DOI: 10.3901/JME.2019.19.009

大型混流式模型机组动应力及压力脉动测试研究*

刘德民^{1,2} 邓祥平¹ 赵永智¹ 段昌德¹ 严肃¹

(1. 东方电气集团东方电机有限公司 德阳 618000;

2. 流体及动力机械教育部重点实验室(西华大学) 成都 610039)

摘要: 最近几年在若干水力工程中, 由于设计及机组运行调度的不合理, 一些电站的机组, 尤其是转轮叶片出现了局部裂纹问题, 这引起了业界的高度关注。为此, 东方电机在模型机组和真机上开展了叶片表面的动应力及表面压力脉动的测试。呈现模型机组测试的结果, 通过这种测试发现最大的压力脉动幅值出现在转轮进口边区域, 叶片表面上的压力脉动幅值明显大于转轮与活动导叶动静干涉所在的无叶区诱发的压力脉动幅值以及尾水管所在的尾水管区域诱发的压力脉动幅值。叶片表面的压力脉动对应的主频和动应力对应的主频一致, 主要为叶片数通过频率。动应力表现为类转频、尾水管频率和动静干涉频率的叠加。

关键词: 混流式水轮机; 压力脉动; 动应力

中图分类号: TG156

Dynamic Stress and Pressure Fluctuation Test on Model Unit of Huge Francis Turbine

LIU Demin^{1,2} DENG Xiangping¹ ZHAO Yongzhi¹ DUAN Changde¹ YAN Su¹

(1. Research & Testing Center of Dongfang Electric Machinery Co., Ltd, Deyang 618000;

2. Key Laboratory of Fluid and Power Machinery, Ministry of Education, Xihua University, Chengdu 610039)

Abstract: In recent years, due to the unreasonable design and operation on several hydraulic projects, some hydraulic power station unites operate not well, especially the rotor blades have suffered from local cracks. This has caused high concern in the hydraulic electric industry. For understanding the crack reason, the dynamic stress and surface pressure fluctuation of the blade surface are tested by Dongfang electric machinery company in model unit and prototype machine. The results of model tests are presented The largest pressure pulsation amplitude is taken place at the trailing edge of the runner blade and of the pressure pulsation amplitude on the blade surface significantly greater than pressure pulsation caused by guide vane and runner rotor and stator interference and draft vortex in draft tube, respectively. The frequency of pressure fluctuation is same with the frequency of dynamic stress and the frequency is consist rotating frequency, draft tube vortex frequency and rotor and stator frequency.

Key words: francis turbine; pressure fluctuation; dynamic stress

0 前言

随着中国电力建设的进步, 一大批巨型混流式机组在建和相继投产, 如小湾、龙滩、溪洛渡、向家坝、白鹤滩等。白鹤滩的单机容量更是创纪录地达到了 1 000 MW, 可以说中国的水电建设进入了无人区。中国的水电建设取得了巨大的进步, 然而从投运的机组来看, 已经投运的部分机组存在振动超标, 转轮或者导叶出现裂纹, 导致了机组不能正

常运行。从而影响了电站经济效益的实现。

如官地电站的裂纹问题由于长期在 30%~50% 负荷区间运行, 导致转轮承受较大的动应力, 叶片长期遭受高频交变应力破坏, 导致转轮出现疲劳裂纹。还有因叶道涡破坏导致转轮出现裂纹的巴基斯坦塔贝拉电站。因卡门涡共振导致的大朝山电站裂纹。五强溪电站由于某些工况存在高频的动应力, 叶片尾部在水中的固有频率和导叶激振频率接近, 产生共振, 导致叶片出现裂纹^[1]。

国内外针对转轮的动应力和静止区域的压力脉动进行了较多的研究。

FLORES 等^[2-3]针对一混流式水轮机测试了转

* 国家自然科学基金(51279172)和德阳市科技支撑计划(2018CKJ002)资助项目。20181026 收到初稿, 20190511 收到修改稿

轮叶片上的动应力,得出高应力幅值区和高压力脉动幅值区基本重合,发生在 70%出力附近。这一设计转轮的高应力区发生在了运行范围内,对机组的长期安全运行存在隐患。

袁寿其等^[4]对单叶片离心泵进行流动计算,采用流固耦合的方法对转轮叶片所受的动应力进行了计算,计算出的最大动应力值出现在压力面。

王福军等^[5]采用数值计算的方法研究了大型混流式水轮机的压力脉动,得到转轮内的压力脉动第一主频为尾水管涡带频率,第二主频为叶片数通过频率,压力面测点的压力脉动幅值高于吸力面。

TRIVEDI 等^[6]研究了大型混流式水轮机真机的压力脉动,压力脉动分为了同步分量和异步分量,异步分量是压力脉动的主要来源。并且对比了水平轴和垂直轴水轮机异步分量和同步分量所占比例,对于垂直轴水轮机异步分量为同步分量的 20 倍,对于水平轴水轮机异步分量与同步分量之比只有 2 倍。

王正伟等^[7]从设计角度对比了长短叶片转轮不同的设计方案对压力脉动和效率的影响,得出在流线方向当短叶片为长叶片 0.825 时对应的压力脉动最小,同时效率比较高。

ANTONSEN 等^[8]研究了导叶出流与转轮叶片动应力的关系,得出转轮进口的压力分布越均匀则转轮叶片上的动应力越小。

SIWANI 等^[9]研究了混流式水轮机因转轮和活导叶动静干涉导致叶片遭受动应力,并对比了计算值和实测值的偏差,偏差在 30%左右。

综上所述,转轮和其他部件的裂纹问题已经引起了国内外学者的高度关注,对造成裂纹问题的原因也开展了一些研究工作。对于转轮叶片表面动应力和压力脉动的试验研究比较少,因此本文针对大型混流式模型机组的动应力和转轮内外的压力脉动进行了模型试验研究。

1 机组的基本参数

某大型混流式机组的基本参数如下表所示,真机机组的设计为直径 8.0 m 混流式机组,转轮叶片数为 15 个叶片。

表 1 大型混流式机组基本参数

参数	数值
水轮机额定出力/MW	>700
转轮直径/m	8.0
转轮叶片数/片	15
活动导叶数/片	24
比转速/(m·kW)	148.7

动应力和压力脉动测试在东方电机 DF-80 试验台上完成,如图 1 所示。

图 1 东方电机 DF-80 模型试验台

2 机组的动应力测试方案

大型混流式机组的动态特性测量包括固定流道压力脉动、转轮叶片的压力脉动和叶片动应力测量。由于转轮叶片的压力脉动和叶片应力测试,对仪器、仪表及对应的供电以及数据采集系统有着新的技术要求。因此,研制水轮机转轮内部的压力脉动及叶片动态特性测试装置是开展模型试验的关键,包括测点布置方案、传感器及信号传输线路的安装与防护、数据采集系统的开发以及模型试验台的改造等。

2.1 测点布置

(1) 对叶片表面进行压力脉动测试,共布置 28 个测点。选择 2 个相邻的叶片,1 号叶片选择压力面,2 号叶片选择吸力面,压力面和吸力面各选定上、中、下三条流线布置 14 个压力测点。如图 2 所示。

(2) 叶片表面应力测试共布置 16 个测点。选择 2 个相邻的叶片,一个在 1 号叶片压力面布置测点,

(a) 叶片压力面测点

(b) 叶片吸力面测点

图 2 叶片表面压力及动应力测点布置示意图

在 2 号叶片吸力面布置测点。测点位置选择叶片进口边靠近上冠和下环处、叶片出口边靠近上冠和下环处。每个测量位置布置两个互相垂直的测点，一个平行流线，另一个垂直流线。如图 2 所示。

(3) 蜗壳(HC)进口、无叶区(HVS)、尾水管(HD)(尾水锥管上距转轮出口 0.3D₂ 处)布置了压力脉动传感器用于测试机组的压力脉动，如图 3 所示。

(a) 叶片压力面

(b) 叶片吸力面

图 3 混流式机组压力脉动测点布置示意图

测量叶片表面压力脉动选用 Kulite 压力传感器，激励电压为 10 V，表面压力传感器的参数如表 2 所示，其中响应频率一般为固有频率的 1/3 ~ 1/5。

表 2 压力传感器参数

参数	数值
直径/mm	6.35
厚度/mm	0.96
信号线	4 线制，长度 3 m
防水	压力芯片防水处理
固有频率/kHz	380
量程/MPa	量程 0.7
输出/mV	100
电阻/ Ω	1 000
桥路	全桥

叶片动应力测量选用日本共和 2 轴小型防水应变花，主要参数如表 3 所示。

表 3 防水应变花参数

参数	数值
尺寸/mm	15×12
厚度/mm	1.3
防水	压力芯片防水处理
电阻/ Ω	120(1/4 桥)
灵敏度(%)	2.05±1.01
激励电压/V	2/5/10

叶片压力传感器采用微型高性能动态压力传感器，安装时将传感器嵌入转轮叶片上已加工好的孔室中，表面与叶片表面齐平，传感器信号线外套一微型导管埋入叶片表面，并从转轮上冠引出，传感器信号线接头处采用绝缘、防水处理，以避免传感器输出信号干扰，如图 4 所示。

(a) 叶片压力面

(b) 叶片吸力面

图 4 叶片表面压力传感器的安装与防护

叶片应力测试采用微型应变片, 并进行与压力脉动传感器相同的绝缘和防水处理。在传感器和信号线安装完成后, 需要罐装专用胶水进行密封处理, 并进行叶片表面抛光处理, 如图 5 所示。

图 5 叶片表面应变片的安装及布线

2.2 无线数据采集系统

动应力测试试验能否成功的关键是需要一套可靠灵活的无线测试系统, 该系统要求满足如下条件。

- (1) 安装、使用方便, 免除繁琐的现场布线。
- (2) 数字信号传输, 避免了电缆带来的噪声, 测量精度高, 抗干扰能力强。
- (3) 超低功耗、体积小巧、PPS 塑料外壳防水设计。
- (4) 空中最大传输速率 250 kB/s, 无线传输距离远。
- (5) 通讯协议符合 IEEE802.15.4 标准。
- (6) 同步精度可达 0.1 ms。
- (7) 传输可靠性高, AES 128 位数据加密算法。
- (8) $\pm 100\%$ 测量范围自动桥路平衡。
- (9) 高稳定、高精度, $0.1\% \pm 0.2\mu\epsilon$ 系统精度。

研制的无线测试系统如图 6 所示, 无线传输系统主要参数如表 4 所示。

图 6 混流式机组动应力无线测量系统

表 4 无线传输系统参数

参数	数值
量程/ $\mu\epsilon$	$\pm 8\ 000 \sim \pm 100\ 000$
通道数	4
输入	自动切换
最高采样频率/SPS	1 000
分辨率/ $\mu\epsilon$	± 0.2
测量精度(%)	0.1
稳定性(%)	0.05
校准电阻/ Ω	± 0.1
输入方式	接线端子, 焊接
输入保护	激励电压输出短路保护
供桥电压/V	2.0 ($\pm 0.1\%$ 精度)

动应力试验在东方电机 DF-80 试验台完成, 该试验台的具体参数如表 5 所示。

表 5 DF-80 试验台参数

参数	数值
最高试验水头/m	80
模型转轮直径/mm	350 ~ 500
测功电机功率/kW	500
测功电机最高转速/(r/min)	3 000
试验台最大流量/(m^3/s)	0.8
尾水压力/kPa	-85 ~ 250
水轮机效率测量的不确定度(%)	± 0.25

3 测试方法

3.1 应力测试方法

转轮叶片应力测试方法采用电阻应变测量法, 通过测量叶片应变值, 计算得到叶片的平均应力和

动态应力

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (1)$$

式中 σ ——计算应力值；

ε ——测试的应变值；

E ——材料的弹性模量， $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。

3.2 混频幅值取值方法

压力脉动、叶片应变和动应力混频幅值取值方法采用 97% 置信度的混频峰峰幅值进行取值，即对计算机采集的时域波形图进行分区，将每个分区的点数统计出来，求出每个分区的点数概率，剔除 3% 不可信区域内的数据，求出混频峰峰值。

4 结果及分析

4.1 测试工况点

试验水头约 25 m，模型转轮喉口直径 350 mm，试验采样速率 1 kHz，试验转速 756 r/min，由于采集通道限制，转轮叶片和叶片动应力测量分开进行。在进行叶片压力脉动测量和动应力测量的同时分别测量转轮外部压力脉动的测量，均在电站装置空化系数条件下进行试验。试验工况为，单位转速 $n_{11}=73.33 \text{ r/min}$ ， 70.80 r/min ， 66.06 r/min ， 63.29 r/min ， 60.21 r/min 和飞逸工况，开口范围 $\alpha=8^\circ \sim 32^\circ$ ，开度间隔 2° 。图 7 为用于该测量的模型转轮综合特性曲线。本文选取两个单位转速进行对比，即 $n_{11}=63.3 \text{ r/min}$ ， 70.8 r/min 。

图 7 进行动应力和压力脉动测试的模型转轮综合特性曲线
(红线所示为选取的特征单位转速 $n_{11}=63.3 \text{ r/min}$ 和 70.8 r/min)

4.2 叶片动应力

对于动应力的测量，每个测点有流线和法线两个方向应变的测量值，首先将法线方向和流线方向的应变进行合成得到一个合应变值，根据式(1)求出动态应力。叶片各测点的动应力与流量的关系曲线

见图 8、9。其中 S_3, S_5, S_7 三个测点为转轮叶片压力面应变测点， S_{11}, S_{13} 和 S_{15} 三个测点为叶片吸力面应变测点。在 $n_{11}=63.3 \text{ r/min}$ 和 70.8 r/min 时，可以看出无论是压力面还是吸力面测点测得应变值均是小流量($Q_{11}=158 \text{ L/s}$)的动应力值最大，接近最优工况($Q_{11}=431 \text{ L/s}$)时最小。最大动应力值出现在应变测点 S_7 所在的位置。

图 8 转轮叶片动应力值与单位流量的关系曲线
($n_{11}=70.8 \text{ r/min}$)

图 9 转轮叶片动应力值与单位流量的关系曲线
($n_{11}=63.3 \text{ r/min}$)

如图 8 所示，实测叶片最大动应力的平均值发生在 $n_{11}=70.8 \text{ r/min}$ ， $Q_{11}=183.31 \text{ L/s}$ ，叶片压力面出口边靠下环附近的 S_7 测点，动应力值为 10.31 MPa 。说明在 S_7 测点布置的部位叶片的动应力幅值相对较大。对于混流式机组转轮出口边靠近下环的位置动应力较大。

图 9 为 $n_{11}=63.3 \text{ r/min}$ 时的动应力随单位流量的变化曲线，变化规律依然是小流量(148 L/s)的应变值最大，接近最优流量(431 L/s)时最小。

从幅值来看 $n_{11}=70.8 \text{ r/min}$ 的动应力值大于 $n_{11}=63.3 \text{ r/min}$ 的应变值，这是由于 $n_{11}=70.8 \text{ r/min}$

远离最优运行区, 机组在该区域运行时的压力脉动大, 导致该工况时的叶片所承受的交变载荷大。

选取 $n_{11}=70.8$ r/min, $Q_{11}=183.31$ L/s 对应的 S_7 测点所测得动应力, 如图 10 所示, 进行 FFT 变换, 获得动应力的幅值和频率的关系, 如图 11 所示。转轮叶片各测点动应力脉动频率主要集中在 $0.95f_n$, $2f_n$ 和 $24f_n$, 分别对应尾水管涡带频率, 类频率和活动导叶数通过频率。这在后续的压力脉动分析中也会得到印证。

图 10 转轮叶片动应力随时间的关系曲线
($n_{11}=70.8$ r/min)

图 11 转轮叶片动应力频率与幅值的关系曲线
($n_{11}=70.8$ r/min)

4.3 压力脉动沿流线分布规律

在 $n_{11}=63.3$ r/min, 图 12 为叶片压力面进口边、中部与出口边测点压力脉动比较; 图 13 为叶片吸力面进口边、中部与出口测点压力脉动比较。

通过对比分析可以得出以下几点。

在 $n_{11}=63.3$ r/min, 叶片表面最大的压力脉动幅值出现在 P_{20} 测点, 为叶片吸力面中部区域。最大压力脉动幅值达到了 10%, 发生在单位流量 275

L/s。与导叶后和转轮前的无叶区和尾水管区相比, 压力脉动幅值明显增大。

在 $n_{11}=63.3$ r/min, 在叶片压力面出口 P_{13} 测点出现较大的压力脉动。该区域的应力测点 S_7 也出现了最大的应力值。说明压力脉动幅值与应力值的大小存在一定程度的正相关。

(a) 叶片压力面进口边测点

(b) 叶片压力面中部测点

(c) 叶片压力面出口测点

图 12 转轮叶片压力面测点压力脉动与单位流量的关系曲线($n_{11}=63.3$ r/min)

图 13 转轮叶片吸力面测点压力脉动与单位流量的关系曲线($n_{11}=63.3\text{ r/min}$)

在 $n_{11}=70.8\text{ r/min}$ ，图 14 为叶片压力面进口边、中部与出口边测点压力脉动比较；图 15 为叶片吸力面进口边、中部与出口测点压力脉动比较。在 $n_{11}=70.8\text{ r/min}$ ，叶片表面最大的压力脉动出现在 P_{23}

测点，为叶片压力面中部区域，最大压力脉动幅值达到了 7.95%。与导叶后和转轮前的无叶区和尾水管区相比，压力脉动幅值明显增大。

图 14 转轮叶片压力面测点压力脉动与单位流量的关系曲线($n_{11}=70.8\text{ r/min}$)

图 15 转轮叶片吸力面测点压力脉动与单位流量的关系曲线($n_{11}=70.8$ r/min)

图 16 为 $n_{11}=70.8$ r/min 叶片压力面测点沿流线的压力脉动比较。图 17 为 $n_{11}=63.3$ r/min 叶片吸力面测点沿流线的压力脉动比较。

根据压力脉动最大值,选取 $n_{11}=70.8$ r/min 的压力面和 $n_{11}=63.3$ r/min 的吸力面,分析叶片上压力测点沿流线的变化规律。沿着流线分布规律完全不同,

$n_{11}=70.8$ r/min 压力面测点 P_2 在流量 565 L/s 最大。在 $n_{11}=63.3$ r/min 的吸力面的测点 P_{20} 压力脉动幅值发生在流量 275 L/s 最大,然后随着流量的增大而减小。

图 16 叶片压力面沿流线测点与单位流量的关系曲线($n_{11}=70.8$ r/min)

图 17 叶片吸力面沿流线测点与单位流量的关系曲线($n_{11}=63.3$ r/min)

在 $n_{11}=70.8$ r/min 选取最大压力脉动对应测点 P_2 进行压力脉动的时域分析和 FFT 变换,如图 18 所示,转轮叶片各测点动应力脉动频率主要集中在 $0.95f_n$, $2f_n$ 和 $24f_n$,这和动应力测点对应的主频完全一致。

在 $n_{11}=63.3$ r/min 选取最大压力脉动对应测点 P_{20} 进行压力脉动的时域分析和 FFT 变换,如图 19 所示,转轮叶片各测点动应力脉动频率主要集中在 $0.95f_n$, $2f_n$ 和 $24f_n$,这和动应力测点对应的主频完全一致。

图 18 转轮叶片吸力面测点 P_2 ($n_{11}=70.8$ r/min, $Q_{11}=556$ L/s) 图 19 叶片压力面测点 P_{20} ($n_{11}=63.3$ r/min, $Q_{11}=275$ L/s)

在该次测试中最大的压力脉动幅值区域(P_{20} 测

点)并没有出现最大的应变幅值。最大的应变幅值出现在了靠近叶片出口边的 S_7 测点。可能的原因是模型转轮的特殊结构形式导致的,在模型转轮上叶片与上冠和下环采用镶嵌加铆钉的连接方式,这与真机转轮叶片与上冠和下环采用焊接的连接方式明显不同。这是本研究中的不解之处。需要进一步分析原因。

对于叶道涡工况区,针对不同工况对叶片表面上的压力进行了测试,测试数据如图 20 所示。测试的工况为 $n_{11}=70.8$ r/min, $Q_{11}=269$ L/s 和 $n_{11}=63.3$ r/min, $Q_{11}=244$ L/s。在两个单位转速叶道涡工况叶片表面的压力数据最大值为 7 m,相比最优工况的压力值 6.4 m 增加接近 10%,这说明叶道涡工况会导致叶片表面载荷增加^[10]。

图 20 不同单位转速叶道涡工况叶片表面压力测试对比

5 试验测试和数值计算结果的对比

对最优工况($n_{11}=63.3$ r/min, $Q_{11}=409$ L/s)的叶片表面压力进行了测试并和计算结果进行了对比,计算的具体细节见文献[11]。最优工况叶片表面载荷最大值为 6.4 m。从试验结果和 CFD 计算结果表明,如图 21 所示,在转轮叶片中间流线沿着流线叶片压

图 21 叶片表面压力计算值和测试值对比($n_{11}=63.3$ r/min)

力面和吸力面的压力逐渐降低;试验结果与 CFD 计算结果基本一致;试验结果表明叶片压力面的压力值大于叶片吸力面的压力值,并且沿着流线的方向幅值逐渐降低。

6 结 论

近年来,大中型水轮机组频繁出现振动问题,转轮叶片出现裂纹甚至断裂时有发生,对机组的安全稳定运行构成了严重的危害。本文通过直接测试转轮内部的压力脉动和动应力,揭示转轮内部压力脉动特性,探索转轮内部动应力与水轮机流道水压脉动之间的关系。

(1) 转轮叶片表面的压力脉动在不同的单位转速其幅值有所区别,在 $n_{11}=63.3$ r/min 时出现在吸力面,在 $n_{11}=70.8$ r/min 时出现在压力面。最大幅值均出现在叶片进口区域,并未出现在进口边的位置。

(2) 压力脉动对应的特征频率和动应力对应的特征频率完全相同,说明动应力是由于转轮叶片受到压力脉动引起的交变应力的作用。

(3) 叶片表面的压力脉动幅值明显大于转轮和活动导叶之间的无叶区和尾水管区域的脉动幅值。说明转轮作为压力脉动的水力振源,其内部流动的复杂性更易于产生强压力脉动。

参 考 文 献

- [1] 黄源芳,刘光宁,樊世英. 原型水轮机运行研究[M]. 北京:中国电力出版社,2010.
HUANG Yuanfang, LIU Guangning, FAN Shiyang. Research on the operation of prototype water turbine[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2010.
- [2] FLORES E, BORNARD L, TOMAS L, et al. Design of large Francis turbine using optimal methods[C]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012: 1.
- [3] GUILLAUME R, DENIAU J L, SCOLARO D, et al. Influence of the rotor-stator interaction on the dynamic stresses of Francis runners[C]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012: 1.
- [4] PEI Ji, YUAN Shouqi, YUAN Jianping. Dynamic stress analysis of sewage centrifugal pump impeller based on two-way coupling method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(2): 369-375.
- [5] WANG F, LIAO C, TANG X. Numerical simulation of pressure fluctuations in a large Francis turbine runner[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(6): 1198-1204.
- [6] TRIVEDI C, GOGSTAD P J, DAHLHAUG O G. Investigation of the unsteady pressure pulsations in the prototype Francis turbines – Part 1: Steady state operating conditions[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2018, 108(8): 188-202.
- [7] MENG L, ZHANG S P, ZHOU L J, et al. Study on the pressure pulsation inside runner with splitter blades in ultra-high head turbine[C]// IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 2014: 032012.
- [8] ANTONSEN Ø. Unsteady flow in wicket gate and runner with focus on static and dynamic load on runner[D]. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2007.
- [9] SIWANI Y D. Dynamic stress assessment in high head Francis runners[D]. Engineering Physics Luleå University of Technology, 2008.
- [10] LIU Demin, LIU Xiaobing. Vibration analysis of turbine based on fluid-structure coupling[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(4): 40-43.
- [11] LIU Demin, LIU Xiaobing, ZHAO Yongzhi. Experimental investigation of inter-blade vortices in a model Francis turbine[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30(4): 854-861.

作者简介:刘德民,男,1982年出生,博士。现为东方电机研究试验中心水力开发高级工程师,美国 ASME 学会会员,国际 IAHR 协会会员。主要从事水轮机水力开发工作。
E-mail: liudemin999@126.com