混流式水泵水轮机全特性曲线 S 形区流动特性*

张兰金[1,2]　王正伟[2]　常近时[3]

(1. 华北水利水电学院电力学院, 郑州 450011; 2. 清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室, 北京 100084;
3. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

【摘要】 混流式水泵水轮机转轮的离心效应较混流式水轮机明显,形成了全特性曲线上的 S 形特性。该 S 形区水泵水轮机流道内流动状况很不稳定,为了详细了解该区域的流动特性,选取等开度下水轮机工况、水轮机飞逸工况、零流量附近水轮机制动工况、零流量附近反水泵工况以及反水泵工况等 5 个工况点进行全流道定常流和非定常流数值分析。定常流动分析表明:全特性曲线上的 S 形区转轮和导叶流道内存在大量的涡,消耗了大量的水能,致使机组输出功率很小。非定常流场计算表明:在 S 形过渡工况区,蜗壳与尾水管直锥段内的压力脉动频率与幅值均相近,且幅值小;而导叶至叶片的无叶区和叶片进口的压力脉动幅值高,主要为高频脉动。

关键词: 水泵水轮机　S 形区　湍流模型　非定常流

中图分类号: TK734; TH318　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2011)01-0039-06

Flow of Pump-turbine on S-shaped Region of Complete Characteristics

Zhang Lanjin[1,2]　Wang Zhengwei[2]　Chang Jinshi[3]

(1. *Institute of Electric Power*, *North China University of Water Resources and Electric Power*, *Zhengzhou* 450011, *China*
2. *State Key Laboratory of Hydroscience and Engineering & Department of Thermal Engineering*, *Tsinghua University*, *Beijing* 100084, *China*　3. *College of Water Conservancy & Civil Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract

The S-shaped region of complete characteristics on pump-turbine is caused by centrifugal force larger than common hydraulic turbine. The flow on that S-shaped region is very much unsteady. In order to obtain the flow on that region, the steady and unsteady simulations were analyzed on turbine, turbine runaway, turbine brake near no-discharge, anti-pump near no-discharge and anti-pump operation conditions which run on S-shaped curve. The results showed that much large eddy existed in vanes and runner. That eddy wasted much water energy and reduced turbine output. Through the unsteady simulation of S-shaped curve, it is found that the pressure pulsation frequency and amplitude in spiral casing and cone of draft tube are similar and the amplitude is small. The pressure pulsation amplitude on guide vanes and blade inlet are high, and those frequencies are also high. Those simulations are always used to know the essence of S-shaped region and reduce the unsteady characteristics.

Key words　Pump-turbine, S-shaped region, Turbulent model, Unsteady flow

引言

混流式水泵水轮机有两个 S 形特性区,一个位于水泵工况、水泵制动工况、水轮机工况之间;另一个位于水轮机工况、水轮机制动工况、反水泵工况之间;前者没有后者明显[1],并且过渡过程经常经历后一 S 特性区,因此本研究对象为后者。水泵水轮机转轮具有较长的径向流道,产生较大的离心力使

收稿日期: 2010-03-04　修回日期: 2010-04-26

* 国家自然科学基金资助项目(50879036、50879088)和清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室统筹研究资助项目(2009T3)

作者简介: 张兰金,讲师,清华大学博士后,主要从事流体机械及流体工程研究, E-mail: zlj420628@sohu.com

通讯作者: 王正伟,教授,博士生导师,主要从事流体机械及流体工程研究, E-mail: wzw@mail.tsinghua.edu.cn

水反向流动,从而引起该 S 形区域的复杂流动[2~4],并会引起水压脉动和水力激振。此外,该区工况极不稳定,同一个单位转速可能对应着三个单位流量[5];其中两个单位流量为正,在水轮机制动工况;另外一个单位流量为负,在反水泵工况;这种正负单位流量导致转轮上产生正反方向转矩,会使结构承受较大冲击负荷,若处理不当会造成构件的破坏。然而抽水蓄能电站机组需频繁的转换工况,其中水轮机工况启动、甩负荷、调相转发电、水泵断电导叶未能关闭等过渡过程工况都可能进入到 S 特性区[2,6],带来一系列不稳定问题。因此需要对混流式水泵水轮机的 S 特性进行深入研究。

目前涉及 S 特性区水泵水轮机内部流态的数值模拟很少[7]。因此,本研究用 CFD 数值模拟的方法来揭示 S 形特性区水泵水轮机的内部流动状况,并对其压力脉动进行分析,为机组的稳定性分析提供理论支持。

本研究选取混流式水泵水轮机模型为研究对象,转轮直径为 414 mm,叶片数为 7 个;导叶高度为 45 mm,导叶数为 20 个。数值计算工况点选取导叶最优开度时水轮机工况、水轮机飞逸工况、零流量附近水轮机制动工况、零流量附近反水泵工况以及反水泵工况等 5 个计算工况点。其中水轮机工况的选取用以分析所采用的 CFD 数值分析计算结果与试验结果的差距,而其他 4 个工况位于 S 形特性区或离 S 形特性区很近。由于 S 形特性区的水泵水轮机内部流动状况比较紊乱、复杂,采用常用的标准 k-ε 模型进行数值分析可能会有较大的计算误差,因此本研究选取多个湍流模型对零流量附近的反水泵工况点进行模型适用性研究,在性能预测误差小的基础上,选取适合 S 形特性区域计算的数学模型进行定常、非定常流动分析。

1 边界条件及网格

数值计算的几何模型采用水泵水轮机的全通道,包括金属蜗壳、座环、导水机构、转轮、尾水管等过水流道,其三维计算域如图 1 所示。不考虑流量的泄漏损失。蜗壳、固定导叶、活动导叶、尾水管等取非结构化网格,转轮采用结构化网格,总计网格数位 120 万。

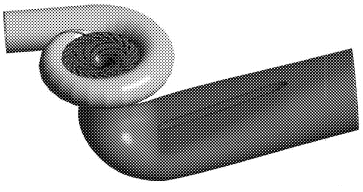

图 1 计算域

Fig. 1 Compute domain

数值计算选取如图 2 所示(以水轮机工况为正方向)5 个计算工况点,分别为水轮机工况点No. 1、水轮机飞逸工况点 No. 2、临近零流量的水轮机制动工况点 No. 3、临近零流量的反水泵工况点No. 4和反水泵工况点 No. 5。采用的边界条件如表 1所示,其中工况点 No. 1、No. 2、No. 3 的进口边界为蜗壳进口,而出口边界为尾水管出口;工况点 No. 4、No. 5 的进口边界为尾水管进口,出口边界为蜗壳出口。

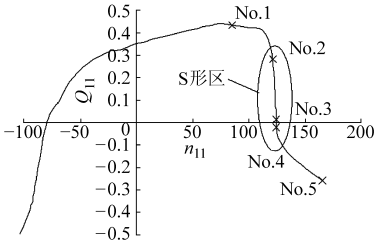

图 2 计算工况点分布

Fig. 2 Simulation operation condition

表 1 计算条件

Tab. 1 Computed condition

工况点	Q_{11}	n_{11}	n/r·min^{-1}	a/a_{opt}
No. 1	0.435 0	85.0	1 123	1
No. 2	0.282 0	121.2	600	1
No. 3	0.013 2	124.3	600	1
No. 4	-0.019 4	124.2	700	1
No. 5	-0.258 3	165.2	700	1

注:Q_{11}、n_{11}、n、a 和 a_{opt} 分别为单位流量、单位转速、转速、导叶开度和导叶最优开度。

2 湍流模型的选取

在 S 形特性区,水泵水轮机内部流动为典型的三维、非定常、湍流、强旋流动,因此数值计算需选取合适的湍流模型。从目前湍流模型的应用情况和数值计算对计算机硬件的要求来看,标准 $k-\varepsilon$、$k-\omega$ 和 SST 模型是比较好选择。标准 $k-\varepsilon$ 模型[8]在工程中应用较广,能有足够满意的精度,然而对强旋流动、湍流分离流动和近壁流动不太合适。$k-\omega$ 模型[9]在壁面区域不采用 $k-\varepsilon$ 模型所需的复杂非线性衰减函数,而是求解 ω 输运方程,因此能准确预测分离特性,适合低雷诺数的近壁处理,但缺点是对入流条件很敏感。SST[10]模型考虑了湍流剪切应力的输运,不仅能够对各种来流进行准确预测,还能够在各种压力梯度下精确模拟分离现象,综合了 $k-\varepsilon$ 模型非壁面区和 $k-\omega$ 模型近壁面区计算的优点。

因此本研究选取标准 $k-\varepsilon$ 模型、$k-\omega$ 模型和 SST 模型分别预测 S 形特性区不稳定工况点 No. 4

和水轮机工况区的稳定工况点 No. 1 的水力性能[11]，分析其预测的准确性，从而决定本文数值分析所采用的湍流模型。上述 3 种湍流模型预测的水力性能结果如表 2 所示。

表 2　计算结果与试验结果比较

Tab. 2　Comparison between simulation and test

工况点	湍流模型	Q_{s11}	n_{s11}	Q_{t11}	n_{t11}	Q_{11} 误差/%	n_{11} 误差/%
No. 1	$k-\varepsilon$	0. 442 0	84. 93	0. 435 0	85. 0	1. 67	0. 08
	$k-\omega$	0. 447 0	84. 96	0. 435 0	85. 0	2. 76	0. 05
	SST	0. 447 0	84. 94	0. 435 0	85. 0	2. 87	0. 07
No. 4	$k-\varepsilon$	−0. 018 5	117. 80	−0. 019 4	124. 2	4. 59	5. 14
	$k-\omega$	−0. 019 0	121. 10	−0. 019 4	124. 2	1. 96	2. 53
	SST	−0. 018 6	118. 10	−0. 019 4	124. 2	4. 35	4. 90

注：Q_{s11}、n_{s11} 和 Q_{t11}、n_{t11} 分别为数值分析和试验的单位流量、单位转速。

从表 2 可以看出，在不稳定工况区零流量附近的反水泵工况点 No. 4 时，$k-\varepsilon$ 模型数值计算所得的水力性能误差最大，SST 模型数值计算所得的水力性能误差次之，$k-\omega$ 模型数值计算所得的水力性能误差最小。在稳定工况区水轮机工况点 No. 1，3 种湍流模型数值计算所得的水力性能误差均在 3% 以内。以上计算结果说明 $k-\omega$ 湍流模型不仅适合用来分析稳定工况点 No. 1 的机内流动，更适合用来分析不稳定区机内流动，也说明不稳定区机内流动主要是低雷诺数的边界层分离流动，因此本研究在定常和非定常流动数值计算时均采用 $k-\omega$ 模型。

3　五工况点定常流动分析

应用 $k-\omega$ 湍流模型对图 2 所示的 5 个工况点进行数值计算，得到预测的水力性能如表 3 所示。

表 3　计算结果

Tab. 3　Simulation result

工况点	Q_{s11}	n_{s11}	Q_{t11}	n_{t11}	Q_{11} 误差/%	n_{11} 误差/%
No. 1	0. 447 0	85. 0	0. 435 0	85. 0	2. 76	0
No. 2	0. 295 3	126. 2	0. 282 0	121. 2	4. 72	4. 14
No. 3	0. 013 2	123. 1	0. 013 2	124. 3	0. 00	0. 94
No. 4	−0. 019 0	121. 1	−0. 019 4	124. 2	1. 96	2. 53
No. 5	−0. 223 2	141. 9	−0. 258 3	165. 2	13. 60	14. 08

从表 3 可看出，在工况点 No. 1、No. 3 和 No. 4，单位流量和单位转速误差很小，均小于 2%；在工况点 No. 2，单位转速和单位流量误差在 5% 内；而在工况点 No. 5，误差比较大，达到 14. 08%。因此数值预测，除工况点 No. 5 外，是比较可靠的。

蜗壳、导叶、转轮及尾水管内水力损失如图 3 所示。图中显示：在工况点 No. 1，机组的过流部件蜗壳、导叶、转轮及尾水管内的水力损失均很小；在工况点 No. 2，固定导叶与活动导叶内的水力损失最大，转轮内次之，尾水管较转轮内更少，蜗壳内水力损失最小；在工况点 No. 3 和 No. 4，转轮内的水力损失最大，其次是导叶，尾水管更少，蜗壳内最小；在工况点 No. 5，其水力损失和工况点 No. 2 类似，只是尾水管内的水力损失更小。上述表明，在过渡工况区内，大部分水能没有转化为机组的机械能，而是在内部流动中被消耗，尤其消耗在导叶和转轮流道内。

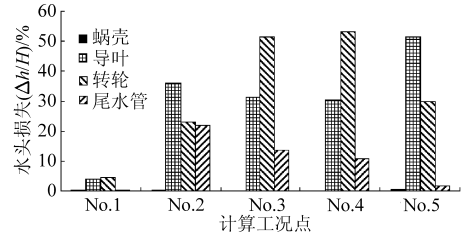

图 3　蜗壳、导叶、转轮及尾水管内水力损失

Fig. 3　Hydraulic loss on spiral casing, guide vane, runner and draft tube

图 4 是导叶和转轮内的流速和流线图。从图看出，在水轮机工况点 No. 1，导叶和转轮内的流态很好，流线顺畅，没有明显的涡存在；在水轮机飞逸工况点 No. 2，导叶低压面附有少量的涡，形成少量的脱流，但未完全堵塞导叶流道内的流动，而转轮叶片低压面有较大附着的涡，并延伸到相邻叶片的高压面附近，然后在叶片尾部形成二次涡，从而堵塞了大

部分叶道,流量减少;在零流量附近的水轮机工况点 No.3,活动导叶内的流道存在大量涡,有些漩涡堵塞流道,流量大大减少,从而使活动导叶出口的轴面速度减小,转轮内水流向心流动减慢,而水泵水轮机转轮狭长流道所产生的离心流动不会因为流量的减少而减弱,因此转轮叶道内形成大量涡,完全堵塞流道。在零流量附近的反水泵工况点 No.4 和反水泵工况点 No.5,由于离心动量不足以阻挡导叶内的向心惯性动量,转轮内存在大量的涡,堵塞叶道,促使进入导叶内流量减少,从而在导叶流道内也形成大量的涡,这种涡延伸到固定导叶内,因此涡不仅位于相邻导叶流道内,也位于相隔导叶流道内,这两种涡充塞导叶流道。这 5 个工况点的导叶、转轮内的流场表明等开度下机组从水轮机工况转换到反水泵工况,机内流态越来越差,从而使水泵水轮机的水力特性发生改变。这种流态的改变可以从转轮的几何形状与受力特性方面找到根本缘由。

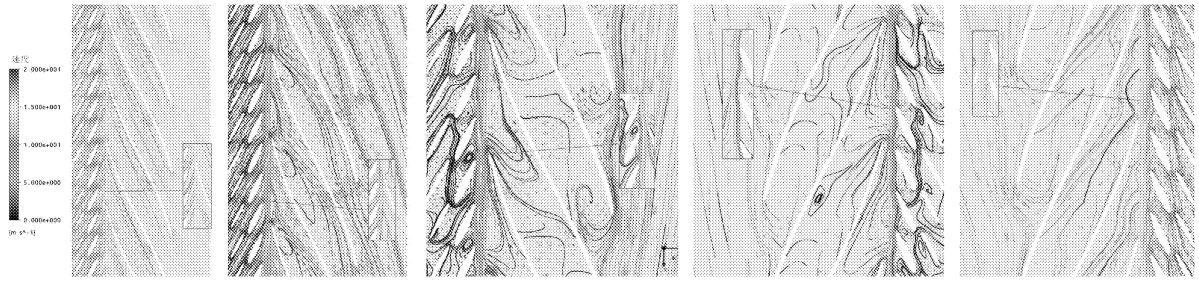

图 4 固定、活动导叶与转轮内流速和流线

Fig. 4 Velocity and streamline on vanes and runner

(a) No.1 (b) No.2 (c) No.3 (d) No.4 (e) No.5

4 S 形特性区的压力脉动

S 形特性区非定常流场数值计算的压力脉动记录点布置如图 5 所示。点 P1 在蜗壳鼻端附近;点 P2、P4、P5 在导叶出口截面上,沿导叶高度方向布置;点 P6、P7、P8 在导叶出口截面上,沿周向布置;点 P9、P10、P11 在叶片进口上,沿翼展方向;点 P3 在尾水管直锥段。通过非定常流场数值计算及傅里叶转换得到点 P1、P2、P3 和 P9 压力脉动主频和主频幅值如图 6、图 7 所示。

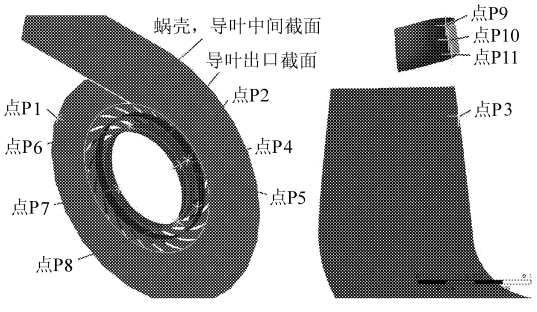

图 5 计算点位置

Fig. 5 Compute points position

从图 6 和图 7 可以看出,蜗壳鼻端和尾水管直锥段上点 P1 和 P3 的压力脉动主频相近。在水轮机工况点 No.1,频率为 1 倍频,属旋转频率,与试验所测的频率相符;在水轮机飞逸工况点 No.2 和水轮机零流量附近工况点 No.3,主频均为 0.244 倍频,属于涡频率,即杂频;工况点 No.4 和 No.5,主频分别为 14 和 21 倍转频,属于叶片通过频率及其倍频;然而点 P1 和 P3 在所有工况点上的主频幅值均较小。

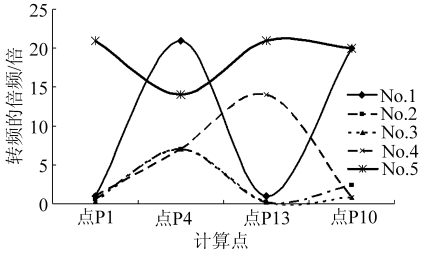

图 6 点上主频

Fig. 6 Highest frequency on points

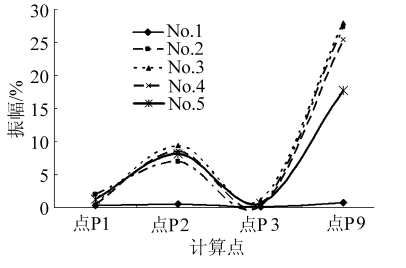

图 7 点上最高压力脉动幅值

Fig. 7 Highest amplitude on points

导叶至转轮的无叶区点 P2 的主频在工况点 No.1、No.2、No.3、No.4 和 No.5 分别为 21、7、7、7 和 14 倍转频,均是转轮叶片干涉引起的;除工况点 No.1 的脉动幅值很小外,其他工况点的脉动幅值在 7% ~10%,脉动比较强。

叶片进口的点 P9 在工况点 No.1 和 No.5 时,压力脉动主频为 20 倍转频,是由导叶扰动引起的;水轮机工况点 No.1 的压力脉动幅值很小,反水泵工

况点 No.5 的压力脉动较强，为 17.7%。在 No.2、No.3 和 No.4 时，压力脉动主频分别为 2.34、0.78 和 0.78 倍频，是由涡引起的，并且压力脉动幅值较导叶干涉引起的幅值大。

图 8 和图 9 分别是导叶至转轮的无叶区周向压力脉动幅值变化曲线和轴向压力脉动幅值变化曲线。图上显示导叶靠顶盖处周向压力脉动幅值变化规律不明显，除工况点 No.1 的压力脉动弱外，其他工况点压力脉动幅值比较强，在 7% ~10% 之间。在导叶至转轮之间的无叶区，导叶高度方向的压力脉动规律比较明显，均是下环处压力脉动最强；水轮机工况时的压力脉动比较小，其他工况压力脉动比较强，在 7% ~10% 之间。

从图 10 可看出，转轮叶片进口压力脉动的最高幅值在上冠处，下环次之，中间最小；从工况点看，水轮机工况时压力脉动最小，其他工况都比较强。

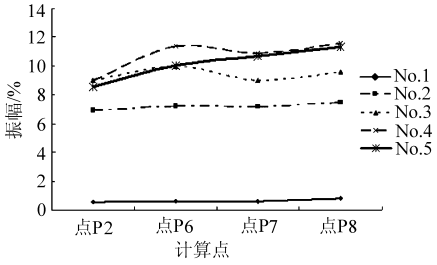

图 8　导叶至转轮的无叶区周向压力脉动幅值

Fig. 8　Amplitude on guide vanes circumferential

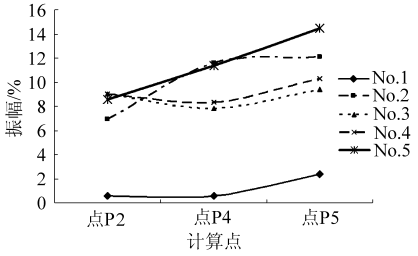

图 9　导叶至转轮的无叶区轴向压力脉动幅值

Fig. 9　Amplitude on guide vanes axial

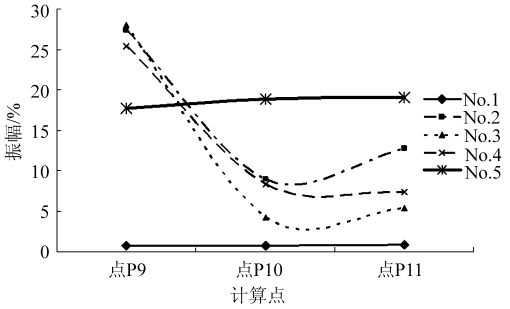

图 10　叶片进口压力脉动幅值

Fig. 10　Amplitude on blade inlet

5　结论

（1）在 S 形工况区内，针对工况点 No.4 比较了 3 种不同的三维湍流数学模型计算的工况参数的准确度，可以看出 $k-\omega$ 湍流模型更适合该机 S 形区域的计算。

（2）水泵水轮机 S 形工况区内，由于通道中流态严重恶化产生涡，造成很大的水力损失，其中损失最大的部位为导水机构和转轮，尾水管次之，蜗壳内最小。计算结果表明，转轮与导水机构流道内涡的形成，与转轮和导叶间的强烈压力脉动是水泵水轮机 S 形特性的根本成因。

（3）混流式水泵水轮机装置在水轮机工况运行时，可能发生各种过渡过程与正常的工况切换过程，都可能进入 S 形工况区，带来一系列危害，甚至造成故障。为避免发生这种情况，一个办法是尽量避开 S 形区运行；另一个是消除全特性曲线的 S 形工况区。后者应当在水力设计与模型试验研究阶段，设法改变转轮与导叶内的流态，从而消除 S 形特性。

参　考　文　献

1　陈德新，谢辉. 低比速水泵水轮机“S”特性区的内部流动[J]. 水利学报，2001，32(2)：76 ~78.
Chen Dexin, Xie Hui. The flow patterns of low specific speed pump-turbine in S-shape characteristic region[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001, 32(2):76 ~78. (in Chinese)

2　周嘉元，郑慧娟. 水泵水轮机的“S”形特性及对机组性能的影响[J]. 水电能源科学，2006，24(2)：83 ~85.
Zhou Jiayuan, Zheng Huijuan. Study on influence of “S” shape characteristics on unit performance in pump-turbine operation [J]. Water Resources and Power, 2006, 24(2):83 ~85. (in Chinese)

3　梅祖彦. 抽水蓄能技术[M]. 北京：水利电力出版社，1993.

4　王玲花，高传昌，陈德新. 水泵水轮机流动可视化研究[J]. 水力发电，2005，31(7)：61 ~63.
Wang Linghua, Gao Chuanchang, Chen Dexin. Flow visualization study on hydraulic pump-turbine [J]. Water Power, 2005, 31(7):61 ~63. (in Chinese)

5　常近时. 水力机械装置过渡过程 [M]. 北京：高等教育出版社，2005.

6　游光华，孔令华，陈德有. 天荒坪抽水蓄能电站水泵水轮机“S”形特性及其对策 [J]. 水力发电学报，2006，25(6)：136 ~139.
You Guanghua, Kong Linghua, Chen Deyou. Pump-turbine S zone & its effect at tianhuangping pumped storage power plant [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2006, 25(6):136 ~139. (in Chinese)

（下转第 73 页）

Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9):89 ~ 92. (in Chinese)

2 刘庆庭,区颖刚,卿上乐,等. 甘蔗茎秆切割力试验[J]. 农业工程学报,2007,23(7):90 ~ 94.
Liu Qingting, Ou Yinggang, Qing Shangle, et al. Cutting force test of sugarcane stalk [J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(7):90 ~ 94. (in Chinese)

3 Kroes S, Harris H D. Cutting forces and energy during an impact cut of sugarcane stalks [C]// Proceedings of EurAgEng'96, Madrid, 1996:1 ~ 8.

4 Mello R da C, Harris H D. Angled and serrated blades reduce damage, force and energy for a harvester base cutter [J]. Proc. Aust. Soc. Sugar Cane Technol., 2001, 23:212 ~ 218.

5 Bianchini A, Magalhaes P S G. Evaluation of coulters for cutting sugarcane residue in a soil bin [J]. Biosystems Engineering, 2008, 100 (3):370 ~ 375.

6 吕勇,杨坚,梁兆新,等. 单圆盘甘蔗切割器影响破头率的运动学仿真[J]. 农业机械学报,2008,39(4):50 ~ 55.
Lü Yong, Yang Jian, Liang Zhaoxin, et al. Simulate kinematics analysis on the affecting factors of rate of broken biennial root of single base cutter of sugarcane harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4):50 ~ 55. (in Chinese)

7 陈永继,杨坚,黄丽丽,等. 甘蔗-土壤系统仿真模型的研究[J]. 农机化研究,2009,31(3):134 ~ 136,146.
Chen Yongji, Yang Jian, Huang Lili, et al. Research on the sugarcane-soil system simulation model [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009,31(3):134 ~ 136,146. (in Chinese)

8 葛宜元,王金武,李世伟,等. 整株秸秆还田机刀轴载荷谱编制与疲劳寿命估算[J]. 农业机械学报,2009,40(3):77 ~ 80.
Ge Yiyuan, Wang Jinwu, Li Shiwei, et al. Load spectrum compiling and fatigue life estimation of the cutter shaft of the whole-straw recycling machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40 (3): 77 ~ 80. (in Chinese)

9 唐忠,李耀明,徐立章,等. 单茎秆切割试验台的设计与试验[J]. 农机化研究,2009,31(12):141 ~ 143.
Tang Zhong, Li Yaoming, Xu Lizhang, et al. The design and test of single stem cutting test-bed [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009,31(12):141 ~ 143. (in Chinese)

10 刘庆庭. 甘蔗切割机理[D]. 广州:华南农业大学,2005.
Liu Qingting. The cutting mechanism of sugarcane [D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2005. (in Chinese)

11 杨坚,陈国晶,梁兆新,等. 单圆盘甘蔗切割器切割破头率影响因素的试验[J]. 农业机械学报,2007, 38(3):69 ~ 74.
Yang Jian, Chen Guojing, Liang Zhaoxin, et al. Experimental study on influencing factors of broken biennial root rate for a single base cutter of sugarcane harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(3): 69 ~ 74. (in Chinese)

(上接第 43 页)

7 Gentner C, Staehle M, Sallaberger M. Unsteady numerical analysis of pressure pulsations in the spiral casing and runner of a pump turbine [C]// Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland. 2002.

8 Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, 3(2):269 ~ 289.

9 Wilcox D C. Multiscale model for turbulent flows [J]. AIAA Journal, 1988, 26(11):1 311 ~ 1 320.

10 Menter F R. Two equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1 598 ~ 1 605.

11 王磊,常近时. 混流式水轮机转轮优化设计的空化流计算[J]. 农业机械学报,2009,40(9):98 ~ 102.
Wang Lei, Chang Jinshi. Cavitation simulation of Francis turbine runner for hydraulic optimization design[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(9):98 ~ 102. (in Chinese)