

基于 Mori-Tanaka 方法的冷凝器强度研究

吕东阳, 詹腾腾, 高万博

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:为解决冷凝器管束众多,难以按真实情况建模的问题,基于 Mori-Tanaka 方法提出双尺度分析方法,根据该方法建立了等效模型并通过验证。建立了冷凝器整体计算模型,在实际工况 4.1 和 4.8 MPa 条件下针对冷凝器强度进行研究。结果表明:等效后的模型最大计算误差为 5.2%,满足工程允许误差范围;冷凝器整体最大位移在进水侧管板处;内管板内部等效区应力分布均匀,最大应力位于管板边缘与法兰连接处;两种工况的最大应力均满足材料屈服强度。

关键词:双管板;有限元分析;Mori-Tanaka 方法;双尺度分析;应力分布

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.01.016

[引用本文格式] 吕东阳,詹腾腾,高万博. 基于 Mori-Tanaka 方法的冷凝器强度研究[J]. 热能动力工程,2023,38(1):129-136. LYU Dong-yang, ZHAN Teng-teng, GAO Wan-bo. Study on condenser strength based on Mori-Tanaka method[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1): 129-136.

Study on Condenser Strength based on Mori-Tanaka Method

LYU Dong-yang, ZHAN Teng-teng, GAO Wan-bo

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to solve the problem that it is difficult to model the real situations due to many condenser tube bundles, a two-scale analysis method based on Mori-Tanaka method is proposed. The equivalent model is established according to the two-scale analysis method and verified. Through the model verification, the overall calculation model of the condenser is established, and the strength of the condenser is studied under the actual working conditions of 4.1 MPa and 4.8 MPa. The results show that the maximum calculation error of the equivalent model is 5.2%, which meets the engineering allowable error range; the overall maximum displacement of the condenser is at the tube sheet on the inlet side; the stress distribution in the equivalent area of the inner tube sheet is uniform, and the maximum stress is located at the connection of tube sheet edge and flange; the maximum stresses of both working conditions meet the material yield strength.

Key words: double tube sheet, finite element analysis, Mori-Tanaka method, two-scale analysis, stress distribution

符号说明

E_f —纤维体弹性模量, MPa

E_m —基体弹性模量, MPa

E_L —纤维体纵向弹性模量, MPa

ν_f —纤维体泊松比

ν_m —基体泊松比

ν_{LT} —泊松比

μ_T —横向剪切模量

μ_L —纵向剪切模量

K_T —各向同性面应变体变模量

c —纤维体体积分数

$\eta = \frac{E_f}{E_m}$ —纤维体与基体弹性模量之比

引 言

冷凝器是保证蒸汽动力系统安全性和稳定性的关键。管壳式冷凝器因其结构强度高、生产标准和技术相对成熟等原因被大量应用于各种蒸汽系统中^[1-3]。冷凝器管束承担着流体的换热功能,其特点是外形轮廓不规律、分布不均匀、数量多,这导致管束的工作状况较为复杂^[4-8]。

目前,国内外对管壳式冷凝器结构研究中,较为常见的方法是先建立实物模型,再通过有限元处理软件进行仿真分析^[9-13]。而管束如果按照真实情况进行建模及前处理,往往会给工作带来极大困难,导致工作量增大,同时影响了后处理的计算结果。

本文采用 Mori-Tanaka 方法,对管束和与管板连接区域进行改进。根据纤维增强复合材料的细观力学原理^[14],管板可以视为宏观尺度的结构,而管束为细观尺度的结构。将管板与管束分别等效为基体和纤维增强体,进行等效处理。建立算例对等效方法进行了验证,并建立等效后的冷凝器模型,对计算结果进行评定,为冷凝器建模及仿真处理提供等效计算方法。

1 理论与方法

1.1 Mori-Tanaka 方法

Mori-Tanaka 方法由 Mori 和 Tanaka 共同提出,可以计算具有相变应变夹杂材料基体的平均应力^[15]。假定材料基体的平均应力在整个材料中是连续均匀的,且与所考虑的平均域位置无关。为得到等效区域后的相关有效常数,基于 Mori-Tanaka 方法对纤维增强复合材料有效参数进行推导,单向纤维增强复合材料的有效弹性常数为:

$$E_L = [\eta c + (1 - c)] E_m + \frac{2c(1 - c)(\nu_f - \nu_m)^2 \eta E_m}{(1 - c)(1 + \nu_f)(1 - 2\nu_f) + \eta(1 + \nu_m)[1 + c(1 - 2\nu_m)]} \quad (1)$$

$$\mu_T = \frac{\{(1 - c)(1 + \nu_f) + \eta(1 + \nu_m)[c + (3 - 4\nu_m)]\} E_m}{2(1 + \nu_m)\{(1 - c)(1 + \nu_m)(3 - 4\nu_m)\eta + (1 - \nu_f)[1 + c(3 - 4\nu_m)]\}} \quad (2)$$

$$K_T = \frac{\{(1 - c)(1 + \nu_f)(1 - 2\nu_f) + \eta(1 + \nu_m)[1 + c(1 - 2\nu_m)]\} E_m}{2(1 + \nu_m)[1 + \nu_f](1 - 2\nu_m) + \eta(1 - c)(1 + \nu_m)(1 - 2\nu_m)} \quad (3)$$

$$\mu_L = \frac{[\eta(1 + c)(1 + \nu_m) + (1 - c)(1 + \nu_f)] E_m}{2(1 + \nu_m)[\eta(1 - c)(1 + \nu_m) + (1 + c)(1 + \nu_f)]} \quad (4)$$

$$\nu_{LT} = \frac{2c\eta(1 - 2\nu_m^2)\nu_f + (1 - c)[(1 + \nu_f)(1 - 2\nu_f) + \eta(1 + \nu_m)]\nu_m}{2c\eta(1 - 2\nu_m^2) + (1 - c)[(1 + \nu_f)(1 - 2\nu_f) + \eta(1 + \nu_m)]} \quad (5)$$

1.2 管板结构的双尺度分析方法

双管板结构是管板结构中一种常见的构造形式,通常是在换热器一端设置具有一定间隙的两块管板,或者有两块管板直接连接,并将这两块管板定义为内管板和外管板。管束一部分穿过管板,一部分暴露于空气中,如图 1 所示。对于整个管板结构,管板的直径为 1 750 mm,而管束的直径只有 16 mm,管束的尺寸远小于管板的尺寸。根据细观力学思想,管板是管板结构中的宏观尺度,而管束是其中的细观尺度,二者可以构成双尺度。

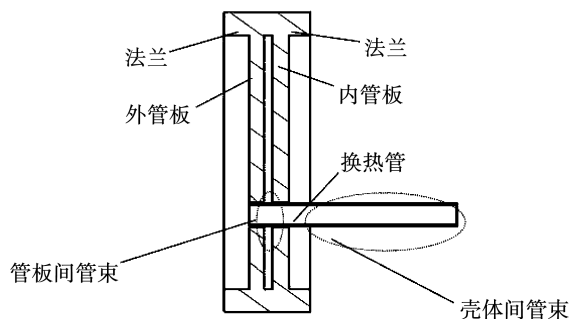


图 1 双管板结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of double tube sheet structure

1.3 等效过程

基于双管板结构的双尺度分析方法将管束及其周围的材料等效成均匀材料,获得整体的力学性能。由于换热管束分两部分,一部分穿过管板,而另一部分暴露于空气中,因此针对管束穿过的管板区域和暴露于空气中的换热管束分别进行等效。

具体等效过程如下:

(1) 对单根空心换热管束的等效。单根空心管是双管板等效分析中最基本的单位,将单根管束看作基体,空气作为增强相,采用混合律公式进行计算。单根管等效过程如图 2 所示。

(2) 管束穿过的管板区域的等效。以空心管束为增强相,管板为基体的复合材料。管板等效过程如图 3 所示。



图 2 单根管等效过程

Fig. 2 Equivalent process of a single tube bundle

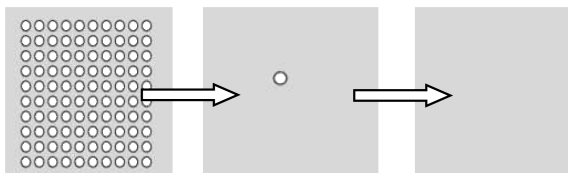


图 3 管板等效过程

Fig. 3 Equivalent process of tube sheet

(3) 对于暴露于空气中的换热管束,增强相为空心管束、基体为空气的复合材料。换热管束的等效过程如图 4 所示。

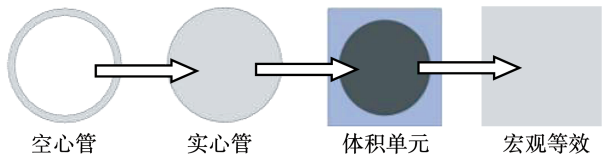


图 4 换热管束等效过程

Fig. 4 Equivalent process of heat exchanger tube bundle

2 等效过程验证

2.1 建立等效模型算例

采用开孔间距为 20 mm 的单个管板模型对等效过程进行验证。管板厚度为 100 mm,半径为 500 mm。换热管束的内、外直径分别为 14 和 18 mm,长 1 000 mm。管板结构算例模型如图 5 所示。管板和管束的材料属性如表 1 所示。

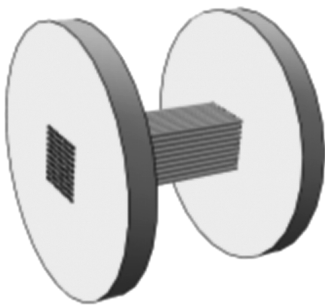


图 5 管板结构算例模型

Fig. 5 Example model of tube sheet structure

表 1 算例材料属性

Tab. 1 Material properties of the example

管板结构	弹性模量 E/GPa	泊松比 ν	密度/ $\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
管束	106	0.3	7.85×10^{-6}
管板	210	0.3	7.85×10^{-6}

为减少边界条件对等效区域的影响,统一选取半径 350 ~ 500 mm 之间的区域为边界条件的施加区域。管板的一端(左管板)完全固定,另一端(右管板)受到 4 MPa 的单向拉伸载荷。算例模型边界条件如图 6 示。

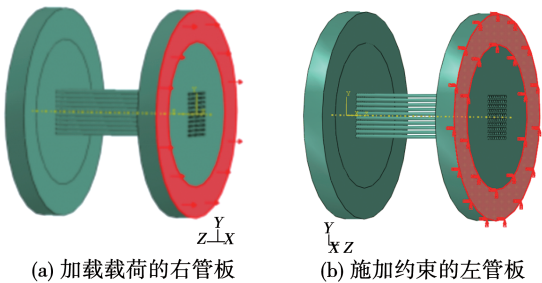


图 6 算例模型的边界条件

Fig. 6 Boundary conditions of the example model

等效模型如图 7 所示。换热管束仅穿过方形布管区域,选择该方形区域作为等效区域。

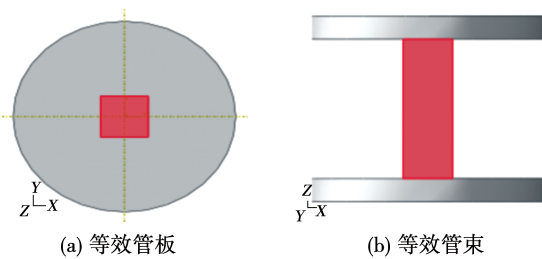


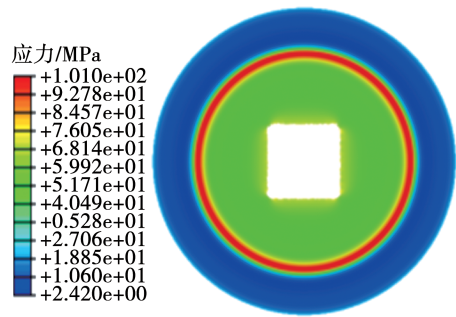
图 7 等效模型

Fig. 7 Equivalent model

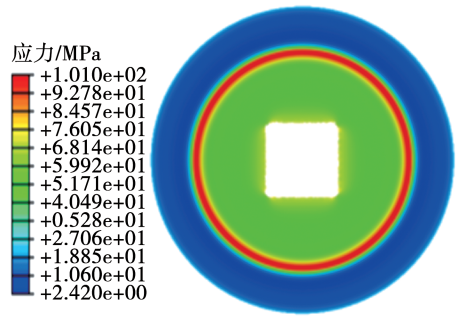
2.2 等效验证

根据上述分析,等效过程需要考虑非等效区域(宏观尺度)的力学行为,对比管板非布管区域是验证等效模型的关键。将 2.1 中的模型进行计算,读取应力及位移方向云图。图 8 和图 9 为等效和算例模型左右管板应力云图。根据图中应力分布结果,在管板上的非布管区域,算例和等效模型的应力变化趋势及应力值的大小非常吻合。

图 10 和图 11 为左、右管板位移云图,选取 X 方向位移云图作为对比。

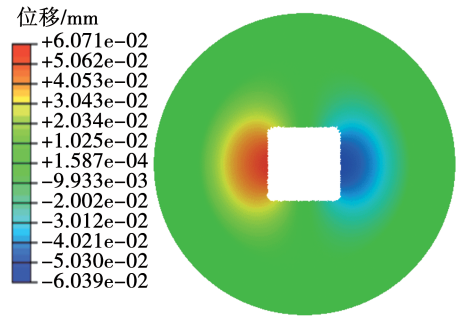


(a) 算例模型

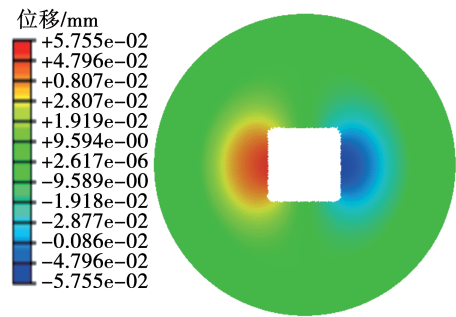


(b) 等效模型

图 8 左管板 (非布管区) 的应力云图
Fig. 8 Stress cloud chart of left tube sheet
(non-pipeline area)

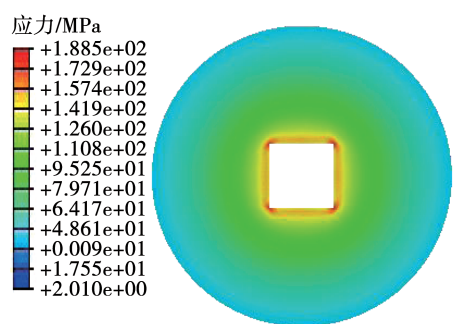


(a) 算例模型左管板

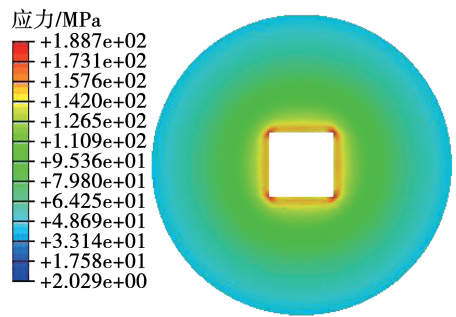


(b) 等效模型左管板

图 10 左管板 (非布管区) X 方向位移云图
Fig. 10 Cloud chart of X-direction displacement of
left tube sheet (non-pipeline area)

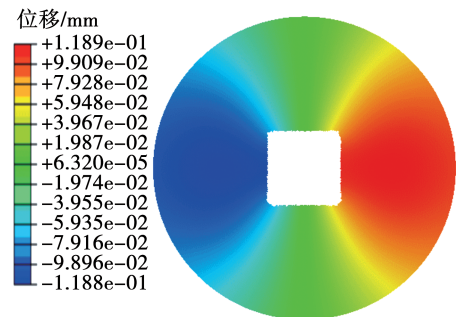


(a) 算例模型

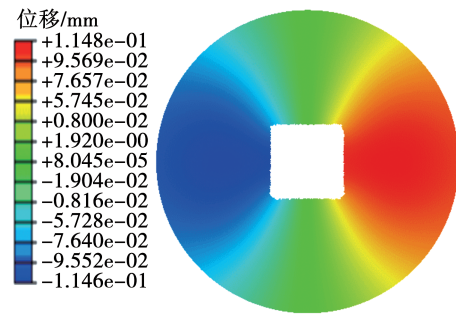


(b) 等效模型

图 9 右管板 (非布管区) 的应力云图
Fig. 9 Stress cloud chart of right tube sheet
(non-pipeline area)



(a) 算例模型的右管板



(b) 等效模型的右管板

图 11 右管板 (非布管区) X 方向位移云图
Fig. 11 Cloud chart of X-direction displacement of
right tube sheet (non-pipeline area)

左、右算例和等效模型的左、右管板位移最大值数据如表 2 所示。表中 U_1, U_2, U_3 为最大位移 U 值的 3 个方向分量。由表 2 可知,等效计算与算例模型最大误差为 5.2%,出现在左管板,此误差在允许范围内,可以采用此等效方法对实际模型进行分析计算。

表 2 管板的最大位移 U 值比较

Tab. 2 Comparison of maximum displacements
of tube sheets

管板	U 值	算例模型/mm	等效模型/mm	误差/%
左管板	U_3 最大值	0.226	0.235	3.76
	U_2 最大值	0.060	0.058	4.84
	U_1 最大值	0.061	0.058	5.20
右管板	U_3 最大值	3.066	3.032	1.10
	U_2 最大值	0.119	0.118	3.53
	U_1 最大值	0.119	0.115	3.44

3 冷凝器结构有限元建模和计算

3.1 建模过程

根据某冷凝器实际管束排布,确定了等效区域。建立各等效区域的三维几何模型,得到冷凝器整体三维几何模型,如图 12 所示。冷凝器整体长度为 4 630 mm,管板半径为 1 010 mm。

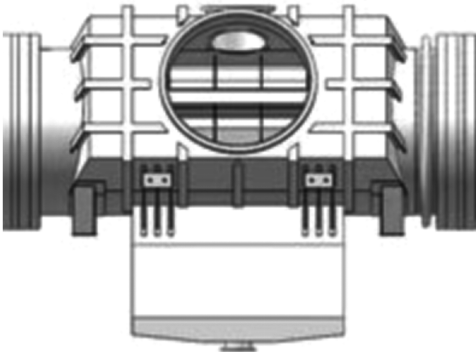


图 12 冷凝器整体三维几何模型

Fig. 12 Overall 3D geometric model of condenser

3.2 网格划分及材料参数

采用 hypermesh 软件进行网格划分,将冷凝器剩余部件单独划分网格。划分网格数为 134 万,节点数为 190 万,网格单元采用 solid45 和 solid95。使用 abaqus 软件对网格模型进行后处理计算。外管板水室换热管采用钛材,内管板及其他部件采用合金钢^[16]。得到冷凝器整体网格,如图 13 所示。

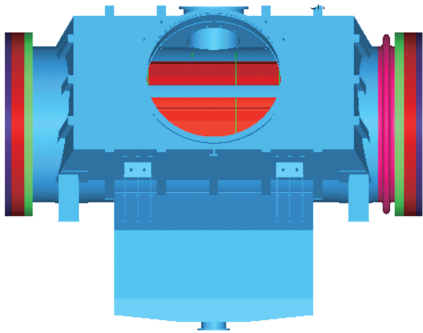


图 13 冷凝器的整体网格

Fig. 13 Overall meshes of condenser

对网格无关性进行分析:在施加载荷不变的条件 下,针对同一区域,改变管板处及与管板相连管束 区的网格数,将得到的结果与前一次的结果进行比较 并计算相对误差。采用管束区的应力计算结果进行分 析,不同网格数下的应力对比如图 14 所示。由图 14 可 知,不同网格尺寸下的应力分别为 180.128,187.012 和 188.071 MPa,相对误差均小于 5%,通过网格无 关性测试,模型网格数选取为 134 万。

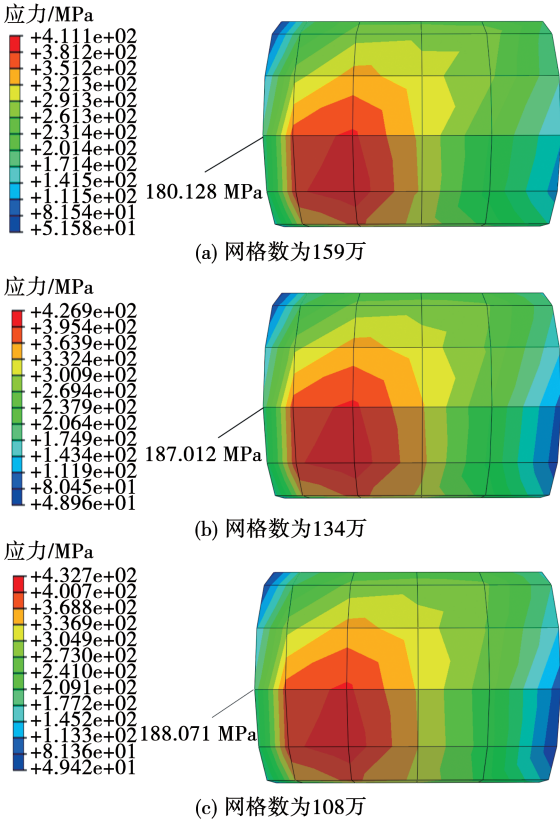


图 14 不同网格数下管束应力对比

Fig. 14 Comparison of tube bundle stresses under different mesh numbers

管束存在两种结构,外径均为 16 mm,壁厚分别为 1.1 和 1.5 mm,即为薄壁管和厚壁管。由式(5)计算得薄壁管的等效参数为 $E = 26.880\text{ GPa}$, $\nu = 0.3$, $\rho = 1\,155\text{ kg/m}^3$;厚壁管的等效参数为 $E = 35.700\text{ GPa}$, $\nu = 0.3$, $\rho = 1\,533\text{ kg/m}^3$ 。

在计算管束和管板等效区域的材料属性时,取空气的弹性模量 $E_m = 0.002\text{ GPa}$,泊松比 $\nu_m = 0.002$ 。

3.3 边界条件

边界条件为施加约束及压强。约束施加在底部支座和侧向支座,进水侧支座只约束 X 和 Y 方向的位移,出水侧支座进行全约束。根据实际运行条件,两侧管板外侧承受工作压强,两种运行工况压强 p 为 4.1 和 4.8 MPa。在外管板的等效管板区域,将压强根据面积进行等效,等效后的均匀压力 $p_0 = 0.639\text{ } p$ 。施加的边界条件如图 15 所示。

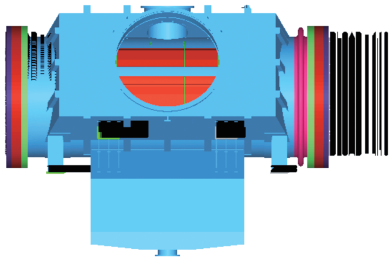


图 15 施加的边界条件和载荷
Fig. 15 Applied boundary condition and load

4 计算结果

完成冷凝器建模、网格划分及计算后工况 1 ($p = 4.1\text{ MPa}$) 的等效模型整体位移分布如图 16 所示。由图 16 可知,冷凝器最大位移 2.246 mm,位于进水侧管板处。由于施加约束时进水侧未对 z 方向进行约束,管板处有较大位移产生,内外管板连接处产生的位移尤为明显。由于该区域结构不连续,且在载荷作用下变形不一致,所以该区域应力薄弱,在实际运行中应当引起关注。

冷凝器各管板最大应力如表 3 所示。由表 3 可知,管板等效区域的最大应力位于出水侧内管板的等效区域上,最大应力为 210.8 MPa。图 17 为工况 1 出水侧内管板等效区域应力分布云图。由图 17

可知,内管板等效区域中心处应力分布均匀,此处被等效为均匀介质,未产生应力集中。边缘与法兰连接处产生较大应力,连接处几何形状不连续引起不连续应力,而实际工作中该连接处还存在温差应力,其中包含峰值应力。这两种情况的存在均会导致出现应力集中。内管板所用材料为 20MnMoNb,在冷凝器实际运行条件下,屈服强度为 420 MPa。在工况 1 的条件下,最大应力小于屈服强度,满足使用条件。

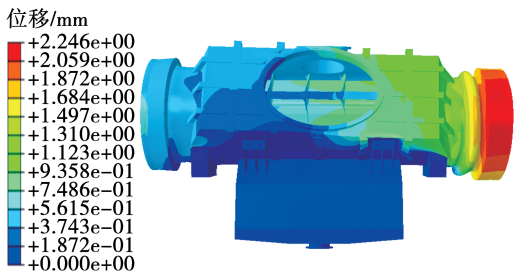


图 16 工况 1 整体位移云图
Fig. 16 Overall displacement cloud chart under working condition 1

表 3 冷凝器各管板的最大应力 (MPa)

Tab. 3 Maximum stress of each tube sheet of condenser (MPa)

管板	工况 1		工况 2	
	出水侧	进水侧	出水侧	进水侧
外管板	192.6	188.9	226.0	210.3
内管板	210.8	198.3	254.8	234.1

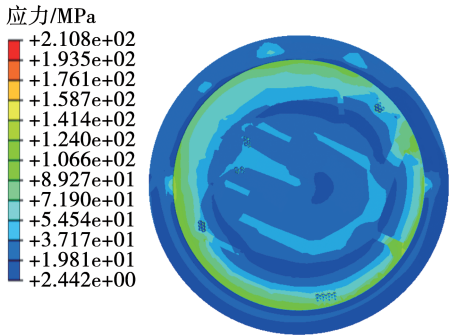


图 17 工况 1 出水侧内管板等效区域应力云图
Fig. 17 Stress cloud chart of the equivalent area of inner tube sheet on the water outlet side under working condition 1

工况 2($p = 4.8 \text{ MPa}$)的等效模型位移如图 18 所示。由图 18 可知,最大位移 2.591 mm,位于进水侧管板处。工况 2 出水侧内管板等效区域应力云图如图 19 所示。由图 19 可知,管板等效区域的最大应力位于出水侧内管板的等效区域上,其应力分布与工况 1 相同,最大应力为 254.8 MPa。将工况 2 位移云图与工况 1 对比可以发现,随着工作压强升高,冷凝器整体最大位移变大,内管板等效区域最大应力升高。同时,工况 2 位移云图与应力分布情况与工况 1 基本相同,且等效区域最大应力也满足内管板材料的屈服强度。

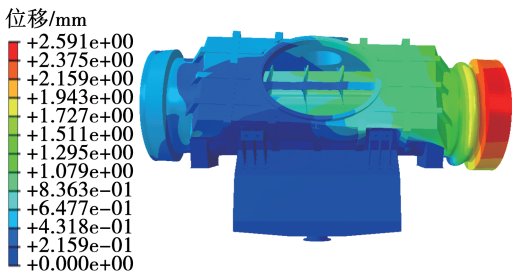


图 18 工况 2 整体位移云图

Fig. 18 Overall displacement cloud chart under working condition 2

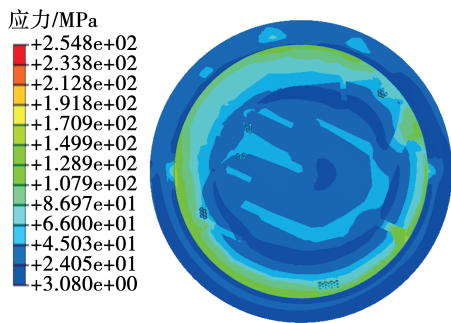


图 19 工况 2 出水侧内管板等效区域应力云图

Fig. 19 Stress cloud chart of the equivalent area of inner tube sheet on the water outlet side under working condition 2

5 结 论

基于 Mori-Tanaka 细观力学理论,引入管板结构双尺度分析方法,并对冷凝器结构进行适当简化处理,再进行相关仿真计算,得出结论:

(1) 根据 Mori-Tanaka 方法推出单向纤维复合

材料有效参数,针对管束管板结构提出双尺度方法,建立了冷凝器管束等效方法。

(2) 通过算例模型与等效模型计算结果对比,计算误差在工程允许范围内,验证了等效过程的准确性和可靠性。

(3) 建立了某冷凝器等效计算模型,对该冷凝器部件进行了强度分析,进水侧管板为结构的薄弱部位,并在内管板与法兰连接处存在应力集中,但均满足设计要求,研究为以后冷凝器复杂管束的计算提供一种思路。

参考文献:

[1] 何 燕. 双管板换热器的设计实例[J]. 石化技术,2018,25(8):9-19.
HE Yan. Design example of double tube sheet heat exchanger[J]. Petrochemical Technology,2018,25(8):9-19.

[2] 卜银坤. 管壳式换热器管板的结构设计[J]. 中国特种设备安全,2009(11):1-4.
BU Yin-kun. Structural design of tube sheet of shell and tube heat exchanger[J]. China Special Equipment Safety,2009(11):1-4.

[3] 熊奥博. 管壳式固定管板换热器管板强度研究及双管板厚度计算[D]. 北京:北京化工大学,2014.
XIONG Ao-bo. Mechanical study on fixed tubesheet of tubular heat exchangers and calculation of thickness of double tubesheets[D]. Beijing:Beijing University of Chemical Technology,2014.

[4] 王战辉,张智芳,马向荣. 换热管对管壳式换热器应力分布的影响[J]. 甘肃科学学报,2020,32(3):79-83.
WANG Zhan-hui, ZHANG Zhi-fang, MA Xiang-rong. Influence of heat exchange tubes on stress distribution of shell and tube heat exchangers[J]. Journal of Gansu Sciences,2020,32(3):79-83.

[5] 徐珊珊,张阿漫,谢金鑫,等. 船用冷凝器非对称布管双管板结构强度评估方法研究[J]. 中国舰船研究,2009,4(5):39-44.
XU Shan-shan, ZHANG A-man, XIE Jin-xin, et al. Research on the strength evaluation method of double tube sheet structure with a-symmetrical layout of ship condenser[J]. China Ship Research, 2009,4(5):39-44.

[6] 王 密,范 飞,孔凡胜,等. 大型管壳式冷凝器的优化设计[J]. 压力容器,2017,34(9):43-47.
WANG Mi, FAN Fei, KONG Fan-sheng, et al. Optimal design of large shell-and-tube condenser[J]. Pressure Vessel,2017,34(9):43-47.

[7] LI An-jun, GONG Bing, WANG Bao-lin, et al. Structure strength analysis of the plate heat exchanger by ANSYS[J]. Contemporary

Chemical Industry,2013,42(6):780,783.

[8] YU H, QIAN C, CAO R. On the design approach of double-tubesheets[C]//Beijing, China; PDR'2010 International Conference on Advances in Product Development and Reliability. Beijing University of Chemical Technology,2010.

[9] MERAH N, AL-ZAYER A, SHUAIB A, et al. Finite element evaluation of clearance effect on tube-to-tubesheet joint strength[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping,2003,80(12): 879 - 885.

[10] LENG J. Analysis of temperature field and thermal stress in a fixed tube-sheet heat exchanger[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology,2004,31(2):104 - 106.

[11] 叶增荣. 非对称薄管板换热器的有限元分析[J]. 压力容器, 2016,33(12):28 - 36.

YE Zeng-rong. Finite element analysis of asymmetric thin tube sheet heat exchanger [J]. Pressure Vessel, 2016, 33 (12): 28 - 36.

[12] 杨玉强, 贺小华, 杨建永. 基于 ANSYS 的双管板换热器管板厚度设计探讨[J]. 压力容器,2010(10):30 - 35.

YANG Yu-qiang, HE Xiao-hua, YANG Jian-yong. Discussion on tubesheet thickness design of double tubesheet heat exchanger based on ANSYS[J]. Pressure Vessel,2010(10):30 - 35.

[13] 刘莺歌. 基于 ANSYS 的双换热管双管板换热器应力分析与评定[J]. 现代制造技术与装备,2018(11):97 - 101.

LIU Ying-ge. Stress analysis and evaluation of double heat exchange tube and double tube sheet heat exchanger based on AN-SYS[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment,2018 (11):97 - 101.

[14] 张子明, 宋智通, 何巨海, 等. 细观力学经典理论适用性探讨 [C]//北京:第 18 届全国结构工程学术会议论文集第 I 册,2009.

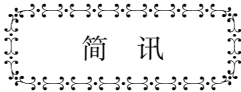
ZHANG Zi-ming, SONG Zhi-tong, HE Ju-hai, et al. Discussion on the applicability of the classical theory of meso-mechanics[C]// Beijing; Proceedings of the 18th National Structural Engineering Academic Conference Volume I,2009.

[15] BENVENISTE Y. A new approach to the application of Mori-Tanaka's theory in composite materials[J]. Mechanics of Materials, 1987,6(2):147 - 157.

[16] GB/T3620. 1 - 2016, GB/T3620. 1 - 2016 钛及钛合金牌号和化学成分[S].

GB/T3620. 1 - 2016, GB/T3620. 1 - 2016 Designation and chemical composition of titanium and titanium alloys[S].

(刘 颖 编 辑)



Fortescue 公司称“绿色甲烷”气体可解决氢气的出口困境

据彭博社报道,澳大利亚是世界上第二大液化天然气出口国,一直以来澳大利亚的全球绿色能源公司 Fortescue Future Industries 都倡导使用氢燃料,目前该公司正在探索一种更有效的方式,通过使用“绿色甲烷”气体将零排放燃料运往海外。“绿色甲烷”本质上是用可再生能源制成的合成天然气,它是一种有前途的技术,可以有效降低液化纯氢的费用并解决技术困难。因为,氢气必须在 -252 ℃ 的温度下冷却和储存,远低于天然气的主要成分甲烷液化时的 -162 ℃。并且,液氢比液化天然气或氨气占用更多的空间,增加了成本。

Fortescue 公司的目标是到 2030 年,每年生产 1 500 万吨绿色氢气,其中大部分在澳大利亚。据彭博新能源财经报道,大多数新兴的氢出口商计划将氢气与氮气相结合,并以氨的形式运输。Fortescue 公司也在研究这个问题。虽然“绿色甲烷”可能比氨有优势,但同时它还面临着严峻的挑战。“绿色甲烷”技术将二氧化碳添加到氢气中以制造甲烷,然后在目的地去除氢气并回收二氧化碳。甲烷和二氧化碳都是温室气体,必须防止泄漏。所以,在短期内,Fortescue 公司的氢气可能仍会以氨的形式出口。

(孙嘉忆摘译自 <https://hydrogen-central.com>)