

动力包构架在复杂交变激励条件下的强度仿真分析

郭耀华¹, 张静², 董焕彬¹, 蒲大文²

(1. 中车唐山机车车辆有限公司, 河北 唐山 063000; 2. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要:建立了以构架为柔体的内燃动车动力包刚柔耦合模型,分别进行了动力包构架的静强度分析和在复杂交变激励条件下的动强度分析。分析结果表明,在柴油发电机组复杂交变激励条件下,构架动应力最大值虽低于材料的疲劳强度,但如果其他载荷作用下使构架应力接近材料的强度极限时,机组运行工况交变激励对构架强度的影响就可能值得考虑。

关键词:刚柔耦合模型;静强度;复杂交变激励下强度;疲劳强度

中图分类号:U262.11 **文献标志码:** **文章编号:**1671-5276(2019)05-0100-05

Strength Analysis of Powerpack Frame under Complex Alternating Excitation Conditions

GUO Yaohua¹, ZHANG Jing², DONG Huanbin¹, PU Dawen²

(1. CRRC Tangshan Co., Ltd., Tangshan 063000, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: This paper establishes the rigid-flexible coupling model of the powerpack in the frame and analyzes its static strength and the complex alternating excitation strength. The results indicates that the value of the maximum dynamic stress of the frame is lower than one of the fatigue strength of the material under the complex alternating excitation conditions, but if the stress of the frame is close to the strength limit of the material, the influence of the alternating excitation on the strength of the frame should be considered.

Keywords: rigid-flexible coupling model; static strength; complex alternating excitation strength; fatigue strength

0 引言

近年来随着我国铁路事业高速发展,对铁路车辆的技术和性能要求也越来越高。列车的构架类零部件是影响铁路车辆的安全性、可靠性以及稳定性的重要部件,对轨道铁路车辆类部件构架强度的不断深入研究就成为一项非常重要的课题,其中研究最多的是列车转向架。转向架起着支撑车体、运行、转动等重要功能,是铁路车辆重要的承载机构。对于轨道列车,转向架的动力学性能不仅与行车品质有着直接联系,而且转向架的强度性能更直接关系到列车的行车安全,尤为引人注目。Nam-PoKim^[1]等人在相关理论的基础上,利用有限元方法对转向架进行了网格划分,在此基础上进行了静力分析,可计算出转向架的疲劳寿命。王洪娇^[2]等将相关强度的计算标准与有限元分析的理论结合,针对构架静强度分析提出了一套计算相对简单、操作比较容易的分析方法。张燕^[3]等运用商用软件分析三轴转向架侧架并对其侧架进行了静强度分析以及强度校核。杨红霞^[4]等计算了某新型机车转向架构架的静强度,证明了构架在静强度足够且刚性满足要求的条件下,其动态性能能够得到保证。王秋实等^[5]在超常工况下对某 120 km/h 单节八轴电力机车转向架构架进行了静强度分析,在模拟运营工况下计算其疲劳强度以及对其进行模态分析,并根据 Moore-Kommer-Japer 疲劳极

限图评判了构架母材与主焊缝的疲劳强度。汤琴琴^[6]分析了新型车构架强度并做了相关试验,在此基础上对新型车构架的强度产生了一个系统的评价。李瑞宝^[7]研究了 CRH2 型动车组动力转向架焊接构架,结合国际和欧洲标准,利用 ANSYS 对该有限元模型进行了强度分析并以此结果评估了其疲劳寿命。

在轨道交通领域,国内外从 20 世纪 90 年代末开始了将内燃动力总成(简称动力包)悬挂于车底的内燃动车研究和应用。受力复杂的动力包构架结构强度也成为影响内燃动车安全性、可靠性的重要部件。上述文献主要对铁路车辆转向架等构架类零部件的结构强度进行了大量研究,但对内燃动车动力包构架结构强度的研究较少。中车唐山机车车辆有限公司等单位进行过动力包构架的静强度计算分析^[8],但在柴油发电机组复杂交变激励下的构架动强度计算分析目前尚未有相关研究报道。本文将针对动力包构架,在静强度计算基础上,进行复杂交变激励下的构架动强度计算分析,以掌握机组运行工况复杂交变激励对动力包构架强度的影响。

1 动力包构架的静强度分析

1.1 构架有限元模型说明

本文以柴油机飞轮和发电机转子间采用刚性连接传动方式的大功率动力包为研究对象。动力包总成是将各部件

基金项目:青年科学基金项目(51405399)

作者简介:郭耀华(1981—),男,河北丰宁人,高级工程师,主要研究方向为动力系统设计及优化。

(柴油发电机组、空滤器、消音器、水空中冷器、电气箱)以及各系统之间的连接管路集成在一个构架上,如图1所示。

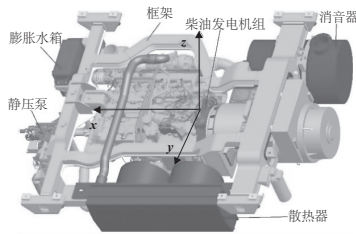


图1 动力包结构示意图

建立动力包有限元模型时,一般以构架为柔体,柴油发电机组及其他部件为刚体^[9]。

通过 Pro/E 软件建立动力包构架的三维壳体模型,把构架的三维模型导入 HyperMesh 中进行有限元分析的前处理。其中构架使用 SHELL63 壳单元划分网格,并通过定义实常数来模拟各板厚度。与车体连接的4个端柱及一级隔振器安装凸台采用 SOLID185 块单元划分网格,定义构架材料为 Q345E,端柱材料为 Q345D 锻造。

通过添加 MASS 点的方式,将机组及各部件等效为多个质量点。消音器、电器箱、水空中冷装置及空滤器支架与构架主体之间借助 CERIG 刚性区域进行连接。柴油发电机组通过隔振器与构架弹性连接。通过定义弹簧单元 COMBIN14 的实常数来设置一级隔振器(柴油发电机组和构架连接部位)各个弹簧的刚度和二级隔振器(构架与车体连接部位)4个弹簧的刚度,并且通过全位移约束二级隔振器弹簧下端,建立双层隔振系统的有限元模型如图2所示。

建模的关键问题:先在弹簧位置建立位置点,再与机组质点进行连接;为了保证计算效率和精度,对关键部件进行网格加密^[10]。

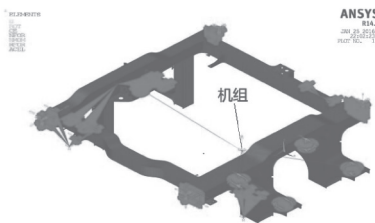
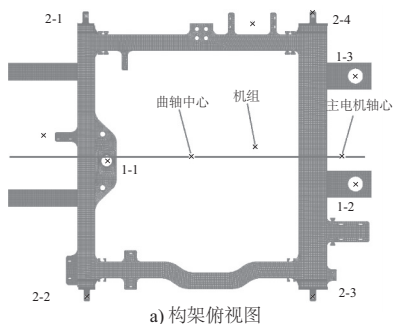
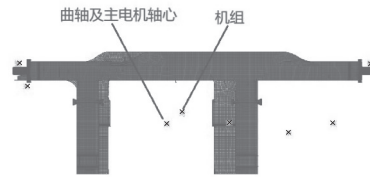


图2 动力包有限元模型

双层隔振系统各隔振器编号及柴油发电机组位置示意图见图3、图4,隔振器静刚度见表1。双层隔振系统各隔振器刚度的具体设计方法见文献[10]。



a) 构架俯视图



b) 构架右视图

图3 动力包隔振器及机组位置

表1 隔振器静刚度 单位:N/mm

隔振器编号	x 向	y 向	z 向
1-1	4 350	2 080	2 600
1-2	4 090	1 960	2 450
1-3	2 930	1 400	1 750
2-1	1 890	340	1 540
2-2	1 890	340	1 540
2-3	4 150	740	3 400
2-4	4 150	740	3 400

1.2 边界条件及载荷工况说明

静强度计算中,各种计算工况加载位置一致,均在机组位置,如图3所示。静强度加载工况按照《铁道应用-轨道车身的结构要求 EN12663:2000》规范进行设计,计算的5种工况如表2所示。

表2 加载工况表 单位:mg

工况	纵向(x向)	横向(z向)	垂向(y向)
1	+3	+1	-3
2	-3	+1	-3
3	+3	0	-3
4	-3	0	-3
5	0	+1	-3

注:‘+’和‘-’号分别表示x,y,z轴的正方向和负方向

1.3 构架的静强度计算结果

按工况1加载,二级隔振器端柱和构架静强度应力分布,如图4所示。构架整体中最大应力为298.534 MPa,最大应力点在构架上的消音器安装座上端;端柱最大应力在1-3号二级隔振器端柱圆角处,图中标示的应力值表示4个端柱中应力值最大的1个,其值为263.351 MPa。

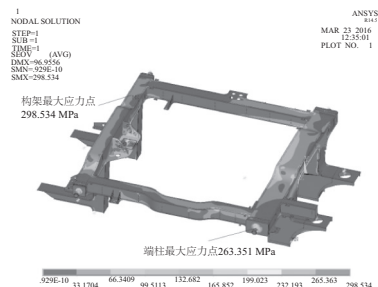


图4 二级隔振器端柱和构架应力分布图

在不同载荷工况下,动力包的二级隔振器端柱和构架的静强度最大应力值,如表3所示。

表3 动力包构架最大应力汇总表 单位:MPa

工况	端柱	构架
1	263.351	298.534
2	294.314	324.773
3	251.674	285.574
4	273.210	330.538
5	176.021	245.428

1.4 构架静强度评定

依据静强度评定要求,在所有计算工况作用下,动力包构架的计算应力均不得大于所用材料的屈服极限($[\sigma_s]$),即: $\sigma_{\text{计算}} < [\sigma_s]$ 。

在上述5个载荷工况作用下,动力包端柱和构架的最大应力情况见表4。计算得出动力包构架的最大应力值在所有工况下均小于材料的屈服极限,所以根据评定标准,该结构的设计能够满足静强度的要求。

表4 各工况下动力包端柱和构架的最大应力情况 单位:MPa

工况	端柱	屈服极限	构架	屈服极限
1	263.351		298.534	
2	294.314		324.773	
3	251.674	310	285.574	345
4	273.210		330.538	
5	176.021		245.428	

表6 柴油机1800 r/min 工况激振力(力矩)

激振力(矩)名称	幅值	频率/Hz	力的方向或力矩作用平面	位置	
	sin	2 014.83			
3.0阶倾倒地力矩/N·m	cos	-1 466.06	90	绕曲轴(x轴)回转	曲轴中心
	total	2 565.08			
	sin	909.54			
6.0阶倾倒地力矩/N·m	cos	-816.78	180	绕曲轴(x轴)回转	曲轴中心
	total	1 222.46			
3.0阶气体倾倒地力/N		5 292.20	90	绕曲轴(x轴)回转	曲轴中心
6.0阶气体倾倒地力/N		1 218.75	180	绕曲轴(x轴)回转	曲轴中心
离心惯性力/N		112.04	30	随曲轴旋转	曲轴中心
离心惯性力矩/N·m		32.55	30	作用平面随曲轴旋转	曲轴中心
一阶往复惯性力/N		84.63	30	气缸中心线方向(y向)	曲轴中心
一阶往复惯性力矩/N·m		24.59	30	气缸中心线组成的面(xoy面)	曲轴中心
二阶往复惯性力/N		23.20	60	气缸中心线方向(y向)	曲轴中心
二阶往复惯性力矩/N·m		6.74	60	气缸中心线组成的平面(xoy面)	曲轴中心
主电机离心惯性力/N		466.88	30	随主电机轴(x轴)旋转	主电机轴心

2 机组运行状态下交变激振力的计算

根据柴油机结构及相关技术参数计算机组运行状态下交变激振力,主要原始参数见表5。

表5 主要原始参数表

名称	参数值	名称	参数值
额定功率/kW	559	发动机型号	QSK19-R
气缸直径/mm	158.75	活塞冲程/mm	158.75
额定转速/(r/min)	1 800	连杆长度/mm	289.56
平均有效压力/Pa	19.77	气缸数	6
V型夹角/deg	0	缸径距离/mm	193.7
往复惯性质量/kg	10.627 8	活塞质量差/kg	0.007 5
单列发火次序	153 624		

柴油机运行工况分为950 r/min(怠速)、1 100 r/min、1 200 r/min、1 300 r/min、1 400 r/min、1 500 r/min、1 650 r/min和1 800 r/min共8种工况。考虑到怠速工况柴油机工作较不稳定,故将怠速工况又分为各缸做功均匀的正常工况和单缸功率损失50%的部分停缸工况。单缸功率损失50%的部分停缸工况是指一缸功率损失50%而其他五缸正常工作的工况。主发电机联接在曲轴输出端,与柴油机转速相同,因此不必再细分工况。

由于柴油机运行工况较多,本文以1 800 r/min正常工况为例说明。

激振力的作用方向如图1所示,其中,x轴的方向为曲轴中心线方向,y轴的方向为卧式柴油机气缸中心线方向,z轴的方向为垂向。曲轴中心及主电机轴心位置如图3所示。1 800 r/min正常工况下激振力计算结果如表6所示。

通过ANSYS的SOLUTION模块,在曲轴中心直接加载绕曲轴(x轴)回转的倾倒地力矩及相应方向的力;在主电机轴心加载随主电机轴(x轴)旋转的主电机离心惯性力。

3 动力包构架在复杂交变激励条件下的动强度分析

由表 1 的静刚度乘以动静比得到动刚度,并将隔振器刚度改为动刚度。根据柴油机结构及相关技术参数,在上节中计算了在各工况条件下的柴油机倾侧力矩、柴油机惯性力(矩)和其他设备离心惯性力,可为动力包刚柔耦合系统强迫振动计算提供各激励源的幅值、频率、作用方向和作用位置等特性。

3.1 正常工况构架动强度计算结果

按上节计算所得机组运行状态下交变激振力加载到构架上,进行动力包刚柔耦合系统强迫振动计算,可得到在复杂交变激励作用下的构架动应力计算结果。在最高转速 1800 r/min 工况下,构架动应力分布特点如图 5 所示。构架所受最大交变动应力为 5.688 MPa,最大应力点在靠近 2-3 号隔振器的主梁下侧弯角处,具体位置见图中标注。

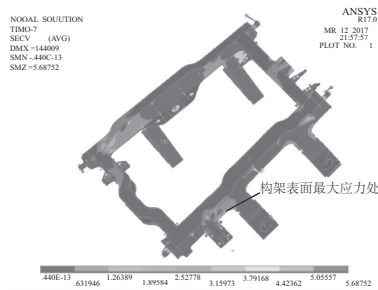


图 5 1800 r/min 工况构架动应力分布图

在复杂交变激励作用下,系统强迫振动响应在 6 s~8 s 后可基本达到稳定。由图 5 可知,构架端柱处最大应力为 4.7 MPa;二级隔振器安装座处 z 向最大振幅约为 0.10 mm,该值与实验测得数据接近。仿真结果如图 6 所示,实验结果如图 7 所示。

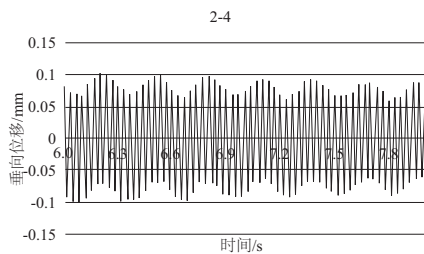


图 6 二级隔振器安装座处垂向位移变化曲线

3.2 启停工况构架动强度计算结果

机组启、停过程会经历隔振系统的共振过程,这时动力包振动和动应力可能会明显增大。为掌握机组启动过程中,动力包刚柔耦合系统的强迫振动特性,以及构架所受动应力情况,对动力包刚柔耦合系统进行了启停过程共振转速响应计算。在机组上施加 3.0 谱次倾侧力矩等激振力,并使二级隔振器安装座处最大振幅达到与实测值相

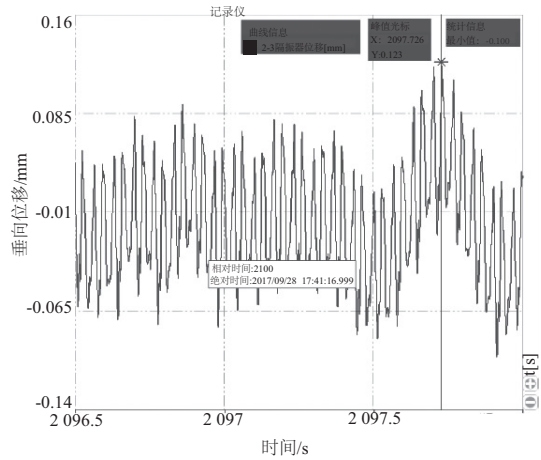


图 7 1800 r/min 工况二级构架隔振器安装座测点 z 向振动位移信号

近的 0.5 mm 左右。

构架在复杂交变激励作用下的动应力分布如图 8 所示。构架所受最大交变动应力为 13.53 MPa,最大应力点在主梁上。

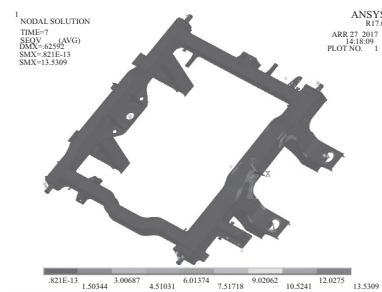


图 8 启停工况构架动应力分布图

在交变激励作用下,各处垂向位移振幅相对运行工况明显增大,构架端柱处最大应力为 3.4 MPa,二级隔振器安装座处最大振幅为 0.55 mm,与实验数据接近,如图 9 所示。

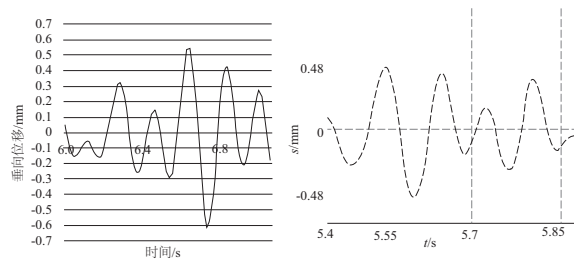


图 9 二级隔振器安装座处垂向位移实验与仿真对比

3.3 强度分析

本文研究的内燃机复杂激励属于交变应力。交变应力可以用最大应力 σ_{\max} (代数值最大) 和最小应力 σ_{\min} (代数值最小) 来表示应力循环的情况;也可以用应力循环中的平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 来表示,它们的表达式分别是:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a, \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

平均应力 σ_m 相当于由静载荷引起的静应力,也称为应力循环中的静应力部分;而应力幅 σ_a 则是应力循环中的动应力部分。

本文中构架的最大应力为静应力与动应力之和。构架最大静应力为 330.53 MPa,动应力为 13.53 MPa,所以构架最大应力为: $\sigma_{\max 1} = 344.06 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$ 。端柱最大静应力 294.31 MPa,静应力为 4.7 MPa 所以端柱最大应力为 $\sigma_{\max 2} = 299.01 \text{ MPa} < 310 \text{ MPa}$ 。

计算得出动力包构架的最大应力值在所有工况下均接近于材料的屈服极限。当构架应力接近材料的强度极限时,机组运行工况交变激励的影响就可能值得考虑。

4 结语

1) 构架结构经过改进,在各种载荷工况下,连接车体与动力包的二级隔振器端柱最大应力低于材料的屈服强度(310 MPa),构架的最大应力低于材料的屈服强度(345 MPa),满足静强度要求。

2) 在机组各种运行工况的复杂交变激励作用下,构架与端柱处动应力最大值分别为 5.68 MPa 和 4.70 MPa,远低于材料的疲劳强度。

3) 机组启、停过程会经过隔振系统的共振转速,这时动力包振动位移和构架动应力有所增大,构架动应力最大值为 13.53 MPa,虽远低于材料的疲劳强度,但如果其他载

荷作用使构架应力接近材料的强度极限时,机组运行工况交变激励的影响就可能值得考虑。

参考文献:

[1] Jun Seok Kim, Nam Po Kim. A study on strength evaluation procedure for the welded bogie frame of tilting railway vehicles[J]. International Journal of Vehicle Design, 2007(43): 31-48.

[2] 王洪娇,杨翊仁. 地铁车辆转向架构架静强度分析的一般方法研究[J]. 城市轨道交通研究, 2016(11): 43-45.

[3] 张燕,张春发. 基于 NASTRAN 软件的三轴转向架侧架的静强度分析[J]. 科技创新与生产力, 2015, 260(9): 114-115.

[4] 杨红霞,汤文成. 机车构架静强度及模态有限元分析[J]. 机械, 2006(11): 14-16.

[5] 王秋实,张开林. 单节八轴机车转向架构架静强度与疲劳强度分析及模态分析[J]. 铁道机车与动车, 2016(12): 18-23.

[6] 汤琴琴. 一种新型机车转向架强度研究[D]. 上海:上海交通大学, 2014: 29-64.

[7] 李瑞宝. CRH2 动车组动力转向架焊接构架的强度分析[D]. 成都:西南交通大学, 2012: 24-56.

[8] 刘美琪. 动力包构架的静强度计算及疲劳强度分析[D]. 大连:大连交通大学, 2013: 29-53.

[9] 刘洋山. 动力总成刚柔耦合双层隔振系统动力学分析[D]. 成都:西南交通大学, 2016: 23-30.

[10] 时威振,闫兵,周国家,等. 柴油机双层隔振计算分析和优化软件开发及应用[J]. 煤矿机械, 2016, 37(4): 2-3.

收稿日期:2018-05-03

(上接第 99 页)

表 3 变形量与啮合区间计算数据

名称	正等距正移距	正等距负移距
最大变形量(δ_{\max})/mm	0.090 2	0.125 1
啮合区间 $[\psi_m, \psi_n]$	$[14^\circ, 103^\circ]$	$[20^\circ, 83^\circ]$
啮合齿号 m, n	3, 12	4, 9

5 结语

1) 通过对摆线轮齿廓修形的数学模型加以分析,将等距和移距两种修形方式结合起来,建立含有等距和移距变量的数学模型,并确定了合理的修形量大小。

2) 提出在不确定修正方式和修正量的情况下,利用移距加等距组合修形曲线拟合逼近转角修形的方法。制定优化目标,选择约束条件,在所选取的优化区间内,得出最接近的共轭曲线的优化方式,保证修形后的摆线轮工作部分的齿廓曲线与相应的转角修形的偏差值最小。利用差分进化法迭代计算出最佳修形量,即正等距正移距修形时能够产生径向间隙量为 $\Delta j = 0.246 3 \text{ mm}$,正等距负移距修形时能够产生径向间隙量为 $\Delta j = 0.027 6 \text{ mm}$ 。

3) 根据 ψ_m, ψ_n 的取值范围以及生产实际,正等距负移距的总变形量数值更小一些,这种情况更容易减少齿面

点蚀的概率,啮合间隙的分布也更合理。通过对齿形曲线和啮合间隙与变形量的分析,得出采用此修形方法可以有效地保证摆线针轮齿廓的共轭程度,保证传动的啮合程度,提高稳定性。

参考文献:

[1] 关天民,张东生. 摆线针轮行星传动中反弓齿廓研究及其优化设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(1): 151-156.

[2] 何卫东,李力行. 机器人用高精度 RV 减速器中摆线轮的优化新齿形[J]. 机械工程学报, 2000, 36(3): 51-58.

[3] 柯庆勋,邓效忠. 高精度 RV 减速器摆线轮修形理论研究[J]. 机械传动, 2018, 42(7): 5-8.

[4] 赵大兴,明廷伯,余金舫,等. 摆线针轮传动中摆线轮齿廓修形技术研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2017(6): 45-49.

[5] 赵峥. 工业机器人减速器 RV320 的修形参数优化与工艺性研究[D]. 天津:天津大学, 2013.

[6] 赵博,邓效忠,李天兴,等. 机器人 RV 减速器摆线轮修形的理论研究[J]. 机械传动, 2015(12): 1-6.

[7] 朱孝录. 齿轮传动设计手册[M]. 北京:化学工业出版社, 2005: 832-839.

[8] 焦文瑞,孔庆华,宋德朝. 摆线轮齿廓修形的优化设计[J]. 机械传动, 2009, 33(1): 41-43.

收稿日期:2018-12-04