

# 抽水蓄能机组摆度异常原因分析与处理

莫亚波<sup>1</sup>, 狄洪伟<sup>1</sup>, 李海波<sup>1</sup>, 柯峰<sup>1</sup>, 王开成<sup>1</sup>,  
蒋坤<sup>1</sup>, 张鹏<sup>1</sup>, 胡坤<sup>1</sup>, 张承强<sup>2</sup>

(1. 华东宜兴抽水蓄能有限公司, 江苏 宜兴 214205; 2. 上海安乃基能源科技有限公司, 上海 201203)

**摘 要:**抽水蓄能机组振动、摆度的大小是反映机组运行稳定性的重要指标, 机组 70%~80% 的故障都能通过振动、摆度反映出来。针对某抽蓄机组在进入稳态工况后摆度长期无法稳定且数值较大, 而机架振动又较小的情况下, 本文通过对机组进行稳定性试验和理论分析的方法, 找出了影响机组摆度长时间不稳定且数值较大的原因为上导瓦间隙过大, 提出了调整上导瓦间隙的措施, 然后进行了一系列稳定性试验, 证实了上述原因。对抽蓄机组摆度不稳定的原因的查找提供了新的思路和方法。

**关键词:**抽水蓄能机组; 摆度; 稳定性; 导瓦

**中图分类号:**TV743;U661.32+1;B025.5      **文献标识码:** B      **文章编号:**1001-2184(2020)01-0073-05

## Analysis and Treatment of Abnormal Swing of Pumped Storage Generator

MO Yabo<sup>1</sup>, DI Hongwei<sup>1</sup>, LI Haibo<sup>1</sup>, KE Feng<sup>1</sup>, WANG Kaicheng<sup>1</sup>,  
JIANG Kun<sup>1</sup>, ZHANG Peng<sup>1</sup>, HU Kun<sup>1</sup>, ZHANG Chengqiang<sup>2</sup>

(1. East China Yixing Pumped Storage Power Co., Ltd, Jiangsu, Yixing, 214205;  
2. Shanghai Energy Science & Technology Co., Ltd, Shanghai, 201203)

**Abstract:** The vibration and swing of pumped storage generators are important indexes to reflect the operation stability of generators. 70-80% of failures of generators can be reflected by vibration and swing. In view of the situation that the swing degree of a pumped storage generator cannot be stable for a long time after entering the steady state condition, and the value is large, under the condition that the vibration of the rack is small, this paper finds out the reason is the large gap of the upper guide bearing pad by taking stability test and theoretical analysis of the generator, and puts forward the measures to adjust the gap of the upper guide bearing pad, and then carries out a series of stability tests to confirm the above reasons. This paper provides a new method to find out the reason of unstable swing of pumped storage generator.

**Key words:** pumped storage generator; swing; stability; guide bearing pad

### 0 引 言

抽水蓄能机组在电网中承担着调频调相、事故备用、黑启动等作用,其安全性稳定性关乎电网的可靠运行<sup>[1]</sup>。由于各方面原因,导致抽水蓄能机组在实际运行中不可避免地存在振动问题。抽水蓄能机组启停频繁、工作转速高、正反转工作,在水力、机械、电磁等复杂因素的影响下,其振动问题比普通水轮发电机组更引人关注<sup>[2-3]</sup>。机组振动、摆度的大小是反映机组运行稳定性的重要指标,机组 70%~80% 的故障都能通过振动摆度反映出来。机组振摆过大会破坏机组结构,降低运

行效率,严重时会对电站的安全运行构成威胁<sup>[4]</sup>。因此,对机组异常振动原因进行分析,找到引起机组振动的主要原因,并进行处理,对抽蓄机组来说显得非常重要。

### 1 抽水蓄能机组现状

某抽蓄电站装有 4 台单机容量为 250 MW 的立轴单级混流可逆式水泵水轮发电电动机组,机组额定转速为 375 rpm。水泵水轮机为立轴、单级混流可逆式,由 GE Norway 设计制造。发电电动机为立轴、悬式、三相空冷可逆式同步电机,型号为 AT1-W,由加拿大 GE 公司设计制造。其中 4 号机组在近两年的时间,无论抽水还是发

收稿日期:2019-09-03  
基金项目:国家电网公司科技项目(525726170005)

电工况,在机组进入稳态工况后,摆度数值波动较大,且持续时间较长,有时甚至 2~3 小时才逐渐稳定。而且在稳定之前,各部件幅值大大超过相关标准。经过多次动平衡,摆度数值仍然较高,最高值甚至达到 400  $\mu\text{m}$ ,而机架振动相对较小,不超过 0.3 mm/s,最小值为 0.1 mm/s。这在国内其他抽水蓄能机组中实为罕见。在 4 台机组中,4 号机组轴线是最差的,但据以往运行经验表明,4 号机组摆度数值稳定的时间不会有如此长。为保障机组的长期安全稳定运行,有必要深入研究机组的振摆稳定性。

针对某抽蓄 4 号机组在进入稳态工况后摆度长期无法稳定且数值较大,而机架振动又较小的情况下,本文通过对机组进行稳定性试验和理论分析的方法,找出了影响机组摆度长时间不稳定的原因并采取了对应的处理措施,使机组振摆值满足国家标准,提高了机组的安全性。

2 4 号机组稳定性试验

由于抽水蓄能机组自身结构的复杂性,其振动诱因非常复杂并常由多个因素共同作用。除了机组本身转动或固定部分引起的振动外,还需考虑发电机的电磁力以及作用于水轮机过流部分的流体动压力对机组系统及其部件振动的影响。因此,将引起水力发电机组振动的原因大致分为机械、水力、电气三方面来研究<sup>[5-8]</sup>。稳定性试验将分别针对以上三种原因进行,

图 1 所示为 4 号机组满负荷 250 MW 发电运行 4 小时的振摆趋势图,从图 1 可知,上导瓦在机组并网带负荷后,最大值为 500  $\mu\text{m}$  左右,经过约 1 h 的运行减小 200  $\mu\text{m}$ ,最大值约 300  $\mu\text{m}$ 。下导瓦经过 30 min 的运行后,最大值稳定在 180  $\mu\text{m}$ 。上架架振动最大值为 0.2 mm/s,下机架振动最大值为 0.15 mm/s,上下机架振动值均很小。

图 2 所示为 4 号机组 SCP 和抽水工况的振

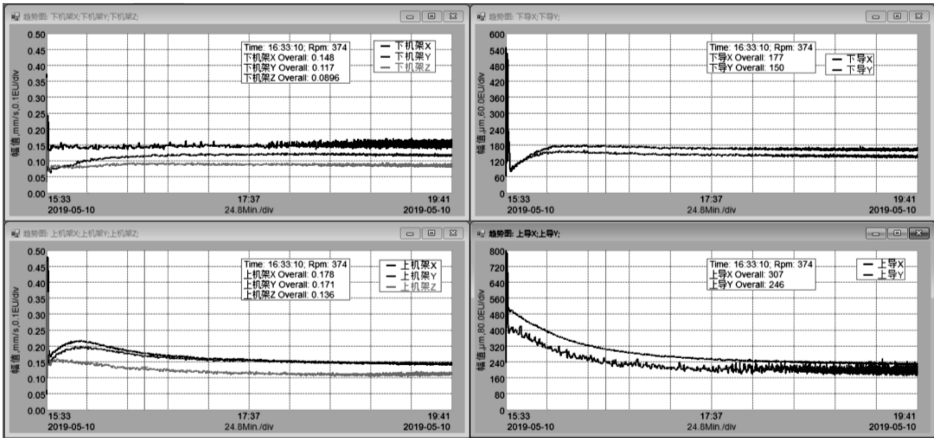


图 1 修前满负荷发电

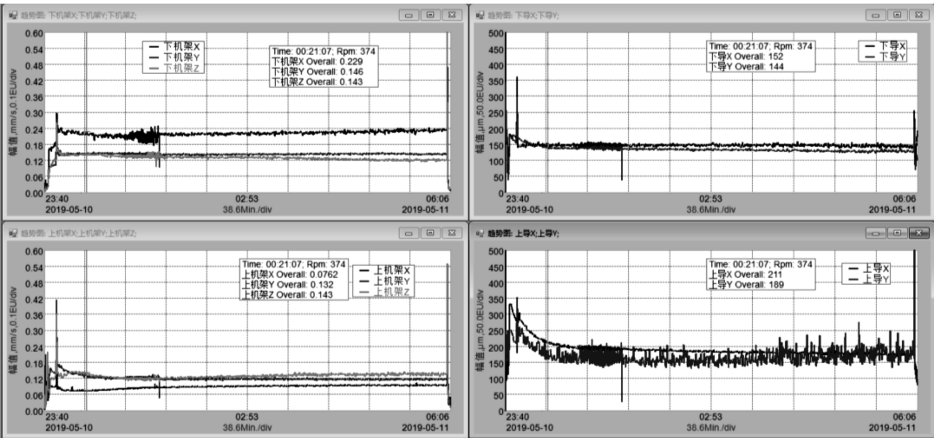


图 2 修前抽水

摆趋势图,其中 SCP 工况约 15 min,从图 2 可知,上导瓦摆度最大值在刚开始抽水时为 300 μm,经过 30 的运行后减小 100 μm,降至 200 μm。下导瓦摆度在抽水期间较为稳定,随运行时间增加,有减小的趋势,最大值为 170 μm。上机架振动最大值为 0.15 mm/s,下机架振动最大值为 0.23 mm/s。上下机架振动均很小。

对满负荷发电和抽水的振摆数据进行频谱分析,发现一倍频占比成分超过 80%,随后进行多

次动平衡,但振摆数值均没有改善。水导轴承摆度无论在何种工况都不超过 100 μm,说明机组振摆较大的原因不是来自于水力方面。

对 4 号机组进行零启升压试验,机组现场手动升速至额定转速,然后间隔 3~4 min 逐渐加 25% U<sub>e</sub> 励磁的方式,升至额定励磁电压(图 3)。从试验来看,未发现明显随励磁增大而振摆增大或者减小的趋势。由此可知,4 号机组不存在电气方面的故障。

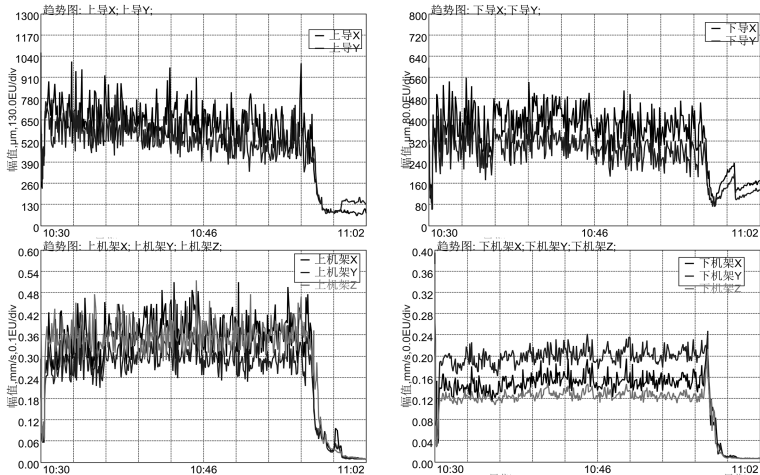


图 3 4 号机组逐渐加励磁试验

3 机组振摆异常原因分析

从第一节分析可知,4 号机组不存在电气和水力方面的故障,只是机组进入稳态工况后振摆长时间不稳定,上导摆度很大,机架振动值很小,尤其是上机架。虽经多次动平衡,仍没有改善。查阅上次检修机组导瓦间隙数据,上导瓦间隙单边 35 μm,下导瓦间隙单边 32 μm。主机厂家给出的机组轴瓦间隙设计值为单边 0.26~0.36 mm,从以上分析可知,可能是上导瓦间隙过大,导致机组振摆异常。

对于可倾瓦滑动轴承,其油膜的动力学特性,在力学上一般也采用八个动力特性系数来表示,轴承座及基础也相应简化为质量、弹簧和阻尼器的模型来表示,其八个动力特性系数构成的刚度及阻尼矩阵为<sup>[9]</sup>:

$$[K_b]=\begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} \\ k_{byx} & k_{bxx} \end{bmatrix} \quad [C_b]=\begin{bmatrix} C_{bxx} & C_{bxy} \\ C_{byx} & C_{bxx} \end{bmatrix}$$

(1)

若轴承座及基础在 x、y 方向的质量分别等效为 m<sub>bx</sub> 和 m<sub>by</sub>,则整个支撑可以简化为图 4 所示

的模型,各项异性的弹性支撑模型,其比较真实而准确地反映出了导轴承边界条件的性能。

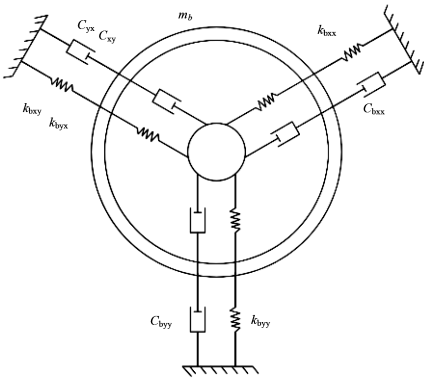


图 4 导轴承弹性支撑模型

由导轴承弹性支撑模型可知,作用在轴颈上的油膜力会传递到支撑基础上,导轴承座和机架联接,如若机组摆度过大,那么,在导瓦间隙正常的条件下,必然会导致机架振动增大。所以可以推断机组导瓦间隙过大,查阅机组以往瓦温数值,发现导瓦温度最高约为 60 ℃,而同类型机组一般都在 65~75 ℃左右,可以证实,导致机组摆度过

大且稳态长时间不稳定的原因为机组导瓦间隙过大。导瓦间隙过大,导致油膜刚度降低,将会使导瓦对大轴的约束力减小,导致摆度偏大,而机架振动偏小,同时导瓦温度也一直较低。过大的导瓦间隙,使油膜刚度较低,也使动平衡对机组没有任何影响。

4 故障处理方法研究与试验

结合 4 号机组 C 修,考虑在最小的工作量下,调整 4 号机组导瓦间隙,根据上导瓦和下导瓦间隙,将上导间隙单边调整至 32  $\mu\text{m}$ ,保持下导瓦间隙不变。然后进行各工况试验。

对比分析导瓦间隙调整前后,摆度和机架变化趋势。

图 5 所示为机组 250 MW 发电 4 h 的振摆趋势,由图 5 可知,上导瓦摆度在刚进入发电工况时,最大值为 370  $\mu\text{m}$ ,经过半小时的运行后,最大

值减小到 240  $\mu\text{m}$ ,随后还在不断减小,工况结束时减小到 200  $\mu\text{m}$ 。下导瓦摆度在刚进入发电工况时最大,约为 250  $\mu\text{m}$ ,半小时后减小到 230  $\mu\text{m}$ ,随后还在不断减小,至工况结束时减小到 200  $\mu\text{m}$ 。上机架和下机架振动都较为平稳,上机架振动最大值为 0.25 mm/s;下机架振动最大值为 0.2 mm/s。

图 6 所示为机组 SCP 和抽水工况摆度,其中 SCP 工况约 15 min,其余为抽水工况。上导摆度在刚进入抽水工况时最大,最大值为 320  $\mu\text{m}$ ,经过半小时的运行后减小约 100  $\mu\text{m}$ ,减小到 210  $\mu\text{m}$ ,随后还在不断减小,至本工况结束时减小到 120  $\mu\text{m}$ 。下导摆度在抽水工况的前 30 min 有一个上升的趋势,最大值上升到 216  $\mu\text{m}$ 。随后开始不断减小,至工况结束时,减小到 180  $\mu\text{m}$ 。上机架振动较为稳定,最大值不超过 0.2 mm/s;下机架振

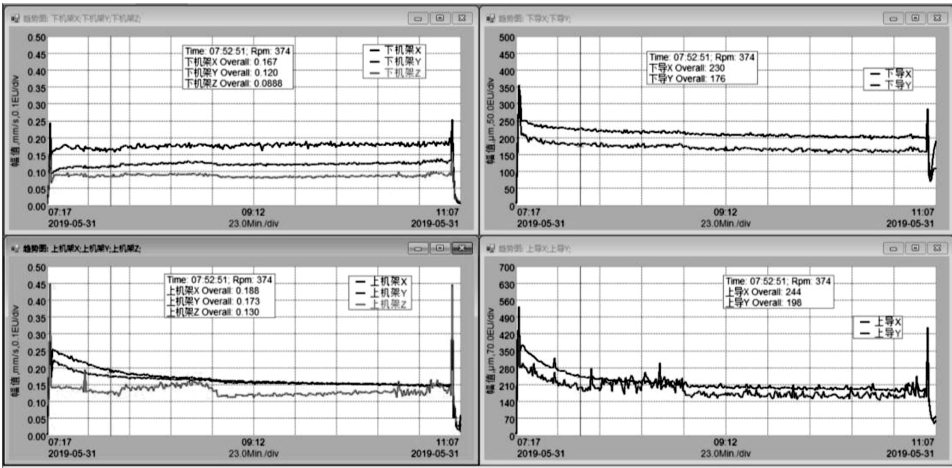


图 5 导瓦间隙调整后满负荷发电

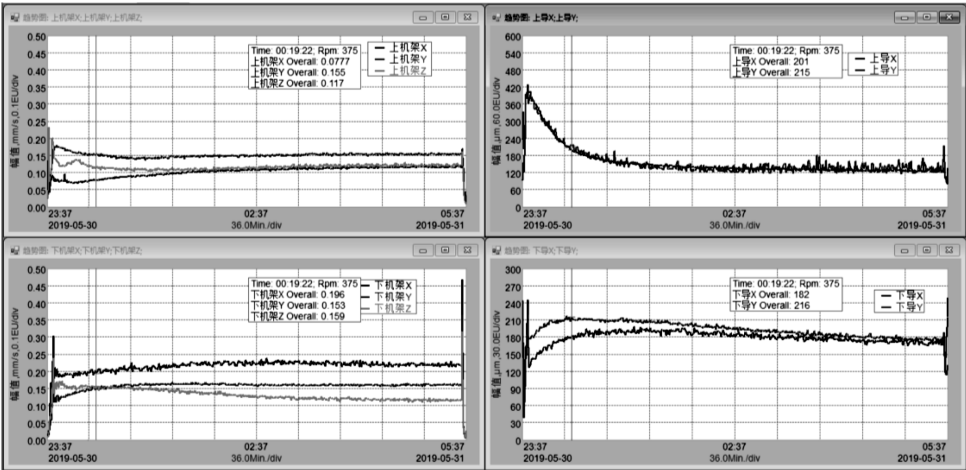


图 6 导瓦间隙调整后抽水



动值有上升的趋势,最大值不超过  $0.25\text{ mm/s}$ 。

4 号机组上导瓦在间隙调整前,发电工况时刚进入工况时摆度值最大,最大值为  $500\text{ }\mu\text{m}$ ,间隙调整后上导最大值为  $370\text{ }\mu\text{m}$ ;经过半小时的运行后,导瓦间隙调整前上导摆度最大值为  $400\text{ }\mu\text{m}$ ,导瓦间隙调整后上导摆度最大值为  $240\text{ }\mu\text{m}$ 。抽水工况时,上导摆度同样刚进入工况时摆度值最大,导瓦间隙调整前为  $300\text{ }\mu\text{m}$ 。导瓦间隙调整后为  $320\text{ }\mu\text{m}$ 。经过半小时运行后,导瓦间隙调整前上导摆度为  $200\text{ }\mu\text{m}$ ,导瓦间隙调整后上导摆度为  $210\text{ }\mu\text{m}$ 。导瓦间隙调整后,上导摆度在刚进入发电工况时明显减小,经过  $30\text{ min}$  的运行基本可以稳定,进入 ISO7919-5 标准的 B 区。

4 号机组下导瓦在导瓦间隙调整前,发电工况经过  $30\text{ min}$  的运行基本稳定,最大值稳定在  $180\text{ }\mu\text{m}$ ;导瓦间隙调整后,下导瓦摆度在刚进入发电工况时最大,约为  $250\text{ }\mu\text{m}$ ,半小时后减小到  $230\text{ }\mu\text{m}$ ,随后还在不断减小,至工况结束时减小到  $200\text{ }\mu\text{m}$ 。导瓦间隙调整前,下导瓦摆度在抽水期间较为稳定,随运行时间增加,有减小的趋势,最大值为  $170\text{ }\mu\text{m}$ 。导瓦间隙调整后,下导摆度在抽水工况的前  $30\text{ min}$  有一个上升的趋势,最大值上升到  $216\text{ }\mu\text{m}$ 。随后开始不断减小,至工况结束时,减小到  $180\text{ }\mu\text{m}$ 。

4 号机组导瓦间隙调整后,上导瓦摆度无论在抽水还是发电工况初始数值明显减小,最大减小约  $160\text{ }\mu\text{m}$ ,且经过  $30\text{ min}$  可以达到 ISO7919-5 标准的 B 区。下导瓦摆度无论在抽水还是发电工况初始值比调整前高约  $50\text{ }\mu\text{m}$ ,但其稳定后数值基本相同。导瓦间隙调整后,上机架振动明显增大。

从以上分析可知,4 号机组振动异常的原因因为机组上导瓦间隙过大,调整导瓦间隙后,异常可以得到很好的解决。抽蓄机组因安装条件和运行条件的不同,每台机组在一段时间均存在一个合理的导瓦间隙值,合理的导瓦间隙值是在制造厂家的给定的范围内,不断调试得到的,且随机组状态的不同,可能会略有变化。

## 5 结 语

通过对 4 号机组进行稳定性试验和理论分析的方法,找到了导致 4 号机组进入稳态工况后摆度长期无法稳定且数值较大,而机架振动又较小

的原因为上导瓦间隙过大。在调整后上导瓦间隙后,进行了对比试验,证实了 4 号机组上导瓦间隙较大,导致机组摆度异常。抽蓄机组导瓦间隙因安装、制造、使用情况不同而有所差异。相同类型的机组,为达到较好的振摆数值,需在主机厂家给定的范围内不断调试,找到导瓦间隙的最优值,保证机组处于最优状态。

## 参考文献:

- [1] 刘英军.抽水蓄能机组运行稳定性分析[J].水电站机电技术.2017,40(S1):1-3.
- [2] 翟黎明,姚 泽,黄青松,等.蓄能机组转子系统三维动力特性研究[J].农业机械学报.2014,45(09):107-111.
- [3] 魏炳漳.广蓄二期工程抽水蓄能机组的振动评估[J].水力发电.2001(11):48-51.
- [4] 陈泓宇,杨伟坡,黄运福.清远抽水蓄能电站影响机组振动主要部件的分析[J].水电站机电技术.2016,39(8):100-103.
- [5] 尤莉莎.混流式水轮发电机组振动试验及故障诊断[D].河北工程大学,2015.
- [6] 丁 钰.基于 LabVIEW 水电机组振动监测系统的设计[D].华北水利水电大学,2018.
- [7] 董 杨.基于 LabVIEW 的水轮发电机组振动监测系统的设计[D].华北水利水电大学,2017.
- [8] 沈 东,褚福涛,陈思.水轮发电机组振动故障诊断与识别[J].水动力学研究与进展(A 辑).2000(01):129-133.
- [9] 张立.大型水轮发电机组轴系动力特性分析[D].西安理工大学,2006.

## 作者简介:

- 莫亚波(1987-),男,江苏常州人,工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站运维工作;
- 狄洪伟(1980-),男,江苏溧阳人,高级工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站管理工作;
- 李海波(1980-),男,湖北武汉人,高级工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站管理工作;
- 柯 峰(1978-),男,江苏常熟人,高级会计师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站管理工作;
- 王开成(1982-),男,安徽池州人,工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站机电运维工作;
- 蒋 坤(1990-),男,江苏海门人,工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站发电机等设备管理工作;
- 张 鹏(1988-),男,云南昭通人,工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站运维工作;
- 胡 坤(1989-),男,湖北仙桃人,工程师,工学学士,现于华东宜兴抽水蓄能有限公司从事抽水蓄能电站运维工作;
- 张承强(1969-),男,安徽黄山人,高级工程师,工学学士,现于上海安乃基能源科技有限公司从事电力设备故障诊断与测试工作。

(责任编辑:卓政昌)