

文章编号:1006-8244(2013)03-39-10

# 采用全联热-机械有限元模型计算盘式 制动器尖叫声的预测工具

## A Predictive Tool to Evaluate Disk Brake Squeal Using A Fully Coupled Thermo-Mechanical Finite Element Model

Muhammad Zahir Hassan Peter C. Brosks David C. Barton

[摘要]本文提出一个制动器尖叫模拟的新的综合方法,它集中开发采用全考虑制动器结构响应热负荷的影响的正确的热-机械有限元模型。该综合研究包括实现与时间有关的非线性接触和全联瞬态热分析,在进行不稳定研究前,采用复杂固有值技术,提供在制动器内的接触和温度分布。其结果依次通过制动全部系统固有值证实制动尖叫性质的变化。

[Abstract] This paper presents a new integrated approach to the analysis of brake squeal modelling. It focuses on developing a validated thermo-mechanical finite element model by taking full account of the effect of thermal loading on the structural response of the brake. An integrated study involving time-dependent non-linear contact and a fully coupled transient thermal analysis are carried out to provide the contact and temperature distribution within the brake before executing an instability study using the complex eigenvalue technique. The results, in turn, demonstrate the fugitive nature of brake squeal through the system eigenvalues that are extracted throughout the braking period.

关键词:制动尖叫 有限元模型 全联 热-机械

Key words: brake squeal finite element model fully-coupled thermo-mechanical

中图分类号:U463.512

文献标识码:B

## 1 前言

关于制动器的实验和数值模拟已经超过 50 年了(Jarvis 和 Mills,1963)。有关车辆性能连续进步的期待,促使汽车制造商们的竞争不仅在提供制动器高效能方面,而且还要一“安静”的制动装置(Mohd Ripin,1995)。两者协调过程中,要求工程师们了解和控制制动器噪声和振动现象。消除制动器尖叫声对造成车辆乘客和行人的不舒适性十分重要(Lee 等 2003a)。尽管事实上制动器能保持全部功能和安全,但关系到产生噪声的质量问题,尖叫可使

汽车制造商因违约而造成重大的收益损失(Lang 和 Smales,1993)。

一般有三种噪声与汽车盘式制动器有关,按照发生的频率范围来进行分类,低频率盘式制动器噪声典型的发生在 100 Hz 和 1000 Hz 之间(Kinkaid 等,2003)。大家知道在这种类别内的噪声型式是哼哼声、嘎吱声和磨擦的嘎嘎声(Millner,1978;Papinniemi 等,2002)。由于在制动器转子和衬片界面间摩擦材料激励,轮角和其相连的支承部件内振动能量传递造成这类噪声(Dunlap 等,1999)。对于频率带宽 1-5 kHz 的这类噪声是分类为发生的低频尖叫

作者简介:Muhammad Zahir Hassan joined the School of Mechanical Engineering, University of Leeds in 2005 as a postgraduate research student working within the Institute of Engineering Systems and Design(IESD). His area of research is the modelling of disk brake squeal using the Finite Element method.

Peter C. Brooks is a Senior Lecturer at the School of Mechanical Engineering, University of Leeds. Prior to joining the teaching staff at Leeds, he spent a period of time working in the road and rail vehicle industries as a Vehicle Dynamics Engineer and as a Post-Doctoral Researcher at the University of Leeds. His research activity in the field of automotive engineering focuses on brake systems(materials, friction pair optimisation, squeal and judder) and transmissions. Each requires a blend of numerical analysis(multibody dynamics and Finite Element modelling) together with experimental validation.

声,大约 5 kHz 发生的尖叫分类为高频尖叫声 (Crolla 和 Lang,1991)。尖叫噪声发生于转子本身和其他制动器部件联接造成摩擦产生的振动激励造成的(North,1972;Dump 等 1999)。

关系到制动器尖叫研究的一个重要的要求是一表示热模型和制动器尖叫分析的结合。迄今,构成有限元模型时,绝大多数制动器尖叫分析忽略了热负荷的影响。近代对制动器尖叫的研究分析,还不能完全彻底探讨全联热-机械分析对尖叫倾向的影响(Ouyang 等,2005),要求结合盘和衬片间接接触压力分布的分析增加了一典型的盘制动器模型的复杂程度,而这点也成为该分析方法的实质部分(Tirovic 和 Day,1991;Thuresson,2004)。有限元方法是用于模拟-制动器设计的一最流行的方法(Liles,1989;Ouyang 等,2005)。

本文报导采用的一全联制动器盘和衬片组装件的瞬态热-机械有限元模型的开发。在全联分析中,基于用户确定在特定时间修正应力场,热发生于盘-衬片接触表面的下方,用温度导出位移区,转变成修正接触压力分布,以确定盘-衬片界面上输入的热流。该情况研究表明模拟-拖曳制动过程,其典型部分见 SAE J2521 拖曳制动表(SEA 国际,2003)。一个不稳定分析是基于复杂的固有值分析方法(Kung 等,2000)采用的数据由热模型选取。求得的结果和由等温线的分析得到的值比较是相等的。

## 2 方法分类

图 1 示一描述方法分类流程图。该过程方便地分为三个阶段:三维有限元模型通过分析模拟的开发和论证,全联热-机械接触分析的实施以及最后采用复杂固有值方法的稳定分析。在本研究中,该三维有限元模型基于 Rover 75 前盘制动器的组件的实际几何参数列于表 1。

当作动负荷通过活塞和爪组件加于衬片的背片时,在等温条件下计算初始压力分布。因迫使盘转到衬片下方直到明显滑动开始内面产生摩擦力,在这个瞬间计算界面的热流,并用它作为瞬态热分析的初始时间段的输入。在此时,热流保持为常数,盘转过一个弧长(等于盘角速度和该时段的积)。在圆周方向网格的密度是对确定时段和结果精确度起关键作用。法向力保持使盘在衬片弧面转动,该导致的盘表面的一新截面可与衬片磨光表面接触,考虑到时间段末的温度场,结构分析重复再计算界面的热流分布。采用下一时间段修正热流再进行瞬态热

表 1 盘制动器装置的几何参数和材料特性

Table 1 Geometrical and material properties of disk brake system

	制动盘 Disk brake	衬片 Pad	背片 Back plate	爪 Paw	活塞 Piston
直径 Dismeter (mm)	284	—	—	—	22
宽度 Width (mm)	—	120	128	105	—
厚度 Thickness (mm)	22	11	6	10	20
密度 Density (kg/m <sup>3</sup> )	7050	2620	7887	7887	7887
泊松比 Poisson's ratio	0.27	0.29	0.3	0.3	0.3
杨氏模量 Young's modu- lus(GPa)	116	1.25	210	210	210
传导系数 Con- ductivity (W/ m°C)	53.3	2	32	32	32
比热 Specific heat(J/kg/°C)	103	1100	595	595	595
热膨胀 Ther- mal expansion (K <sup>-1</sup> )	1.04 E-6	1.61 E-5	1.17 E-5	1.17 E-5	1.17 E-5

分析。该计算重复细化过程,作为全联分析,按照其持续或最大可能温度作典型分析,直到此时认为已经完成。仅为了保持计算效率在热-机械分析后,在离散时间点实施复杂的固有值分析。

## 3 有限元模型的开发

采用 CAD 在 ABAQUS 6.5 内构成基础制动器主要部件的三维模型。该模型由两衬片,盘,爪触头和活塞组成,采用在本分析的该卡钳的型式是浮动式,在模型中未明确指出,该组合的制动器系统如图 2 所示。该模型在进行仿真可完成以下控制:

- 许多相互作用的接触元件在盘-衬片界面针对摩擦力方面的压力可适当解决。
- 全部部件的材料特性。
- 作动器提出活塞和爪的关系。
- 制动器部件的网格密度。

制动器材料特性列于表 1。采用在 Koetniyom (2000)中材料特性与温度关系,全面探索盘与温度

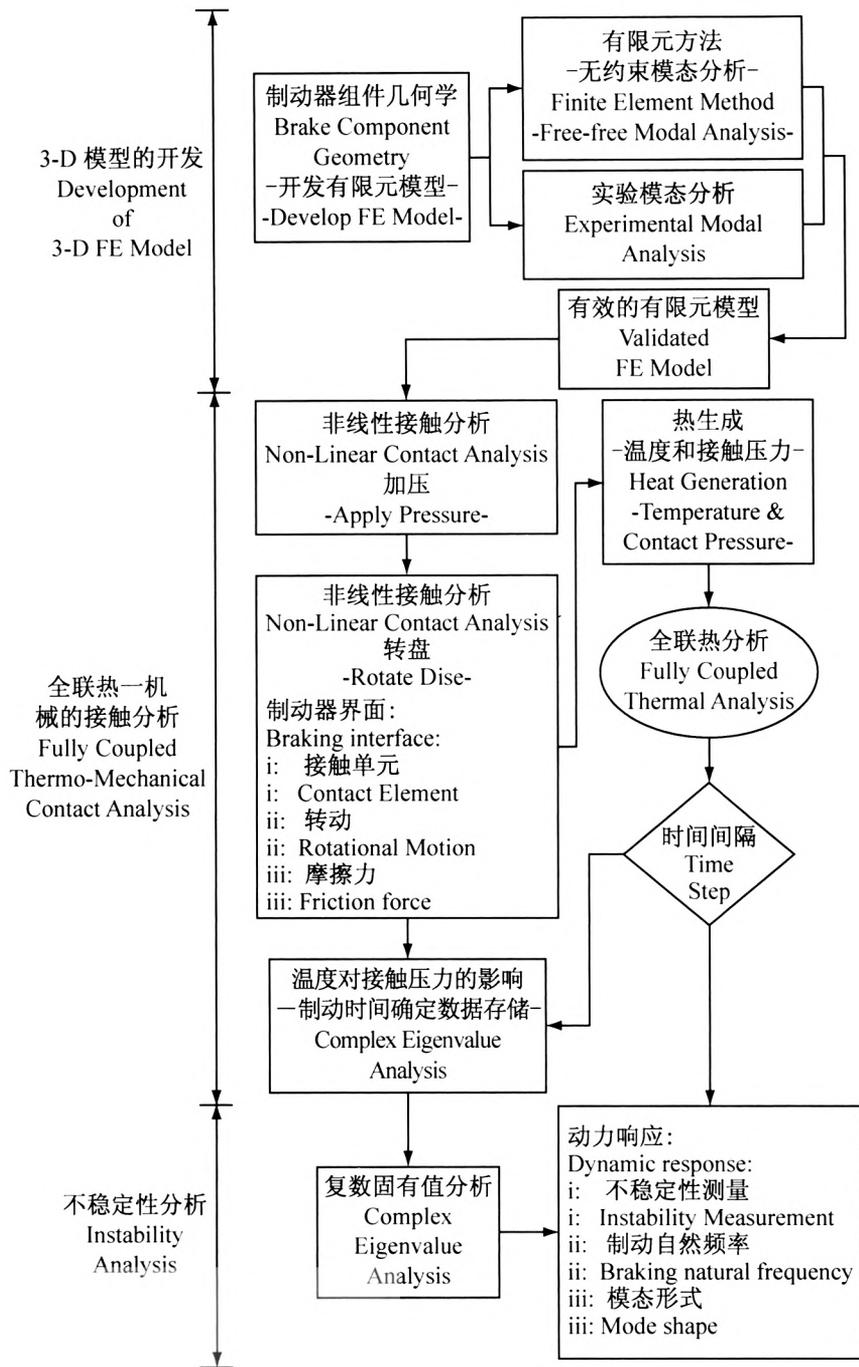


图 1 总方法分类概要的略图

Fig. 1 Outline of overall method logy outline

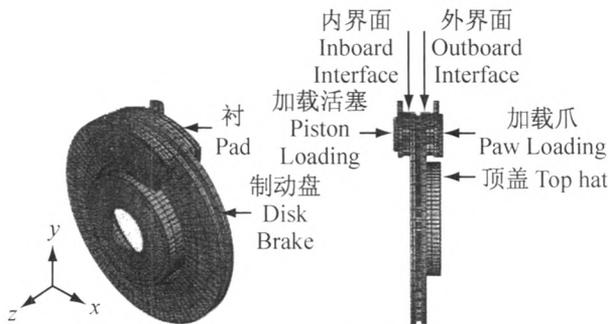


图 2 Rover 75 简化有限元模型

Fig. 2 The rover 75 simplified FE model (see online version for colours)

有关的影响,这些被 Mckinlay 等,(2006)用于制动器衬片。该通用模型是无阻尼的。该模型的几何结构采用 162003 维 8 节点程序块单元(C3D8T)构成,具有适合用于复杂固有值(稳定性)分析(ABAQUS,2004b)热和应力性能。该单元许可用于在摩擦界面大尺寸滑动接触。制动器各组件通过合适的约束条件连接,对于制动衬片,活塞和爪部件在盘表面法向不存在约束,衬片接合点的约束是固定于 x 和 y 方向,图 3(a)所示。当液压作用于背片时,它许可衬片在轴向自由运动。当施加回转运动时,许可盘转动,盘凹顶截面中心在轴向即 z 向

受约束,当给盘-回转速度,盘将绕该轴线自由转动。

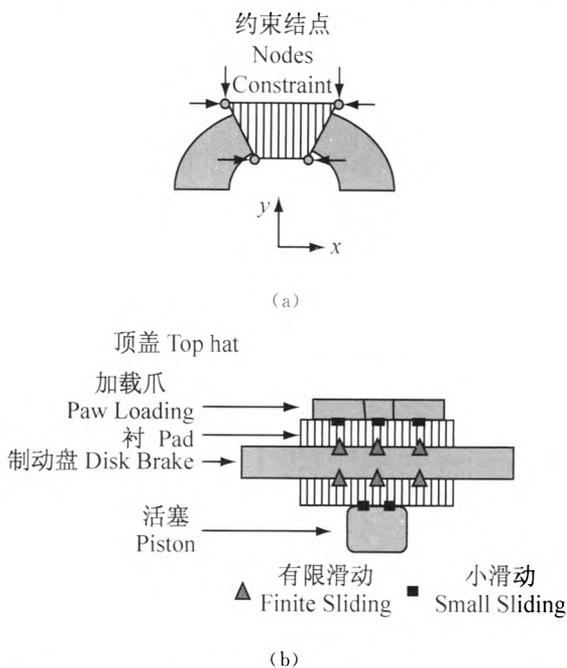


图3 (a)衬片接合点约束和(b)有限元模型接触表面相互作用

Fig.3 (a) Pad abutment constraint and (b) FE model contact surface interaction (see online version for colours)

在制动器组件有限元模型中,采用面对面接触单元表示衬片和盘摩擦表面相互作用。采用 Lagrangian 方法进行接触分析,网格固定在盘上,它相对于固定的衬片组件作转动(ABAQUS, 2004a)。进行瞬态热分析,要求盘摩擦表面的整个接触区很好啮合,以便与不变的衬片材料摩擦表面相互作用。

事实上,当制动器温度升高超过所通过的空气温度时,因对流和辐射的作用使热散失到其周围环

境中。因此,热对流传系数和辐射系数值与制动器组件模型内各自由表面有关(Limpert, 1992),热边界条件基于有限元模型的配置。使受到对流和辐射的表面,它包括盘和衬片外层的整个表面都受到环境空气的影响(Sheridan 等, 1998)。采用典型的值并采用已经由 Grieve 等, (1998) 阐述的技术求得。

在 ABAQUS 中通用一套不同的接触方法,其表面对表面的算法已经在近代研究中采用。允许确定摩擦界面的压力分布,因为它导致一不对称的刚度矩阵,对求出复杂的固有值,它是一个先决条件(Bajer 等, 2004)。把有限的滑动分配到衬片一盘的界面,但另一方面对活塞一衬片和爪一衬片界面上加上小的滑动,如图 3(b) 所示。盘表面定为主要表面,因为它比衬片和盘刚性材料啮合不够精确。因此衬片处理作为从动表面(Abu Bakar 等, 2008)。该从动表面对整个主表面有可能接触趋向。因为小的滑动限制一预先规定区域接触,约束了活塞一衬片和爪一衬片的相互作用。集中的主要原因的结果导致解盘一衬片界面非线性接触问题,在缺乏控制装置的情况下采用 ABAQUS 解算法。

采用其他惩罚函数或 Lagrange 方法可以确定界面的结构响应的仿真,采取后者,除计算费用大外,在该方法内,界面运动是允许的。

试用这两种方法,评估适用于回转盘的最好的方法。这些包括用于(图 4(a)),轻型、刚梁元件和(图 4(b))与盘凹顶截面连接并绕其轴线转动的刚体连接件,采用典型的牵引制动器参数进行研究结果表明刚体连接件在运算时间导致可缩短 51%,见表 2。

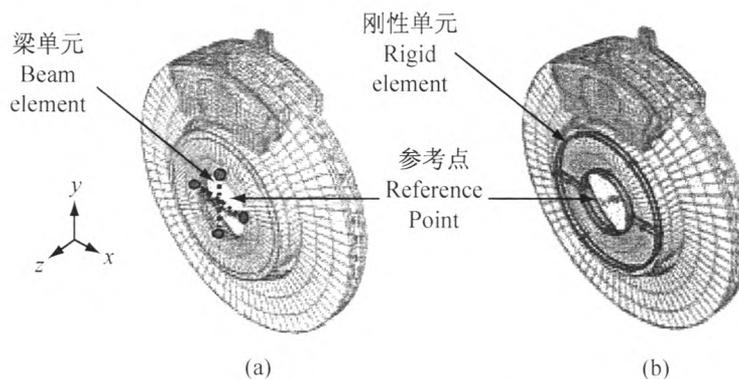


图4 转动方法:(a)梁单元连接件和(b)刚体连接件

Fig.4 Rotational method; (a) beam element connector and (b) rigid body connector(see online version for colours)

表 2 仿真时间  
Table 2 Simulation time

转动法 Rotational method	仿真时间 Simulation time(s)	数据储存 Data storage(GByte)
梁单元连接件 Beam element connector	63,102	7.3
刚性单元连接件 Rigid body connector	30,825	4.1

#### 4 自由-无约束模态分析

自由-无约束模态分析集中于证实各制动器部件要求的模态参数。该自然频率和相应的模态形式与部件的几何尺寸及材料特性以及与它们相关的质量和刚度分布一起有关。在实验的模态分析方法方面,许多等距点显然环绕盘的名义摩擦半径。一加速计装于摩擦表面,试验时间-冲击小锤轻击各点取得系统的传递函数,经处理确定各盘模式和其有关联的模式形态的自然频率。采用显著在摩擦材料表面上的各点,对衬片重复以上过程。采用功率分析器记录数据最大频率达 5 kHz。

在数值的自由-无约束分析中,修正杨氏模量、密度和泊松比,以得到与测量试验相同的自然频率。这样为有限元模型和实验结果间提供了好的校正。在自由-无约束状况,根据模型和实验装置,所有外加约束均可消除,对于起初 4 盘和衬片模式,与制动器盘相关的一组典型结果示于表 3。各盘模式由一结点直径(ND)说明其特性,而对于制动衬片则由扭转(T)或弯曲(B)模式说明。在所有情况,导得模型和实验间自然频率的误差小于 3%。

#### 5 热-机械分析的范例

基于在 SAE J2521 牵引制动器程序(SAE 国际,2003)程序内确定的要素从事热-机械的仿真。该车辆速度为 10 km/h(6.42 rad/s),作动压力为 2 MPa,确定盘-衬片界面摩擦系数为 0.3,0.4 和 0.5,改变该关键参数对求得结果的敏感性。相关制动器初始温度为 20 °C,根据车辆速度确定时间步阶,每个步阶等于盘回转 1 弧度,因此,盘每转过一转相当 360 个时间步阶,并校正时间内各点压力/热流域。为适应减少存储方面要求,按盘每转过 36°或每转 10 时间步序存储温度域和界面压力分布。随着制动时温度的增加,因制动器各部件的材料特性,自动调整制动衬片和盘温度有关的特定范围,反映它们之间的温度关系。

表 3 根据实验模态分析和有限元分析求得的盘和制动衬片的自然频率

Table 3 Disk and brake pad natural frequencies obtained from the experimental modal analysis and Finite Element analysis(see online version for colours)

制动盘 Disk brake				
模态 Mode	FEA(Hz)	EMA(Hz)	误差 Error(%)	模态形状 Mode shape
1 ND	920	918	-0.21	
2 ND	1720	1703	-0.98	
3 ND	2208	2187	-0.95	
4 ND	3537	3628	+2.57	
制动衬 Brake pad				
1 B	1094	1125	+2.75	
1 T	1706	1689	-1.01	
2 B	3284	3296	+0.36	
2 T	4090	4120	+0.73	

对于仿真采用模型内特定的结点说明温度时间历程和其位置如图 5 所示。仿真阐述了牵引制动器 10 s 周期,从 20 °C 开始全部过程  $\mu=0.3$ 。结果概括于图 6。

由于盘周期性通过衬片表面下方,采取快速提高温度来说明盘表面温度时间历程特性。图 6(a)和(c)示其外侧面热于内侧面,在冷却过程中(当盘表面不与衬片摩擦表面接触时),其表面温度下降速率,可能受盘自由表面导热和通过对流和辐射过程散失的倾向控制。一类似情况存在于相同的衬片表面,图 6(b)和(d)示除连续接受由摩擦材料界面输入热外,结果温度随时间接近线性增加,盘的顶环和转片部分内温度周期改变,图 6(e)和(f)示由于这些部分离开热源距离而较少明显表示。

图 7 示内侧和外侧盘和相关衬片摩擦表面在特定点时间内表面温度概略线图。在盘中心和衬片顶部的箭头表示其回转方向。可清楚看到部件内温度的逐渐建立并高度不一致。

因结构的热-机械的反应特性影响界面压力分布范围示于图 8 和 9。后者对于等热情况(等温)和

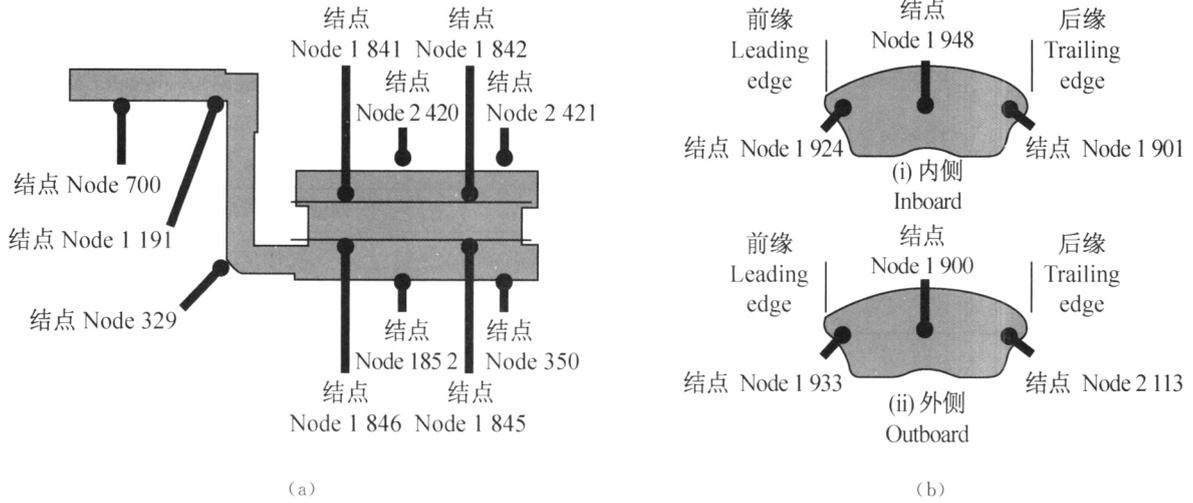


图 5 盘模型和衬片内选出结点用来描绘温度分布和时间历程线图:(a)盘制动器和(b)衬片  
 Fig. 5 Selected nodes with in the disk model and pad used for temperature distributions time-history plot:  
 (a) disk brake and (b) pad (see online version for colours)

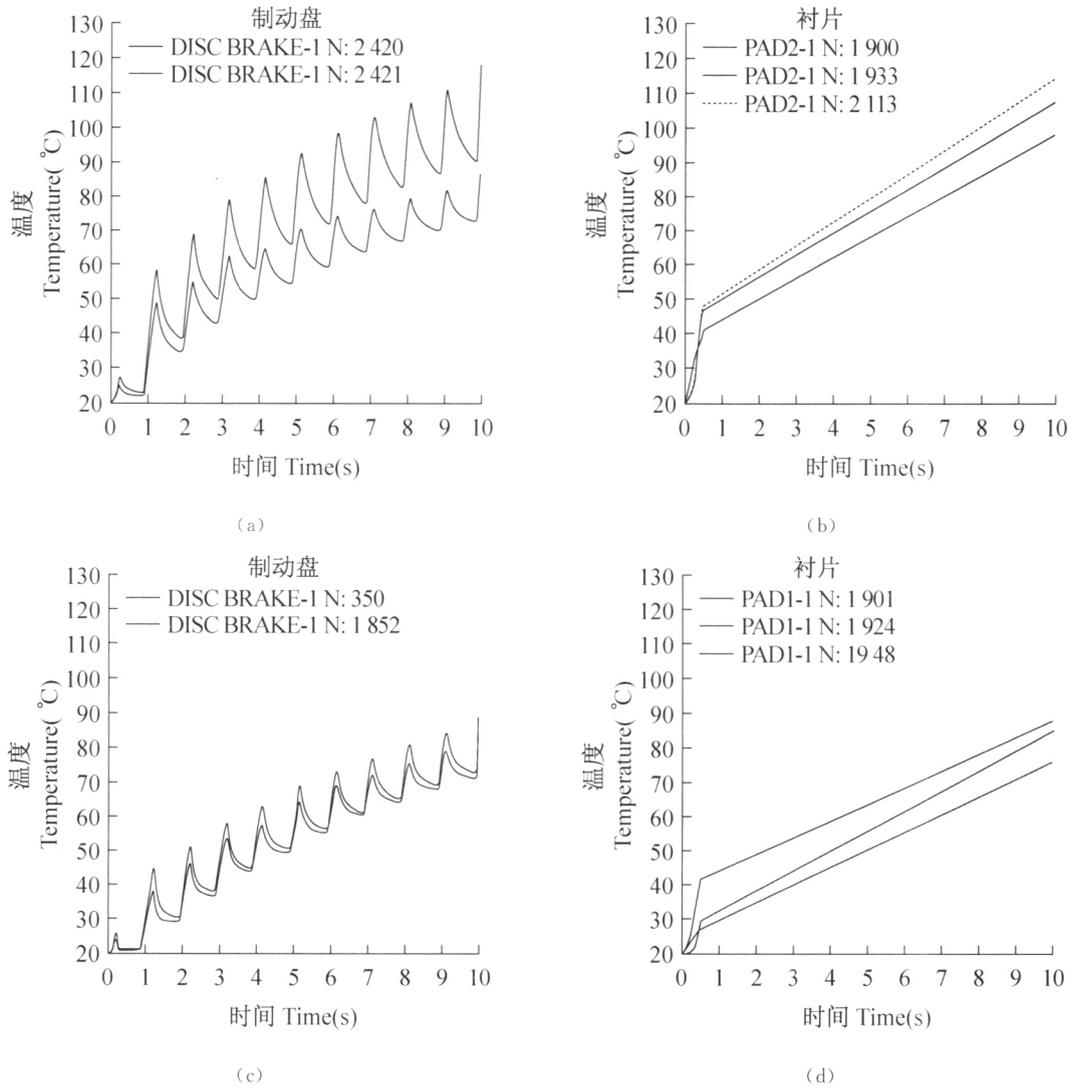


图 6 在选定盘制动器和衬片结点温度时间历程线图( $p=2.0 \text{ MPa}$ ,  $v=10 \text{ km/h}$ ,  $\mu=0.3$ ):(a)外  
 侧-盘摩擦表面;(b)外侧-衬片表面;(c)内侧-盘摩擦表面;(d)内侧-衬片表面;(e)顶环截面  
 和(f)转片(其中(e)和(f)见下页续)

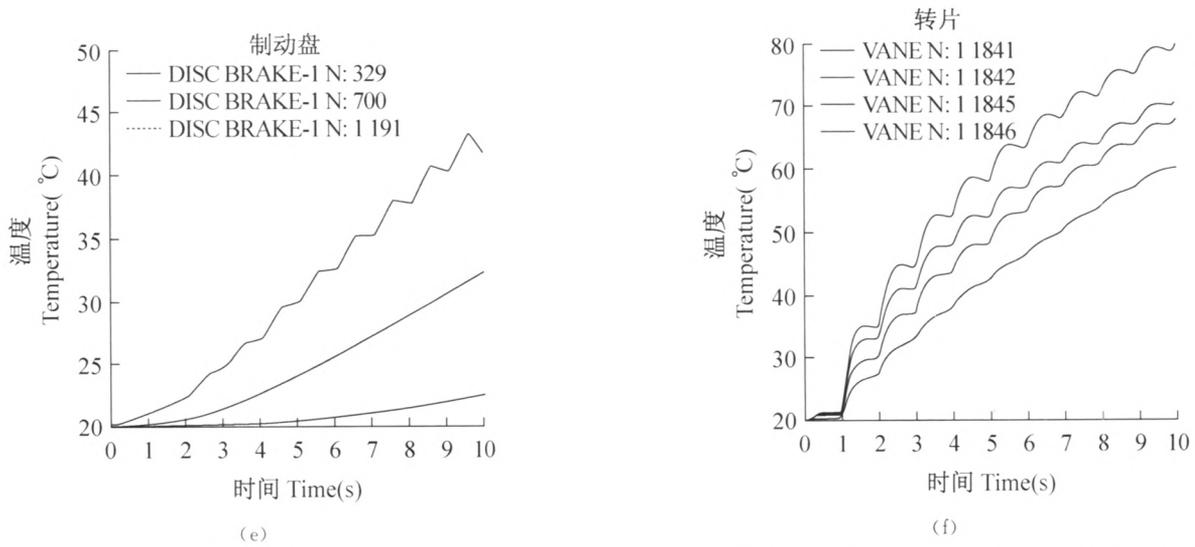


图 6 在选定盘制动器和衬片结点温度时间历程线图( $p=2.0\text{ MPa}$ ,  $v=10\text{ km/h}$ ,  $\mu=0.3$ ):(a)外侧-盘摩擦表面;(b)外侧-衬片表面;(c)内侧-盘摩擦表面;(d)内侧-衬片表面;(e)顶环截面和(f)转片

Fig. 6 Temperature time-history plot at selected of disk brake and pad ( $p=2.0\text{ MPa}$ ,  $v=10\text{ km/h}$ ,  $\mu=0.3$ ): (a) outboard-disk rubbing surface; (b) outboard-pad surface; (c) inboard-disk rubbing surface; (d) inboard-pad surface; (e) top hat section; and (f) vane (see online version for colours)

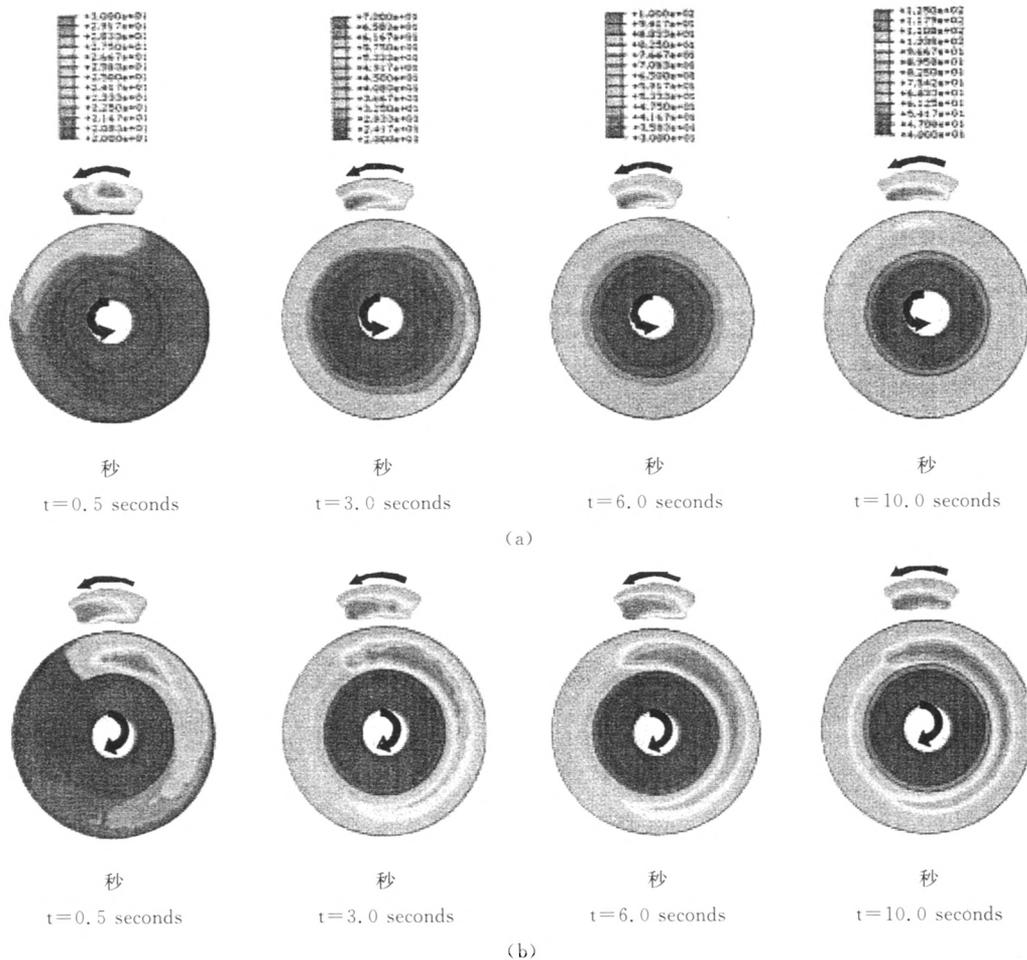


图 7 盘和衬片表面温度概略线图:(a)内侧表面和(b)外侧表面

Fig. 7 Temperature contour plot of disk and pad surface: (a) inboard surface and (b) outboard surface (see online version for colours)

在 0.5, 3.0 及 6.0 s 对活塞加载(内侧)及爪加载(外侧)衬片界面摩擦系数为三值即(0.3, 0.4 和

0.5)进行瞬态热分析,描绘摩擦材料名义摩擦半径弧面有关界面压力。

图 8 示衬片区压力二维外形图,在各个情况移向衬片导向边缘,随时间(因而热导致变形)增大。在接合表面形状的改变影响接触的性质,而这变成

影响界面载荷分布。两表面较大分离明显发生在衬片后缘,而用一在其中心的单活塞作动采用活塞加载衬片更加明显。

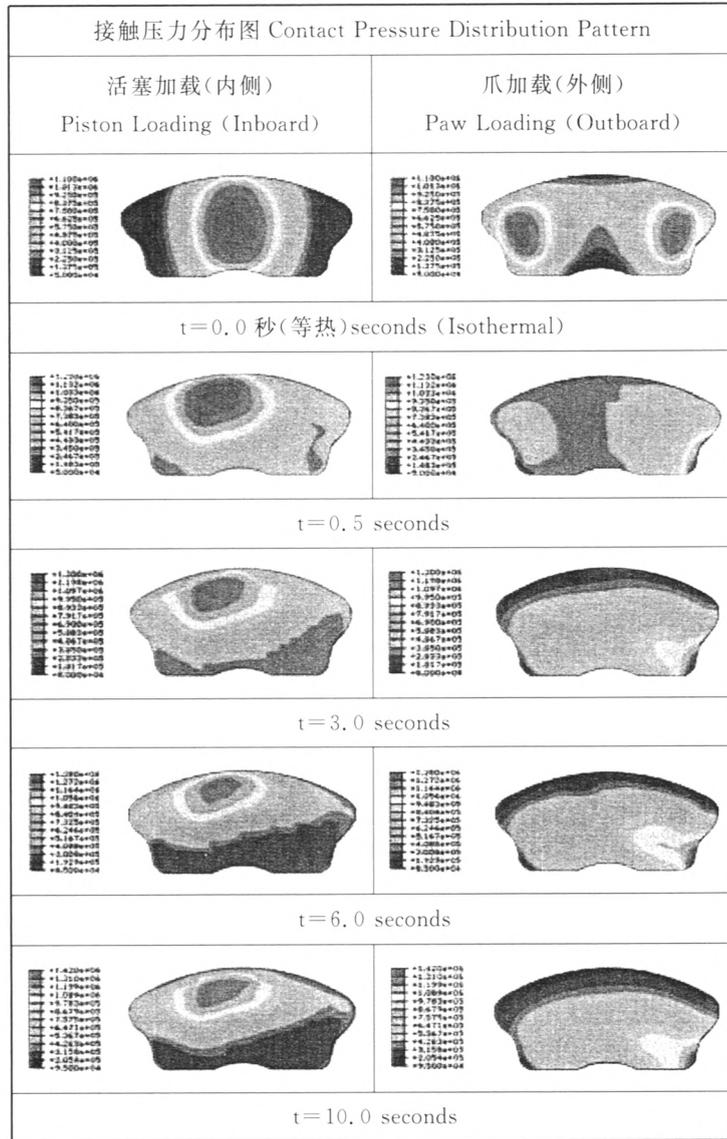
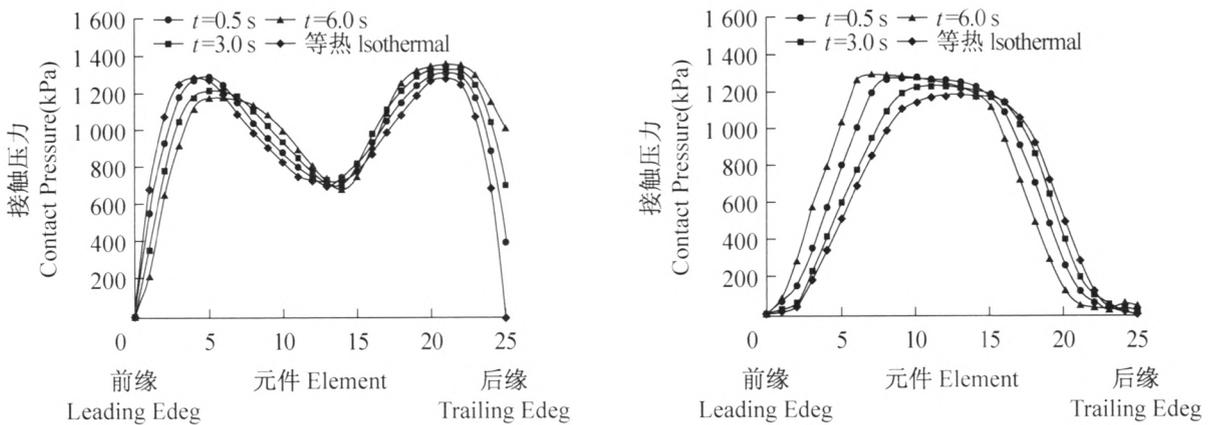


图 8 界面接触压力分布图

Fig. 8 Interface contact pressure distribution pattern (see online version for colours)



(a)

图 9 衬片表面名义半径的弧上界面接触压力分布作为时间函数线图( $p=2.0\text{ MPa}$ ,  $v=10\text{ km/h}$ ): (a)  $\mu=0.3$ ; (b)  $\mu=0.4$  和 (c)  $\mu=0.5$  (图(b)和(c)见下页续)

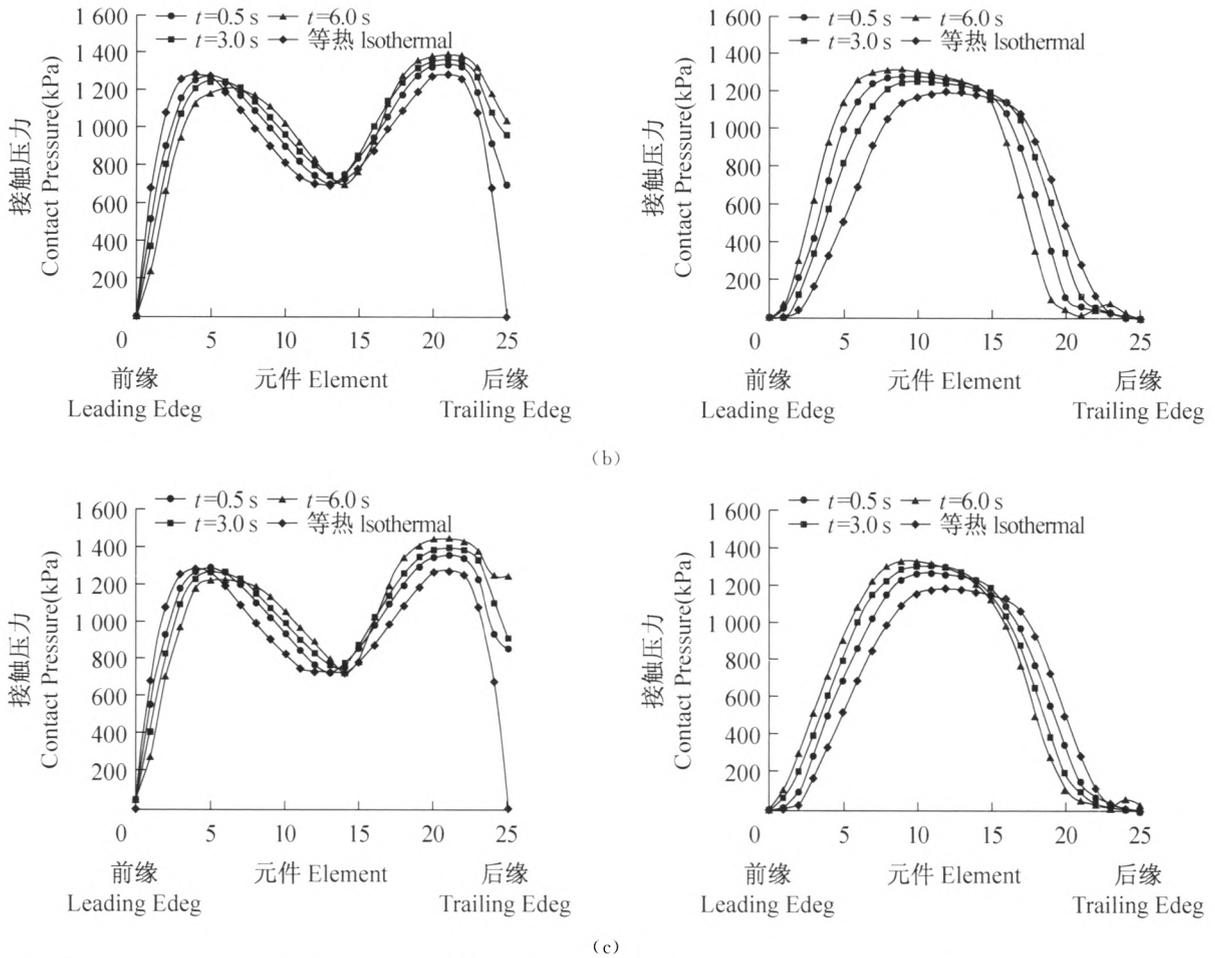


图9 衬片表面名义半径的弧上界面接触压力分布作为时间函数线图( $p=2.0\text{ MPa}$ ,  $v=10\text{ km/h}$ ):(a)  $\mu=0.3$ , (b)  $\mu=0.4$  和(c)  $\mu=0.5$

Fig. 9 Interface contact pressure distribution on an arc of the pad surface at the mean radius as a function of time ( $p=2.0\text{ MPa}$ ,  $v=10\text{ km/h}$ ): (a)  $\mu=0.3$ ; (b)  $\mu=0.4$ ; and (c)  $\mu=0.5$  (see online version for colour)

界面摩擦热的产生,导致盘与有关衬片变形一起沿轴向和径向扩展。关于图 10,它识别盘表面关键结点位置,在制动过程中可以了解盘轴向变形范围。图 11 表明了盘外侧表面以 0.5,3.0 和 6.0 s 仿真时的这种特性。在横坐标上绘出角度位置,并对摩擦表面上三径向位置外平面位移表示在纵坐标

上。盘明显呈锥形并随时间因制动生热而变形增大。界面下方外平面位移块速改变,随盘离开界面能量损失前衬片中心附近达到最大值。这里明显提出结构的热-机械响应,对在制动过程中,制动器组件内盘-衬片界面上压力分布施加影响。

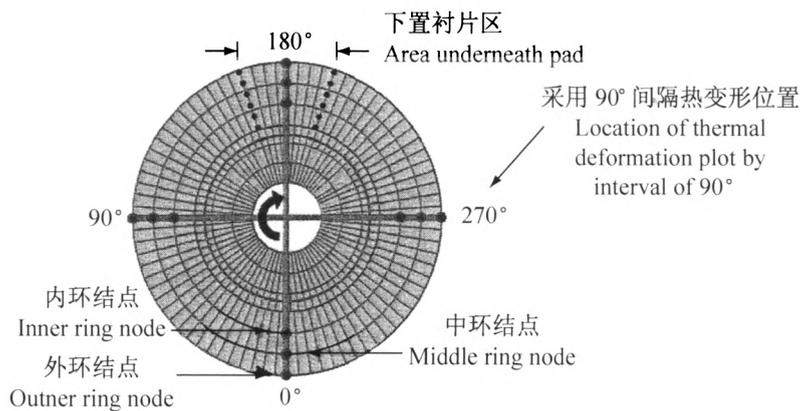


图 10 结点位置用以表明盘外平面变形

Fig. 10 Location of nodes used to illustrate out-of-plane disk deformation (see online version for colours)

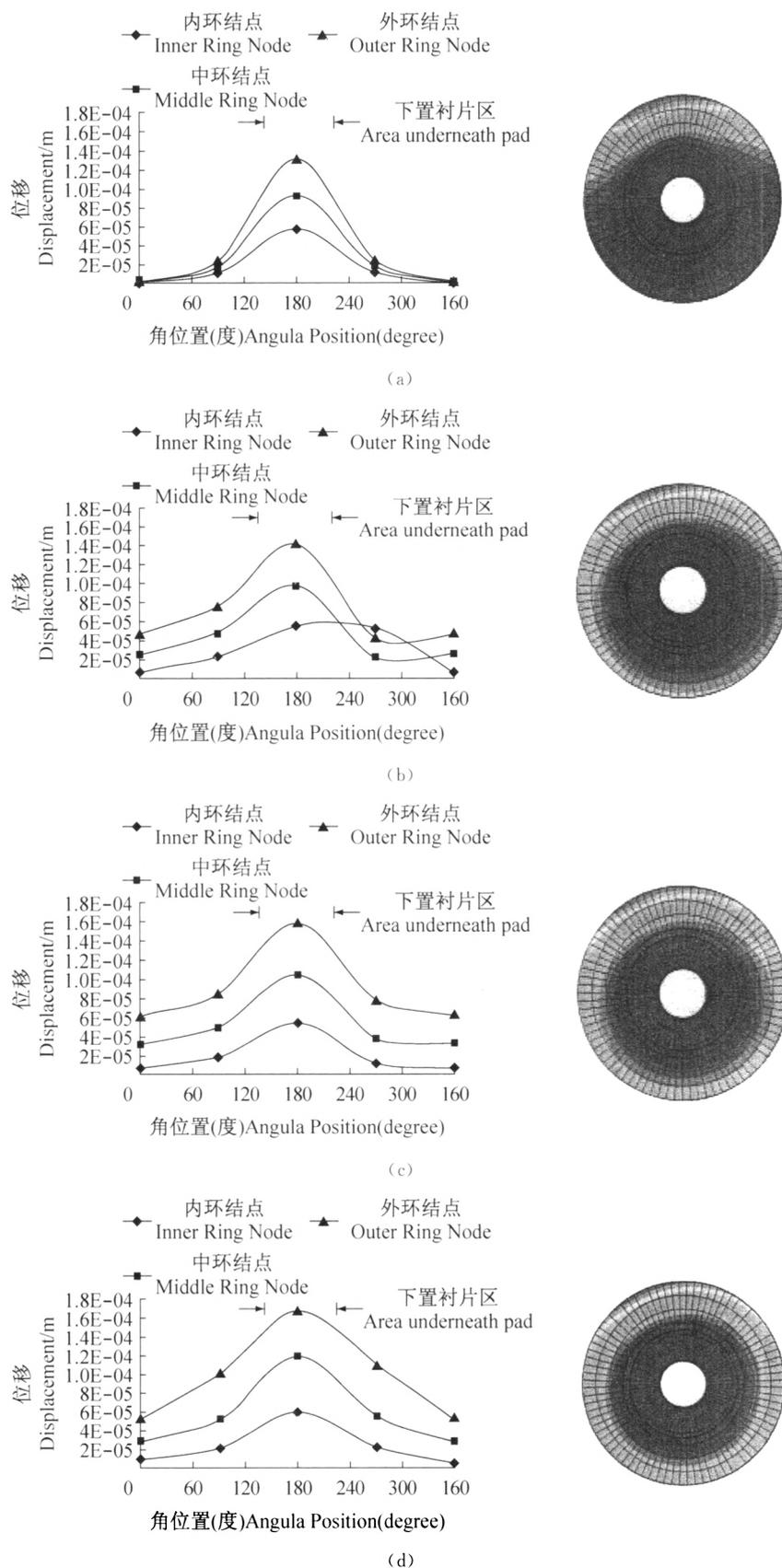


图 11 盘外平面热变形( $p=2.0$  MPa,  $v=10$  km/h, 外侧方向) (a) 在  $t=0.5$  s 变形; (b)  $t=3.0$  s 变形; (c)  $t=6.0$  s 变形; (d)  $t=10$  s 变形

Fig. 11 Disk out-of-plane thermal deformations ( $p=2.0$  MPa,  $v=10$  km/h, outboard direction): (a) deformation at  $t=0.5$  s; (b) deformation at  $t=3.0$  s; (c) deformation at  $t=6.0$  s; (d) deformation at  $t=10.0$  s (see online version for colours)