。全球橡胶供应继续受集装箱短缺的冲击。

2021年3月,因中国经济强劲复苏,橡胶进口量达到近4年来的最高水平。据中国海关总署统计,2021年3月,进口天然橡胶和复合橡胶共71.1

万t,进口额为12.5亿美元,同比分别增长17.9%和40%。2021年前3个月,累计进口天然橡胶179万t,进口额达30.5亿美元,同比分别增长8%和22.8%。

而据越南海关总局统计,2021年3月,越南累计出口天然橡胶40.65万t,出口额为6.75亿美元,同比分别增长77.4%和102.4%。其中,对中国天然橡胶出口量达29.02万t,出口额达4.63亿美元,同比分别增长103.1%和128%。

越南橡胶协会副主席兼秘书长武皇安表示,中国是众所周知的世界工厂,因此不仅越南而且全世界都依赖这一市场。

(摘自《中国化工报》,2021-05-10)