

# 汽轮机末级湿蒸汽凝结流动模型差异性研究

吴 涛<sup>1</sup>, 杨爱玲<sup>1</sup>, 陈二云<sup>1</sup>, 彭姝璇<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 中科南京未来能源系统研究院, 江苏 南京 210000)

**摘要:**以汽轮机末级叶片为研究对象,采用计算流体力学方法对单通道几何模型进行数值计算,研究了湿蒸汽平衡与非平衡凝结流动模型之间的特性差异,并基于非平衡凝结探讨表面张力修正系数(NBTF)在定常分析中对湿蒸汽参数的影响。结果表明:非平衡凝结模型主要影响液滴数目及颗粒直径,速度场分布与平衡凝结模型有较大差异;基于非平衡凝结模型对表面张力进行修正的模型会降低级内热力学损失,总-静效率比未修正表面张力的原型增加0.16%,相较平衡凝结模型降低3.26%;在主频下,修正模型动叶所受轴向激励力相较于平衡凝结模型减少52.76%,切向激励力减少57.12%,但轴向力与切向力载荷均方根值分别增加1.59%和0.21%。

**关键词:**湿蒸汽;平衡凝结;非平衡凝结;表面张力修正系数;非定常流动特性

中图分类号:TK261 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.03.005

[引用本文格式]吴 涛,杨爱玲,陈二云,等.汽轮机末级湿蒸汽凝结流动模型差异性研究[J].热能动力工程,2023,38(3):31-40. WU Tao, YANG Ai-ling, CHEN Er-yun, et al. Study on difference of condensation flow model of last stage wet steam in steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(3): 31-40.

## Study on Difference of Condensation Flow Model of Last Stage Wet Steam in Steam Turbine

WU Tao<sup>1</sup>, YANG Ai-ling<sup>1</sup>, CHEN Er-yun<sup>1</sup>, PENG Shu-xuan<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China,  
Post Code:200093; 2. Nanjing Institute of Future Energy System, Nanjing, China, Post Code:210000)

**Abstract:** Taking the last stage blade of steam turbine as research object, the geometric model of single channel was numerically calculated by computational fluid dynamics (CFD) method, and the characteristic differences between the equilibrium and non-equilibrium condensation flow models of wet steam were studied. Based on non-equilibrium condensation, the influence of surface tension correction coefficient on wet steam parameters in steady analysis was discussed. The results show that the non-equilibrium condensation model mainly affects the number of droplets and the size of particle diameter, and the distribution of velocity field is quite different from that of equilibrium condensation model. The modified model for surface tension based on non-equilibrium condensation will reduce the thermodynamic loss in the stage, and the total-static efficiency will increase by 0.16% compared to the prototype without surface tension correction and decrease by 3.26% compared with the equilibrium condensation model. Under the dominant frequency, compared with the equilibrium condensation model, the modified model reduces the axial excitation force and tangential excitation force by 52.76% and 57.12% respectively, but the root mean square values of axial force and tangential force loads on the moving blade increase by 1.59% and 0.21% respectively.

收稿日期:2022-02-23; 修订日期:2022-04-12

基金项目:国家自然科学基金(51106099,50976072)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51106099,50976072)

作者简介:吴 涛(1993-),男,上海理工大学硕士研究生。

通讯作者:杨爱玲(1969-),女,上海理工大学教授。

**Key words:** wet steam, equilibrium condensation, non-equilibrium condensation, surface tension correction coefficient, unsteady flow characteristics

## 引言

湿蒸汽凝结是汽轮机内常见的流动现象,湿蒸汽工况会导致级效率变低,严重时会造成汽轮机叶片断裂<sup>[1]</sup>。蔡颐年等人<sup>[2]</sup>指出,当汽轮机级中出现1%湿度,级效率就会降低1%。因此,湿蒸汽流动问题的研究对于提高汽轮机级效率以及安全运行有重大意义。

湿蒸汽流动研究方法主要分为实验研究与数值研究。实验方面,Gyarmathy<sup>[3]</sup>设计5个膨胀速率不同的喷管,通过改变入口滞止压力,研究高压下蒸汽在拉瓦尔喷管中的成核特性,结果表明,蒸汽在快速膨胀达到过冷状态后凝结,威尔逊点对应平衡状态下的湿度为3.5%~5%。White等人<sup>[4]</sup>设计出测量汽轮机中叶片壁面压力及纹影流动图像的实验装置,获得激波纹影图片。Dykas等人<sup>[5]</sup>对低压汽轮机静叶栅中非平衡凝结现象进行实验研究,观察到激波与喷管壁面相互作用区域出现粗糙水。刘浩等人<sup>[6]</sup>采用红绿蓝三波段消光法和单帧单曝光图像法探针系统,对330 MW汽轮机末级一次液滴、二次液滴分布及粒径进行测量,发现该探针系统可有效测量汽轮机内湿蒸汽流动参数。Schatz等人<sup>[7]</sup>认为采用消光法测量蒸汽湿度存在困难,采用热力涡轮机械研究所实验室的测试系统对三级汽轮机进行较为准确的湿度测量。Bosdas等人<sup>[8]</sup>研制出可在湿蒸汽流动中工作的新型高温快速响应探头,发现在低体积流量下,在叶尖区域会受到较大动载荷波动,且叶顶附近气动损失最大。

考虑均质成核,非平衡凝结一直是湿蒸汽流动数值研究的重点。Gerber等人<sup>[9]</sup>提出适用于汽轮机低压级非平衡凝结流动的Euler-Euler多相计算流体动力学模型,发现数值解与实验数据基本吻合。于新峰<sup>[10]</sup>在研究拉瓦尔喷管及二维叶栅中蒸汽凝结流动时,采用液滴表面张力修正系数(NBTF)为1.07修正成核率,得到与实验结果吻合良好的数值解。Grubel等人<sup>[11]</sup>在研究汽轮机末级扩压器内湿蒸汽流动时,利用喷管和叶栅实验对非等温成核模

型进行校正,在指数项中引入修正因子 $f$ ( $f$ 为NBTF<sup>3</sup>),并提出 $f=1.33$ 时能较好预测蒸汽凝结成核的位置,同时发现该修正因子对凝结位置预测的精度随工况发生变化。Starzmann等人<sup>[12]</sup>汇总国内、外相关湿蒸汽非平衡凝结流动数值计算报告进行分析,结果表明,结合杨氏液滴生长模型并基于非等温修正经典成核理论模拟得到的结果与实验具有良好一致性,同时状态方程对于凝结过程影响非常显著。

目前,大量工作集中在汽轮机内部湿蒸汽参数测量以及非平衡凝结模型修正方面,而平衡凝结与其非平衡性之间的差异性鲜有人探讨,且很少讨论修正模型对流动及效率的影响。针对以上问题,本文以某汽轮机末级三维叶栅为对象,对比湿蒸汽流动模型与计算结果的差异,并基于非平衡凝结研究表面张力修正模型对湿蒸汽参数分布的影响。同时,考虑级内固有非定常流动特性,分析动叶受力情况。

## 1 数学模型及计算方法

### 1.1 数值模型

考察无滑移假设下凝结过程,将成核及水滴生长过程隔离为1个黑箱,并将汽、液两相都视为与周围环境存在质量、动量和能量交换的开口系统。湿蒸汽非平衡凝结流动数值模型如图1所示<sup>[13]</sup>。该数值模型由汽相模块、液相模块、成核及水滴生长模块构成,各模块之间进行数据交换。

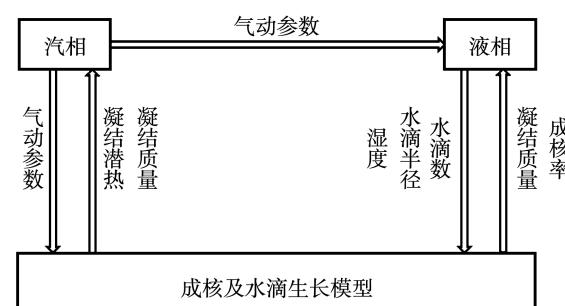


图1 湿蒸汽非平衡凝结流动数值模型

Fig. 1 Numerical model of non-equilibrium condensation flow of wet steam

本文采用非等温效应修正成核率。修正后成核率为:

$$J_{\text{NISO}} = \frac{q_e}{1 + \eta} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \sqrt{\frac{2\sigma}{\pi m^3}} \exp\left[-\frac{4\pi r^2 \sigma}{3K T_g}\right] \quad (1)$$

式中: $\eta$ —非等温修正系数; $q_e$ —蒸发系数; $\rho_g$ —汽相密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\rho_l$ —液相密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\sigma$ —液滴表面张力,N/m; $m$ —单个水分子质量,kg; $r$ —液滴半径,m; $K$ —玻尔兹曼常数; $T_g$ —汽相温度,K。

张力修正是提高数值计算准确性的途径,通常可以表示为:

$$\sigma = \text{NBTF} \cdot \sigma_0 \quad (2)$$

式中: $\sigma_0$ —水在平面状态下的表面张力,N/m。

采用彭姝璇等人<sup>[14]</sup>通过实验数据拟合得到的表面张力修正公式:

$$\begin{aligned} \text{NBTF} = & 0.39918 + 3.16218 p_0 - 5.3098 p_0^2 + \\ & 2.97937 p_0^3 \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $p_0$ —进口总压,0.1 kPa。

## 1.2 几何模型及网格划分

针对某汽轮机末级单流道几何模型进行数值计算,动、静叶片数皆为78,动叶叶顶间隙为4 mm。对计算域进行结构化网格离散,并细化叶片壁面及端壁附近网格,如图2所示。

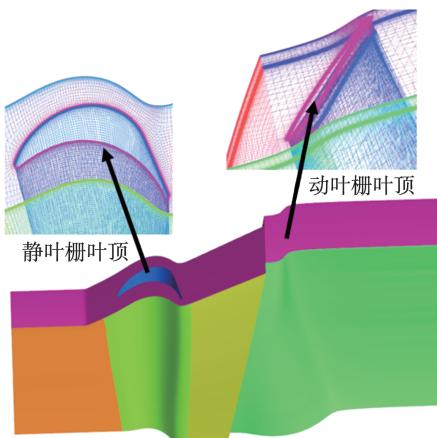


图2 单流道网格

Fig. 2 Single channel grid

## 1.3 计算方法验证

采用非平衡凝结流动模型(NES)研究了汽轮机级内湿蒸汽凝结流动现象及动静叶损失情况。为验证该模型准确性,基于Dykas等人<sup>[5]</sup>给出的D1喷

管实验数据,对比了3种流动模型数值计算轴向压力分布与实验值的结果,如图3所示。实验喷管为完整喷管的一半, $p_1$ 为出口静压, $T_0$ 为进口总温。可以看出,喷管内压力沿轴向呈下降趋势,非平衡凝结模型与实验数值都存在压力跃升。当NBTF=1.0(NES未修正),压力跃升位置(即凝结位置)在0.023 m;当NBTF=1.2(NES修正),凝结位置在0.06 m。实验条件下的凝结位置在0.058 m,前后相对误差分别为60.34%及3.45%。在喷管轴向位置 $X=0.075$  m之前,非平衡凝结原型与实验值偏差较大。这说明平衡凝结模型(EQS)不具有捕捉喷管内凝结冲波的能力,原型模拟结果与实验值有较大误差,表面张力修正模型与实验值贴合良好,模型准确性高。

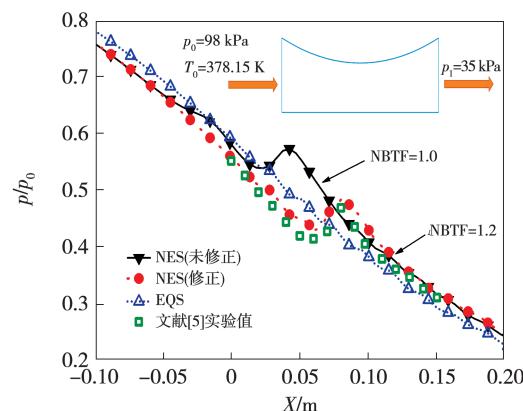


图3 喷管轴向压力分布

Fig. 3 Pressure distribution of nozzle axis

为选用合适湍流模型,对文献[15]缩放叶栅进行数值计算,采用4种湍流模型,将计算结果与实验数据进行对比。图4给出了4种湍流模型下叶片表面静压分布。可以看出,4种湍流模型静压分布在压力面基本一致,在叶片前缘与尾缘处开始出现差异。 $k$ -epsilon与RNG- $k$ -epsilon模型静压分布走势相同,在吸力面上静压值整体上与实验值偏差较大,最高可达16.7%。BSL- $k$ -omega与SST- $k$ -omega模型走势基本一致,SST- $k$ -omega模型静压分布保持与实验值的贴合,最大误差为3.3%,而BSL- $k$ -omega模型在 $X=0.2 \sim 0.4$  m时,明显与实验值发生偏差,最大为5%。可以认为SST- $k$ -omega湍流模型对于非平衡凝结流动数值计算具有较高准确度。

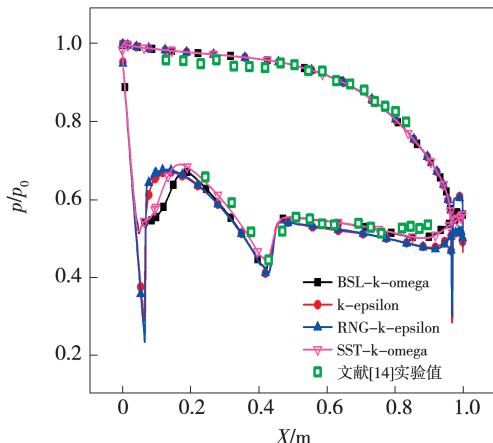


图 4 不同湍流模型下叶片表面静压分布

Fig. 4 Static pressure distribution on blade surface under different turbulence models

为验证计算网格的无关性,在4种网格密度下对额定负荷工况进行数值计算。由图5(a)可以看出,当总网格量大于276万时,叶栅动叶出口湿度分布基本不随网格发生变化。在后续的数值研究中,为合理利用计算资源,在保证近壁面网格尺度的前提下采用总量为276万的计算网格。图5(b)为网格量为276万的叶栅通道固壁 $y^+$ 分布云图。可以看出,叶栅通道固壁面 $y^+$ 均小于5,符合湍流模型SST-k-omega的要求。

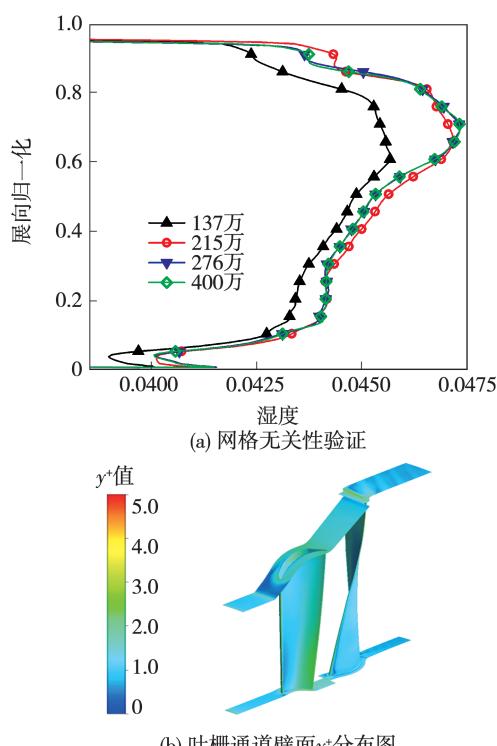


图 5 网格可靠性验证

Fig. 5 Grid reliability verification

#### 1.4 计算边界条件

数值计算采用CFX高阶格式求解汽液两相流动控制方程组。静叶栅进口总压27 kPa,进口过热度3 K,动叶出口静压7 kPa。壁面为无滑移绝热壁面边界条件,采用SST-k-omega湍流模型与自动壁面函数,水蒸气热力学性质选用IAPWS—IF97标准数据。定常计算中,动、静叶交界面采用混合平面法;在进行非定常计算时,动、静交界面采用瞬态动静子法。该汽轮机转速5 479 r/min,时间步长取 $1.75495 \times 10^{-6}$ s。

## 2 结果与分析

### 2.1 定常分析

#### 2.1.1 流动模型对汽轮机末级湿蒸汽参数的影响

为获得恒定湿度场,采用定常分析讨论修正、未修正非平衡凝结流动模型及平衡凝结流动模型对三维叶栅湿蒸汽流动计算结果的影响。非平衡凝结流动模型中NBTF修正系数依据式(3)进行计算。静叶栅中NBTF为0.92,动叶栅中NBTF为0.81。该汽轮机末级叶栅子午面流道如图6所示。

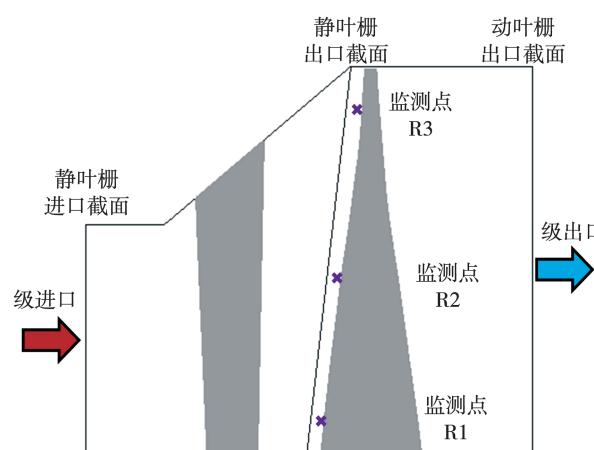


图 6 末级叶栅子午面流道示意图

Fig. 6 Schematic diagram of meridional passage of last stage cascade

图7为基于修正、未修正的非平衡凝结模型及平衡凝结模型计算出的静叶栅与动叶栅出口蒸汽参数沿展向的分布。由图7(a)可以看出,平衡凝结模型在动静叶栅同一叶高截面处的马赫数均大于非平衡凝结模型,动叶栅马赫数在20%展向以上位置高于静叶栅,修正模型与原型(NBTF = 1.0)马赫数分

布曲线基本重合。静叶栅中,马赫数沿展向逐渐减小,平衡模型与非平衡模型马赫数在展向有一定差距,沿着叶根方向差距增大,直至叶根处达到最大相对差值 15%;动叶栅中,马赫数沿展向逐渐增大,平衡模型与非平衡模型沿展向差距逐渐增大,最高为 8.3%,5% 展向以上位置马赫数均大于 1.0。这说明液滴表面张力的修正对静叶出口蒸汽马赫数分布基本无影响,静叶栅中蒸汽膨胀程度沿展向逐渐减小,而动叶栅蒸汽膨胀程度沿展向增大,这导致了二者马赫数在展向分布的不同。动叶内具有一定反动度,动叶内的膨胀功高于静叶出口汽流对动叶输出功,使得动叶栅出口汽流在较大范围马赫数内高于静叶栅,且达到超音速。

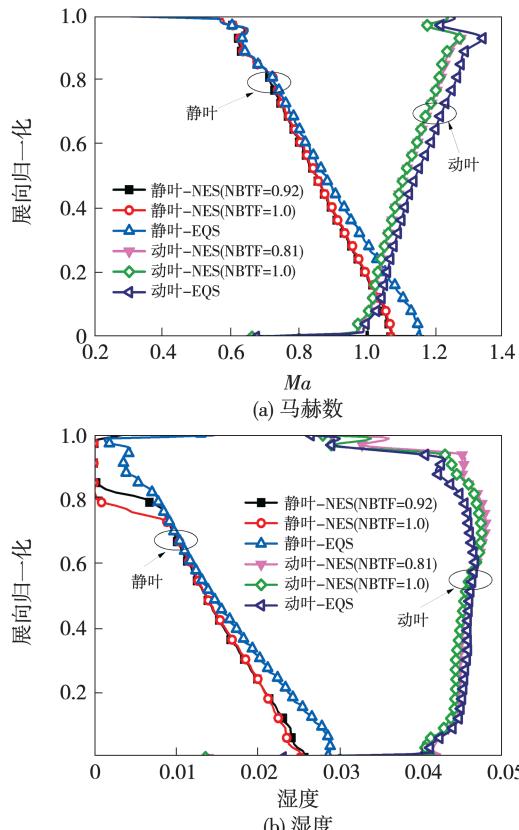


图 7 流动模型对出口湿蒸汽参数的影响

Fig. 7 Influence of flow model on outlet wet steam parameters

图 7(b) 为湿度参数沿展向分布。静叶栅中平衡与非平衡凝结模型湿度仅在叶顶及叶根范围内有较大差异,且沿展向湿度逐渐降低。动叶栅中,3 种流动模型各截面湿度相差不大,在展向 60% 以上区域,平衡凝结流动的湿度略小于非平衡凝结流动,叶

根及叶顶湿度较小,动叶栅出口湿度整体上高于静叶栅。蒸汽在静叶开始膨胀,达到极限过冷度后,蒸汽发生凝结,使得展向大范围湿度大于零。在展向 80% ~ 100% 区域内,湿度基本为零。一方面是由于蒸汽在此范围内膨胀程度较小,非平衡作用不足以使得过冷度达到极限状态;另一方面该区域受主流干涉作用较强,破坏了已经形成的凝结核心,抑制了凝结进行过程。由于动叶栅内部蒸汽膨胀具有较强非平衡性,使得流出静叶已经恢复热力学平衡状态的湿蒸汽流再次达到威尔逊点,湿度继续增加。

图 8 为基于非平衡凝结流动下修正模型对出口参数的影响。由图 8(a) 可以看出,静叶出口蒸汽过冷度在展向 70% 以下区域已恢复至 0 K 附近,表明此时蒸汽已充分凝结。修正模型充分凝结区域大于原型,动叶中修正模型与原型在展向的过冷度分布基本一致,且与 0 K 相差不大。表明 NBTF 的减小使得静叶出口充分凝结区增大,修正模型对静叶充分凝结区域以及动叶栅凝结过冷度影响不大。结合图 7(b) 可以看出,湿蒸汽流在动叶内凝结分布较为均匀,其热力学状态在叶栅出口基本已恢复至平衡状态。从图 8(b) 可以看出,液滴数沿展向先减小再增大,在展向 50% 以下区域,修正模型与原型液滴分布基本一致,在展向 50% 以上区域,二者的差异逐渐增大,且在同一截面处动叶内液滴数高于静叶栅,修正模型高于原型。由于修正模型与原型在 50% ~ 70% 展向区域处于充分凝结阶段,且湿度基本一致,说明修正模型会引起液滴粒径的减小。在 50% 以上展向区域,凝结过程对于液滴表面张力更加敏感,静叶栅出口液滴数目沿叶根方向逐渐增多。结合图 7(b) 可以看出,动叶液滴数增多是导致高湿度区的直接原因。

综上,非平衡凝结模型中液滴表面张力的修正主要影响液滴数目与粒径的变化,对蒸汽速度场及湿度分布基本无影响;而平衡凝结模型与非平衡凝结模型相比,其速度场分布存在明显不同,且在湿度分布上有微小差异。

#### 2.1.2 流动模型对汽轮机级损失及效率的影响

采用 Markov 损失系数表征汽轮机级内蒸汽流动损失,计算式为:

$$\xi_{\text{markov}} = \frac{T \Delta s}{0.5 u^2} \quad (4)$$

式中:  $T$ —蒸汽温度, K;  $\Delta s$ —熵增, J;  $u$ —蒸汽速度, m/s。

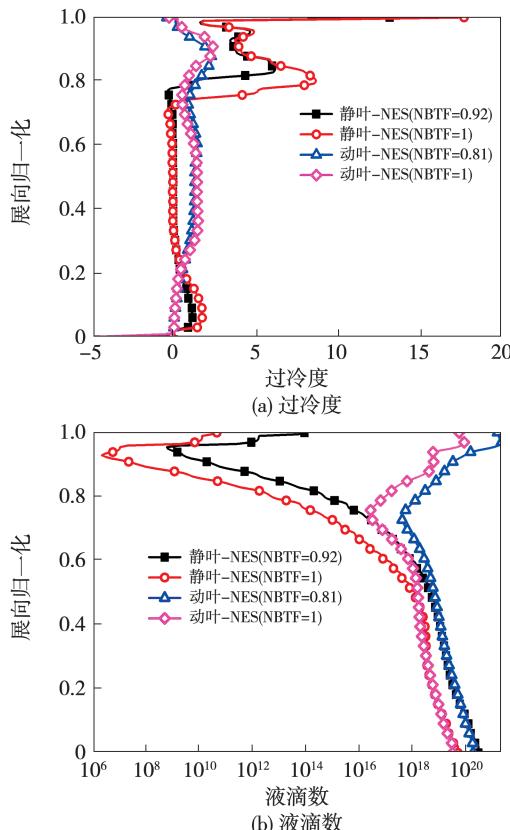


图 8 修正模型对出口湿蒸汽参数的影响

Fig. 8 Influence of modified model on outlet wet steam parameters

Markov 损失系数沿展向的分布如图 9 所示。由图可知, 静叶栅修正模型与原型的 Markov 损失系数沿展向分布区别不大, 仅在 90% 叶高处有明显区别, 且修正模型计算出的损失系数更大; 在动叶栅中, 液滴表面张力的修正对 Markov 损失系数的影响主要集中在展向 80% 以上区域, 这是由于叶轮的离心作用导致水滴在该区域沉积。可见, 静叶栅与动叶栅液滴表面张力的修正对 Markov 损失系数分布影响不大。对于平衡凝结流动, 其静叶栅中 Markov 损失系数在展向 60% 以下区域明显低于非平衡凝结流动, 这是由于采用平衡凝结流动模型忽略了部分湿汽损失导致的, 而其动叶栅中 Markov 损失系数高于非平衡凝结流动。结合图 7(a)发现, 平衡凝结的马赫数基本上均大于 1.0, 这是由于平衡凝结流动中蒸汽流速过高, 产生较大的激波损失, 导致 Markov 损失系数更高。

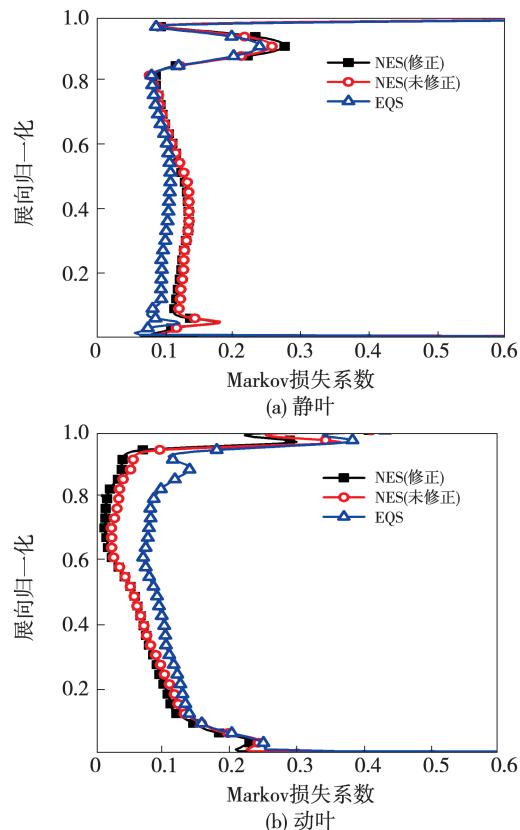


图 9 Markov 损失系数沿展向的分布

Fig. 9 Distribution of Markov loss coefficient along spanwise direction

对于凝结级来说, 热力学损失是主要的湿汽损失。热力学损失引起的熵产率  $S_{\text{th}}$  为:

$$S_{\text{th}} = [m_d(h_e - h_d)] \left( \frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_d} \right) \quad (5)$$

热力学损失系数  $Z_{\text{th}}$  为:

$$Z_{\text{th}} = \frac{\int S_{\text{th}} T_m dV}{Q_m(h_0^* - h_{2s})} \quad (6)$$

式中:  $m_d$ —单位时间内蒸汽与水滴之间传递的质量, kg/s;  $h_e, h_d$ —汽相、液相的焓值, J/kg;  $T_e, T_d$ —汽相、液相的温度, K;  $T_m$ —蒸汽与水滴之间的平均温度, K;  $Q_m$ —质量流量, kg/m<sup>3</sup>;  $h_0^*$ —一级进口滞止焓值, J/kg;  $h_{2s}$ —一级出口等熵焓值, J/kg。

汽轮机级效率可用总-静效率表征, 体现为动叶内蒸汽有效焓降与理想最大焓降之比为:

$$\eta_{t-s} = \frac{M_t \omega}{Q_m(h_0^* - h_{2s})} \quad (7)$$

式中:  $M_t$ —作用在动叶上的扭矩, N·m;  $\omega$ —动叶转速, r/s。

图 10 为 3 种计算模型下,汽轮机末级效率与热力学损失系数。可以看出,对于非平衡凝结流动,未修正模型预测的总-静效率比修正模型计算结果降低 0.16%。同时,修正模型热力学损失相比未修正模型减小 22.5%。静叶栅内热力学损失系数基本维持不变,动叶栅内的热力学损失在修正模型中降低 14.3%。这说明动叶栅热力学损失对液滴表面张力的取值更加敏感。由于动叶栅中凝结区域主要位于高展向区域,故推测该区域热力学损失存在明显差异,这与图 9(b) 动叶栅 Markov 损失系数的分布相对应。在平衡凝结模型计算中不存在热力学损失,且级效率明显高于非平衡凝结模型的计算结果,相较于修正的非平衡凝结模型增加 3.26%。因此,在设计过程中需要考虑蒸汽凝结的非平衡特性。

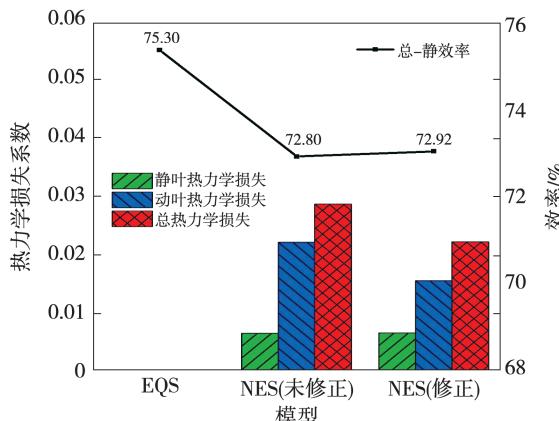


图 10 末级效率与热力学损失系数

Fig. 10 Last stage efficiency and thermodynamic loss coefficient

## 2.2 非定常分析

### 2.2.1 汽轮机级内非定常特性对湿蒸汽流动参数的影响

图 11 给出某一时刻下,10%, 50%, 90% 叶高截面处的马赫数分布图。从图中看出,静叶出口马赫数沿叶高不断下降。在 10% 叶高截面上,汽流在静叶中加速至超音速,在尾缘出现燕尾激波,其内伸激波延伸至相邻静叶片吸力面处,外伸激波延伸至下游动叶通道中。在 50% 叶高截面上,汽流仍可加速至超音速,但由于膨胀程度较低,汽流出口速度减小,尾缘激波强度降低,延伸长度减小,无法到达动叶通道中。同时,由于动静叶轴向间距较大,汽流在到达动叶前已均匀掺混,使得该截面处动叶栅内蒸汽流动基本无差异。在 90% 叶高截面上,静叶出口

速度进一步降低,尾缘激波完全消失,叶片出口汽流非均匀性明显降低,且尾迹流在动叶前完全掺混。

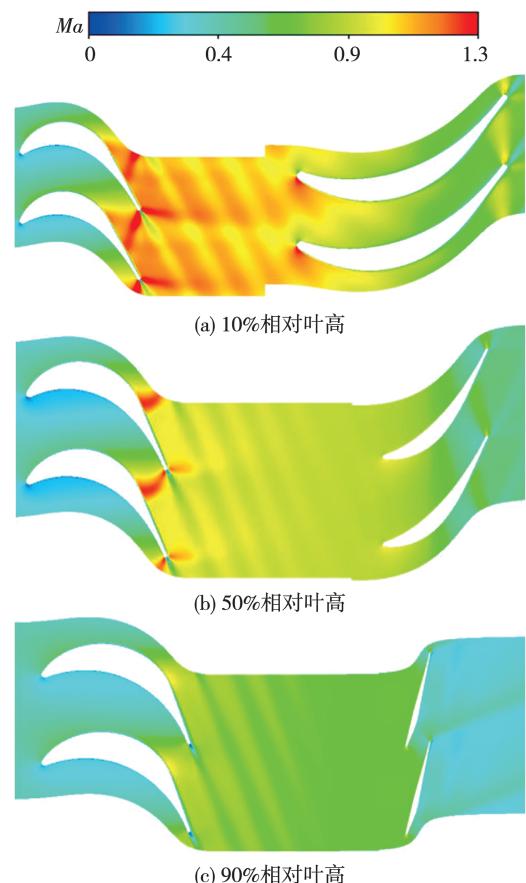
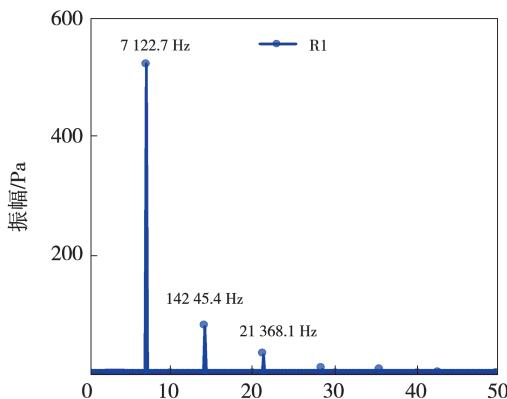


图 11 某一时刻,不同叶高截面的马赫数分布图

Fig. 11 Mach number distribution of different blade height sections at a certain time

图 12 给出动叶栅内监测点频域图,其监测点 R1, R2, R3 分别位于 10%, 50%, 90% 叶高截面的动叶前缘处,随动叶一起转动。在主频下,10% 叶高处压力脉动幅值最高为 520 Pa, 50% 和 90% 叶高截面动叶前缘点的压力脉动明显小于 10% 叶高截面。各截面动叶前缘点压力脉动主频均为 7 122.7 Hz,且随倍频快速衰减,主频振幅沿展向也迅速降低。10% 叶高截面处,剩余两个较高峰值处对应倍频分别为 14 245.4 和 21 368.1 Hz。这是由于在高展向区域,主流蒸汽湍流度相对较低,流速慢且受到静叶出口尾迹的影响较小,使得流体在动叶前得到较充分混合,这与图 11 的分析一致。10% 叶高截面出现倍频,这是静叶喷嘴出口尾迹不均匀导致动叶压力脉动所致。不过这个频率远小于叶片的固有频率,不能激发叶片共振。而 50% 与 90% 叶高的倍频对应幅值相对较小,对叶片影响很小。



(a) 10% 相对叶高监测点 R1

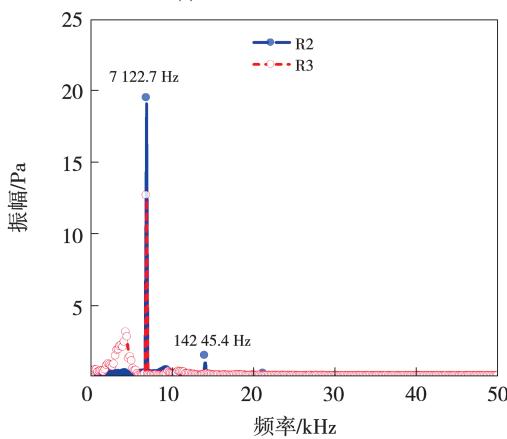


图 12 动叶栅内监测点频域图

Fig. 12 Frequency domain diagram of monitoring points in moving cascade

### 2.2.2 汽轮机级内非平衡凝结流动引起的汽流激励力

凝结流动中存在的非平衡特性会明显影响叶栅内流场参数,这必然引起动叶栅内流场压力脉动发生变化,导致作用在动叶上的汽流激励力发生改变。图 13 为平衡凝结模型和修正模型计算出的动叶进口压力脉动均方根值沿展向的分布。可以看到,修正模型压力脉动均方根值在展向小于平衡凝结模型,在 50% 叶高截面以下区域,两种计算模型获得的动叶进口压力脉动均方根值差异较大。这是由于平衡凝结流动中静叶出口马赫数较大、尾缘激波更强,从而导致静叶出口流场的非均匀性增强。在 50% 叶高以上区域,两种湿蒸汽流动模型下动叶进口压力脉动强度差异较小且强度较弱,这说明在此区域静叶出口参数经周向平均后传递给动叶,使得动叶进口流场相对均匀,各时刻流场参数差异较小。

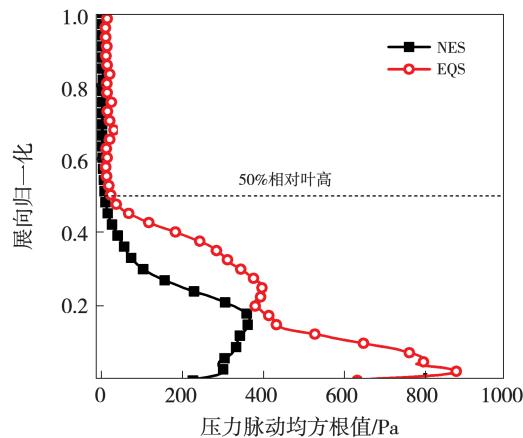


图 13 动叶栅进口压力脉动均方根值沿展向的分布

Fig. 13 Distribution of root-mean-square pressure pulsation at the inlet of moving cascade along spanwise direction

图 14 为 10% 叶高处压力脉动均方根云图。由图 14 可知,非平衡凝结流动下,动叶吸力面前缘存在高强度的压力脉动,且强度沿主流方向下游下降明显。而平衡凝结流动中,动叶表面的高强度压力脉动区较大,其叶片前缘及叶片中部位置处压力脉动强度均较强,核心区极大值高于修正模型,截面差值最大为 400 Pa。两种模型静叶栅叶片表面受压力脉动幅值均较小且差异性不大。这表明流动模型对静叶表面受力影响较小,差异性主要体现在动叶中,当采取平衡凝结模型设计叶轮时,会要求动叶采用更高强度的结构模型。

图 15 给出两种流动下,单个动叶片承受的汽流激励力。由图可知,单个动叶承受的汽流激励力的主频同样为 7 122.7 Hz。在主频下,平衡凝结流动中动叶片承受的汽流轴向与切向激励力分别为 2.79 和 7.53 N,非平衡凝结流动中动叶片承受的汽流轴向及切向激励力均小于平衡凝结流动,汽流轴向与切向激励力相对减少 52.76% 和 57.12%。由于采用的几何模型动静叶轴向间距较大,在非平衡凝结流动中,静叶栅中汽流因凝结激波引起的流动非均匀性在动叶前受到均匀掺混而削弱。此外,汽流在通过激波面时,速度有一定程度降低,而平衡凝结未考虑凝结冲波的作用,静叶出口汽流动能较高,导致动叶平衡凝结模型轴向力大于修正模型。切向力驱动动叶旋转,输出机械功,平衡凝结模型切向力高于修正模型,说明平衡凝结中主流蒸汽在切向的分速度较高。

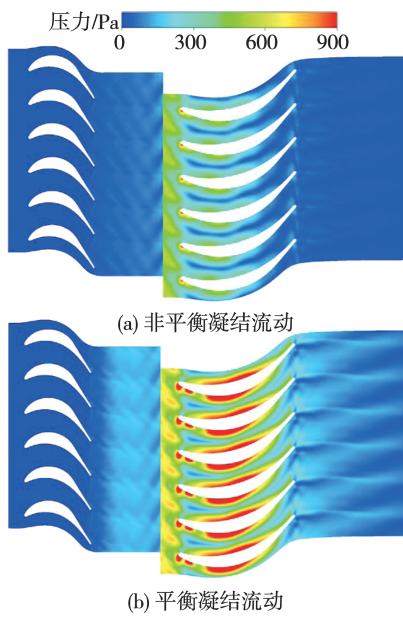


图 14 10% 叶高处压力脉动均方根云图

Fig. 14 Cloud chart of root-mean-square pressure pulsation at 10% blade height

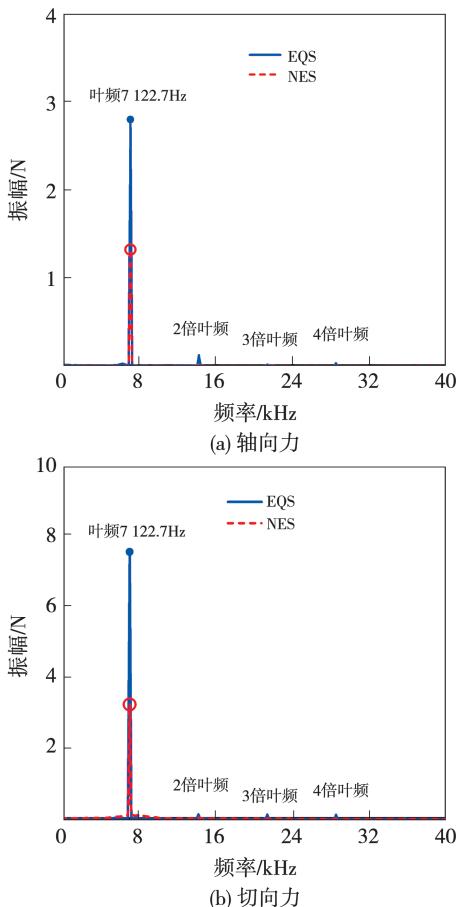


图 15 两种流动下, 动叶受到的汽流激励力

Fig. 15 Steam flow excitation force on moving blades under two kinds of flows

表 1 为两种流动下, 单个动叶载荷的均方根值。由表中数据可知, 非平衡凝结流动中单个动叶承受的轴向力和切向力相较于平衡凝结流动增加了 1.59% 和 0.21%。结合图 13 及图 14 的分析可以看出, 两种计算模型下, 动叶受到汽流激励力与均方根载荷均存在明显差异, 表明在实际计算动叶受力时应考虑蒸汽凝结过程的非平衡特性。

表 1 单个动叶片载荷的均方根值

Tab. 1 Root-mean-square value of single moving blade load

流动模型	轴向力/N	切向力/N
非平衡凝结流动	226.15	107.60
平衡凝结流动	222.61	107.37

### 3 结 论

以汽轮机末级叶片为研究对象, 研究非平衡凝结原型、修正模型及平衡凝结流动模型三维叶栅计算结果的差异性。考虑级内固有的非定常凝结流动特性, 通过分析动叶片受力情况, 将修正模型与平衡凝结流动模型进行对比。得出结论:

(1) 非平衡凝结模型主要影响液滴数目及颗粒直径, 与平衡凝结模型的速度场分布差异明显。修正模型降低了级内热力学损失, 未修正模型预测到的总 - 静效率比修正模型降低 0.16%。

(2) 平衡凝结模型忽略了凝结过程中的非平衡性, 对动叶栅中蒸汽有效焓降计算有偏差, 预测级效率相比修正模型提高 3.26%, 偏离实际情况。

(3) 主频下, 非平衡凝结中动叶受到的轴向激励力相比平衡凝结流动减少 52.76%, 切向激励力减少 57.12%, 但动叶载荷均方根值增大, 轴向力与切向力分别增加 1.59% 和 0.21%。表明计算实际凝结级动叶受力情况时, 需考虑湿蒸汽流动的非平衡特性。

### 参考文献:

- [1] SPALDING D B. Two-phase steam flow in turbines and separation: edited by M. J. Moore and C. H. Sieverding Hemisphere McGraw Hill, New York (1976) [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1977, 20(12): 1431–1432.
- [2] 蔡颐年, 王乃宁. 湿蒸汽两相流 [M]. 西安: 西安交通大学出版

- 社,1985.
- CAI Yi-nian, WANG Nai-ning. Wet steam two-phase flow [ M ]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1985.
- [3] GYARMATHY G. Nucleation of steam in high-pressure nozzle experiments [ J ]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2005, 219 ( 6 ): 511 – 521.
- [4] WHITE A J, YOUNG J B, WALTERS P T. Experimental validation of condensing flow theory for a stationary cascade of steam turbine blades [ J ]. Philosophical Transactions of the Royal Society, A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1996, 354: 59 – 88.
- [5] DYKAS S, MAJKUT M, STROZIK M, et al. Experimental study of condensing steam flow in nozzles and linear blade cascade [ J ]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 80: 50 – 57.
- [6] 刘 浩,周 鸿,蔡小舒,等. 基于 RGB 三波段消光法和单帧单曝光图像法的汽轮机湿蒸汽测量实验研究 [ J ]. 动力工程学报, 2015, 35 ( 10 ): 816 – 823.
- LIU Hao, ZHOU Wu, CAI Xiao-shu, et al. Experimental study of steam turbine wet steam measurement based on RGB three – band extinction method and single frame and single exposure image method [ J ]. Journal of Power Engineering, 2015, 35 ( 10 ): 816 – 823.
- [7] SCHATZ M, EBERLE T, GRUBEL M, et al. Two-phase flow modeling and measurements in low-pressure turbines, part II: turbine wetness measurement and comparison to computational fluid dynamics-predictions [ J ]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137 ( 4 ): 042603. 1 – 042603. 9.
- [8] BOSDAS I, MANSOUR M, KALFAS A I, et al. Unsteady wet steam flow field measurements in the last stage of low pressure steam turbine [ J ]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138 ( 3 ): 032601. 1 – 032601. 12.
- [9] GERBER A G, SIGG R, VOLKER L, et al. Predictions of non-equilibrium phase transition in a model low-pressure steam turbine [ J ]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221 ( 6 ): 825 – 835.
- [10] 于新峰. 基于双流体模型的湿蒸汽两相流动数值模拟 [ D ]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- YU Xin-feng. Numerical simulation of wet steam two-phase flow based on two-fluid model [ D ]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011.
- [11] GRUBEL M, STARZMANN J, SCHATZ M. Two-phase flow modeling and measurements in low-pressure turbines, part I: numerical validation of wet steam models and turbine modeling [ J ]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137 ( 4 ): 042602. 1 – 042602. 11.
- [12] STARZMANN J, HUGHES F R, SCHUSTER S. Results of the international wet steam modeling project [ J ]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2018, 232 ( 5 ): 095765091875877.
- [13] 王新军,李 亮,王顺森. 膨胀湿蒸汽两相高速流动 [ M ]. 西安: 西安交通大学出版社, 2018.
- WANG Xin-jun, LI Liang, WANG Shun-sen. Expansive wet steam two-phase high-speed flow [ M ]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2018.
- [14] 彭姝璇,杨爱玲,陈二云. 液滴表面张力修正系数与蒸汽膨胀速率和进口参数的相关性研究 [ J ]. 动力工程学报, 2020, 40 ( 6 ): 460 – 468.
- PENG Shu-xuan, YANG Ai-ling, CHEN Er-yun. Correlation of droplet surface tension correction coefficient with steam expansion rate and inlet parameters [ J ]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2020, 40 ( 6 ): 460 – 468.
- [15] BAKHTAR F, EBRAHIMI M, WEBB R A. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in nucleating steam, part 1: surface pressure distributions [ J ]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1995, 209 ( C2 ): 115 – 124.

(刘 颖 编辑)