



中华人民共和国国家标准

GB/T 11348.5—2002
idt ISO 7919-5:1997

旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第5部分：水力发电厂和泵站机组

**Mechanical vibration of non-reciprocating machines
—Measurements on rotating shafts and evaluation criteria
—Part 5: Machine sets in hydraulic power generating
and pumping plants**

2002-05-20 发布

2002-12-01 实施

中华人民共和国
国家质量监督检验检疫总局 发布

前 言

本标准是旋转机械转轴径向振动的测量和评定系列标准 GB/T 11348 的第 5 部分。它等同采用国际标准 ISO 7919-5:1997《非往复式机器的机械振动 旋转轴的测量和评定准则 第 5 部分:水力发电厂和泵站机组》。

本标准在技术内容上和 ISO 7919-5:1997 相同,除了将 ISO 7919-5:1997 标准中的附录 C 参考标准移到了第 2 章外,编写方法完全对应。

本标准建立了我国水力发电厂和泵站机组转轴径向振动的测量和评定准则,振动限值的规定和 ISO 7919-5:1997 的推荐值完全一致。

本标准的附录 A 是标准的附录。

本标准的附录 B 是提示的附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国机械振动与冲击标准化技术委员会归口。

本标准由哈尔滨大电机研究所负责起草,郑州机械研究所、东方电机有限公司、湖北省电力试验研究院、葛洲坝水力发电厂、武汉汽轮发电机厂参加起草。

本标准主要起草人:姚大坤、韩国明、胡建文、曹剑锦、王柏仁、刘庚辛、饶红兵。

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是由各国标准化团体(ISO 成员团体)组成的世界性联合会。制定国际标准的工作通常由 ISO 的技术委员会完成,各成员团体若对某技术委员会已确立的标准项目感兴趣,均有权参加该委员会的工作。与 ISO 保持联系的各国际组织(官方的或非官方的)也可参加有关的工作。在电工技术标准化方面 ISO 与国际电工委员会(IEC)保持密切合作关系。

由技术委员会正式通过的国际标准草案在被 ISO 理事会批准为国际标准之前,提交各成员团体表决。根据 ISO 程序,国际标准需取得至少 75% 参加表决的成员团体的同意才能正式通过。

国际标准 ISO 7919-5 是由国际标准化组织 ISO/TC 108 机械振动与冲击技术委员会第 2 分技术委员会(SC2)(应用于机器、车辆和结构的机械振动与冲击的测量与评定)制定。

ISO 7919 总题目为《非往复式机器的机械振动 旋转轴的测量和评定准则》,它包括以下几部分:

- 第 1 部分:总则
- 第 2 部分:陆地安装的大型汽轮发电机组
- 第 3 部分:耦合的工业机器
- 第 4 部分:燃气轮机组
- 第 5 部分:水力发电厂和泵站机组

本标准的附录 A 是标准的附录,附录 B 和附录 C 是提示的附录。

中华人民共和国国家标准

旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第5部分:水力发电厂和泵站机组

Mechanical vibration of non-reciprocating machines
—Measurements on rotating shafts and evaluation criteria
—Part 5: Machine sets in hydraulic power generating
and pumping plants

GB/T 11348.5—2002
idt ISO 7919-5:1997

1 范围

本标准规定了水力发电厂和泵站机组转轴径向振动的测量和评定准则。

本标准适用于水力发电厂和泵站机组正常工况下在轴承或靠近轴承处转轴振动的测量和评定。

本标准对旋转机械转轴径向振动的测量和评定从两个方面进行,一是稳态运行的振动值,二是稳态运行时可能出现的振幅变化,所规定的数值不作为振动评价的唯一依据,因为评价机器的振动状态通常要考虑转轴振动和轴承座振动两个方面(见 GB/T 11348.1)。

本标准适用于水力发电厂和泵站机组,其额定转速为 $60 \sim 1\,800$ r/min,轴瓦类型为筒式或分块瓦轴承,主机功率大于或等于 1 MW。轴线的位置可以是垂直、水平或与这两个方向成任意角度。

本标准适用的机组有以下组合:

- a) 水轮机与水轮发电机;
- b) 泵与作电动机运行的电机;
- c) 水泵-水轮机和电动机-发电机;

包括辅助设备(如轴线上的启动水轮机或励磁机)。

本标准也适用于通过齿轮或径向弹性联轴器与发电机或电动机连接的水轮机或泵。但是,转速在 $1\,000 \sim 1\,800$ r/min 之间的电机按照 GB/T 11348.3 规定的标准来评定。

本标准不适用于以下机器:

- a) 热电厂或工业设备上的泵(见 GB/T 11348.3);
- b) 用水润滑轴承的水力机器;
- c) 用滚动轴承的水力机器。

水力发电厂和泵站机组转轴振动确定的目的与 GB/T 11348.1 一致,即:

- a) 任务 A: 振动特性的变化;
- b) 任务 B: 过大的动载荷;
- c) 任务 C: 径向间隙的监测。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

- GB/T 6075.1—1999(idt ISO 10816-1:1995) 在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第 1 部分:总则
- GB/T 11348.1—1999(idt ISO 7919-1:1996) 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第 1 部分:总则
- GB/T 11348.3—1999 旋转机械转轴径向振动的测量与评定 第 3 部分:耦合的工业机器
- GB/T 17189—1997 水力机械振动和脉动现场测试规程
- ISO 10817-1:1989 旋转轴振动测量系统 第 1 部分:转轴径向振动的相对和绝对信号的检测

3 测量方法

测量的步骤方法和使用的仪器应如 GB/T 11348.1 和 GB/T 17189 中所规定的。

3.1 测量类型

水力机组转轴径向振动的测量采用非接触位移传感器。

对于相对振动测量,传感器最好直接安装在轴瓦上。如果传感器安装在轴承支撑结构或轴承座上(对于立式机组通常如此),必须注意:轴瓦和传感器之间的相对运动应比轴的运动小得多。否则,测量的信号不能代表轴和轴瓦间的相对运动。

对于绝对振动测量,非接触位移传感器必须安装在刚性结构上,并固定到发电机或水轮机的机坑壁上。只有当支撑结构本身在传感器固定点处的绝对振动小于测量的峰-峰值的 10%,并且不超过 $25\ \mu\text{m}$ 时,由传感器获取的信号才能代表转轴的绝对振动。

对于传感器支撑结构,要求其最低固有频率,特别是在与位移传感器同方向上能产生明显振动的最低固有频率应大于转速频率的 7 倍以上,并且不能是转速频率的整数倍。

支撑结构的绝对振动通常应使用惯性传感器测量,其安装位置应尽可能靠近位移传感器并与它同方向,从惯性传感器得到的读数换算成位移来评估转轴的绝对位移。

注:除了转轴的振动以外,轴承座的振动也要时常监视。然而,可能会对立式机组下导轴承处测量的振动产生误解。

在轴承和刚性固定在厂房中的轴承座上测得的振动,有时是水力产生的,是水力机械经过基础直接传来的,而不是转轴的径向振动引起的。

3.2 测量平面

对于确定振动特性的变化和过大的动载荷,要求在机组的所有主轴承处进行测试,要尽可能把不同位置上的传感器安装在同一直线上。对于立式机组,推荐的测量方位是上游和沿旋转方向转 90° 处。对于卧式机组,测量方向常选在与铅垂方向成 $\pm 45^\circ$ 处。

如果只是出于监测的目的,在某些情况下,特别是对于有 4 个以上轴承的机组,测量平面可减少至最重要的几个。测量平面的选择以振动特性分析为基础,模拟所有类型事故和扰动,最佳的测量平面应是当干扰事件发生时转轴能产生明显振幅的地方。

对于径向间隙的监测,要求传感器安装在水机密封、迷宫内或其附近,或装在对于所有相关的振型都能再现轴线弯曲的位置上。特殊情况下,恰当的测量应在机组的相关部分,它们可以得出不同测量平面的传递函数。

注:在判断整个机器性能时,为了得到沿整个轴线的振幅分布信息,在离轴承一段距离(例如法兰)处也进行测量是很重要的。如果轴承面离振动节点很近,振动特性和轴线的真实的变形会被低估。

3.3 测量仪器

测量仪器性能应符合 ISO 10817-1 和 GB/T 17189 的要求。

测量仪器的频率范围必须适合水力机械转轴振动较宽的激振频谱。它应该从机器额定转速频率的 $1/4$ 到水斗或叶片过流频率的 2 倍。

测量系统的幅值范围至少应该是区域 C 和区域 D 间界限值的 2 倍[见附录 A(标准的附录)的 A2],以便能精确监测瞬态运行工况下的振动。

4 评定准则

4.1 水轮机运行工况

在水轮机运行工况下,机组的振动幅值和振动幅值变化的评定准则列于附录 A。它们符合 GB/T 11348.1 中给出的一般指南。

鉴于立式水轮机转轴振动轨迹的特殊性,推荐的测量值是相对振动位移的最大值 S_{\max} 。由于大多数测量系统以测量方向上的振动位移峰-峰值 S_{p-p} 显示(见 GB/T 11348.1),所以位移幅值评定准则由两种测量值确定。这些准则适用于额定转速在 60~1 800 r/min 的机组,在合同许可的稳态负荷工况内运行。如果机组已经适应某些特殊工况,那么对这些特殊负荷工况本准则也适用。

除了第 1 章作出的限制外,本准则适用于各种水轮机带动的机组,不论何种类型,什么水头及多大功率。对于运转平稳的水轮机(如水斗式水轮机),转轴振动幅值将会更低。

对于水泵水轮机,由于转轴设计兼顾了水轮机和水泵转轮的最优设计,因此转轴振动幅值可以比区域 A 通常规定的值更高一些。

4.2 泵的运行工况

目前还没有足够的数据可用来制定机组在泵运行工况下的准则,本标准修订时再作增补。

4.3 特殊运行工况

必须注意下列运行工况:

- a) 低负荷和超负荷的稳态运行工况,以及频繁的开机和停机过程中的瞬态运行工况;
- b) 稀少的运行工况,例如紧急停机工况、甩负荷、泵和水泵-水轮机在投入机械制动时的运行。

这些运行过程的评价比在指定的负荷范围内运行评价困难得多。现在还没有足够的数据和经验来建立这些特殊的运行工况的限制曲线。越低于额定工况,水力机械内的水流受到的扰动越大。象脱流和涡动那样的扰动会产生强烈的随机激振。由于水的密度大,水轮机随机激振力要比汽轮机大得多。

在指定的负荷范围以外区域运行时,通常质量不平衡产生的转轴振动完全被随机振动分量掩盖。由于特殊运行工况下,存在这些巨大的随机分量,所以,应该较少地依赖于瞬时值,而更多地依赖平均值,此平均值至少是转轴 10 圈以上所采数据的平均值。

注:总体来说,机器振动状态的总体评价是基于上面定义的转轴的相对振动和非转动部件上的振动测量两个方面(见 GB/T 6075.1)作出的。

附录 A

(标准的附录)

在规定运行工况下水力机组转轴的相对振动的评定准则

A1 引言

在水力机组轴承或靠近轴承处测量的转轴的相对振动,应以下面两项准则为基础进行评定。

a) 准则 I

正常运行工况时,机器可靠安全的运行要求振动幅值应该控制在一定限值之下,此限值是可与接受的动载荷和机器有足够裕度的径向间隙相适应的。对于那些尚未满意地了解其运行性能的机器(如新机型),这个准则将作为评价机器的基础;

b) 准则 II

即使没有超出规定的限值,振动幅值的变化也可以反映初始损坏或某些其他异常情况。因此这种相对于基线值的改变量不允许超出一定的限值。

A2 准则 I: 稳态运行工况下额定转速时的振动幅值

图 A1 中给出了在测量平面上相对位移最大值 S_{max} 的推荐值。图 A2 中给出了在测量平面上相对位移峰-峰值 S_{p-p} 的推荐值。这两个值是最大工作转速的函数。它们是按照 4.1 定义,稳态运行工况下额定转速时在主要承载轴承处或靠近该轴承处,沿径向方向测得的转轴的振动值。在其他的测量点和附录 B (提示的附录)描述的工况下,允许出现更大的振动值。

注:在图 A1 和图 A2 中的值是基于从世界各地收集的各种形式、转速和功率的 900 多台机器的振动数据的统计分析得来的。测量是在机器运转时进行的,这些机器长期正常运行没有故障,因而,被用来建立区域 B 和区域 C 的分界线。

图 A1 中和图 A2 中给出的振动值对应下面定义的 4 个区域:

区域 A: 新交付使用的机器的振动通常应在此区域内;

区域 B: 通常认为振动在此区域内的机器可以无限制地长期运行;

区域 C: 通常认为振动在此区域内的机器不宜长期持续运行。一般来说,在有适当机会采取补救措施之前,机器在这种状态下可以运行有限的一段时间;

区域 D: 通常认为在此区域内的振动已经非常严重,足以导致机器损坏。

区域界限规定的数值不准备作为验收规范。验收规范由机器制造厂和用户商定。但是,区域的界限值提供的准则可确保避免严重的缺陷和不现实的要求。另外,对于特殊机器,可能需要使用不同的界限值(较高或较低)。在这种情况下,机器制造厂有责任解释其理由,尤其要确保机器以较高的振动运行时的安全。

注:对于增加出力后重新投运的机组,通常要标明“超额定出力”记号,其振动值可以位于区域 A 或区域 B 内。而选择区域 A 或区域 B 依赖于新激振力与新部件及备用部件经受长期动载荷的能力之间的关系。

A2.1 运行限值

为了长期运行,通常的做法是确定振动限值,这些限值的形式如下:

报警值: 警示振动已经达到规定值,或者发生了重大的变化,这时可能需要采取补救措施。出现报警后,机组还可以继续运行一段时间,以便查明振动改变的原因并确定补救措施。

停机值: 超过这个规定振动值继续运行会导致机器损坏。如果振动超过停机值,应该立刻采取措施以降低振动或者立刻停机。

考虑到支撑刚度和动载荷的差别,对不同的测量位置和方向可以规定不同的运行限值。

A2.2 报警值的设定

对于不同的机器,报警值可以有很大的变化。通常是相对于基线值来设定报警值。此基线值是根据特定机器测量的经验而确定的。

推荐设置的报警值应该比基线值高某一数值,此数值相当于区域 B 上限值的 25%,如果基线值较低,报警值可能在区域 C 以下。

在没有基线值的情况,例如新机组,初始报警值的设置应根据同类机器的经验或者商定的验收值。运行一段时间后,建立起稳定状态下的基线值后,再相应地调整报警值。

不论何种情况,报警值不能超出区域 B 上限的 1.25 倍。

如果稳态的基线值改变了(如大修后),报警值设定需要相应的修改。

对于同一台机器,考虑到支撑刚度和动载荷的不同,在不同的测量位置和方向可以规定不同的报警值。

A2.3 停机值的设定

停机值与机器的机械完整性有关,并且取决于某些特定的设计性能,这个性能指机器能够经受非常规动载荷的能力。所以,对于类似设计的所有机器,这个值一般是相同的,而且通常与用来设定报警值的稳定状态下的基线值无关。

然而,对于不同设计的机器,停机值是不一样的,而且不可能给出设定绝对停机值的确切准则。一般来说,停机值将落在区域 C 或区域 D 内,但是它不能超出区域 C 上限的 1.25 倍。

A2.4 特殊运行工况

当机器在正常负荷范围以外运行和在瞬态工况运行时,报警和停机功能必须被解除。如果在这些工况运行期间机器也要监测,必须按照机器试运转时可接受的最大振动值选择第二组报警值和停机值。

A3 准则 I: 振动幅值变化

有时振动幅值发生较大的变化(即变化比较快),即使没有超出 A2 章中规定的限值也要采取措施,因为它表明某个部件可能有移动或事故,也可能是一个严重事故的预兆。因此,本标准以稳态和可重复运行条件下可能出现的总的振动幅值的变化为基础,规定了振动幅值的变化准则,但它不适用于预期的变化和由于运行工况改变而发生的变化。

振动幅值变化的准则是:如果转轴振动幅值的变化大于区域 B 上限的 25%,那么不管振动幅值是增大或减小,都应该采取措施查明振动改变的原因。如有必要,应采取相应的措施。同时应考虑到振动的最大值和确定机组是否在新的条件下已稳定下来,然后再作出关机的决定。

必须注意到此准则有使用限制,因为个别频率分量可能在幅值和比率上有很大变化,但这些变化的重要性在总振动信号中并没有反应出来。虽然监测总的振动改变值给出了一些潜在问题的指示,但是需要用比正常监测仪器更复杂的测量仪和分析仪作进一步分析,这些仪器能够确定振动信号中个别频率分量发生矢量改变的趋向。特别重要的是监测转速频率和 2 倍转速频率矢量。应用这些仪器通常需要专门的知识,这类测量准则的制定已超出本标准的范围(见 GB/T 11348.1 和 GB/T 17189)。

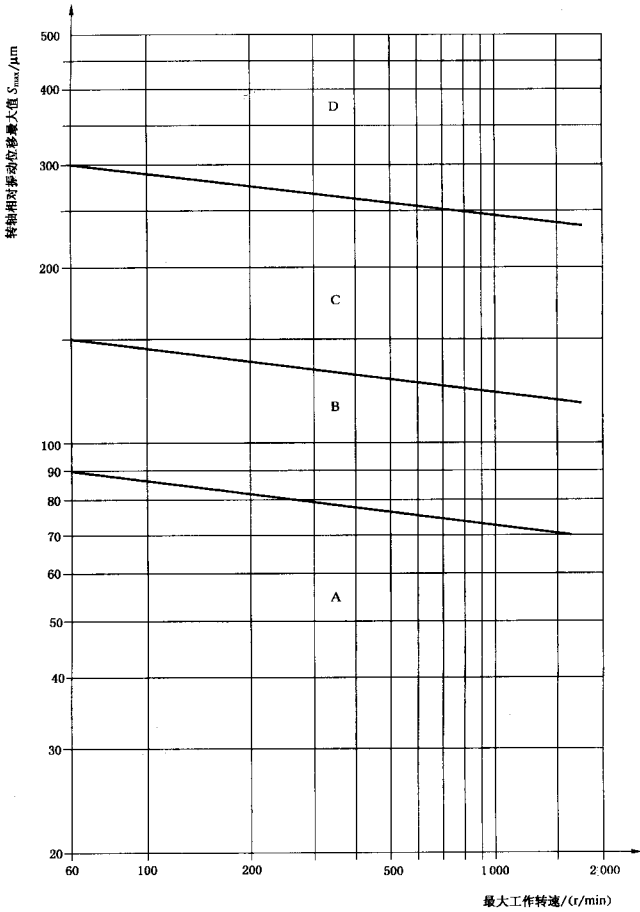


图 A1 水力机器或机组转轴相对振动位移最大值推荐评价区域
(适用于合同许可的稳态负荷下的水轮机运行)

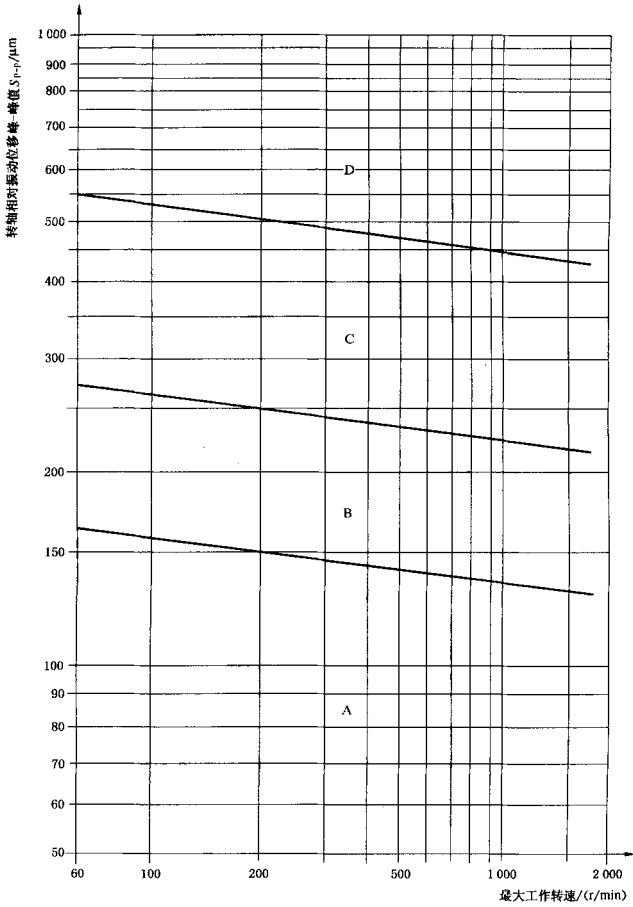


图 A2 水力机器或机组转轴相对振动位移峰-峰值推荐评价区域
(适用于合同许可的稳态负荷下的水轮机运行)

附录 B

(提示的附录)

水力机组转轴振动特性

B1 引言

转轴振动的机械原理已在 GB/T 11348.1 中作了解释,它们主要以宽频振动理论和对卧式机器的试验研究为根据。至今对立式机器的研究并不多,而水力机组多数却是立式的。对于水力机组,转轴振动可以在很宽的频率范围内发生。可能引起振动的原因讨论如下。

B2 机械原因

原因有轴线不对中、轴承各向性能不同、油膜不稳定、摩擦力、转轮和发电机或者励磁机转子的残余不平衡。可能出现的频率为转速频率及其谐振频率。

注:由于安装缺陷或者轴承变形而产生的较大轴承静载荷,不能通过测量轴承内转轴的运动来检查。

B3 电气原因

原因为电机转子的不平衡磁拉力。可能出现的频率为转速频率及其谐振频率。

B4 水力原因

a) 通过流道的水流(水力不平衡)。可能出现的频率为转速频率、叶片和水斗的过流频率(叶片数或导叶数与转速频率的乘积)以及这些频率的各种组合。

b) 尾水管压力脉动(水流不稳定)。对于混流式水轮机,在最佳出力范围外,即使在稳态运行工况也会产生尾水管压力脉动。可能出现的频率低于转速频率,通常低至转速频率的 $1/3 \sim 1/4$ 。它可能激起水力结构(管道)或者导叶的共振,从而加剧压力脉动。

c) 汽蚀。由于转轮或转轮叶片周围不合理的流态引起,通常发生在较高负荷区。可能出现的频率通常为高频,像爆裂时的频率。

d) 流体弹性振动。由于水流经过的部件(如叶片、导叶、固定导叶等)出水边的形状不当造成的。可能出现的频率从几十赫兹至数千赫兹(取决于断面尺寸和流速),通常可以观察到明显的拍的特征。

e) 自激振动。发生在有些机械部件(如密封、迷宫、气隙)的移动能够影响流经它的水流时,可能出现的频率略高于转速频率,常与转动系统的弯曲固有频率一致。

B5 附加激励

在开机和关机这些常规的瞬态运行工况下,附加激励力与转轮相互作用,导致较宽的频谱和较高的振幅。在甩负荷过程中,即使是轴流式水轮机也要承受尾水管压力脉动[如 B4b)]产生很大的次同步轴心轨迹振动。在相似的条件(特别是只装有两个径向轴承的转轴),减速到某一转速时会出现类似共振现象,轴心轨迹中包含一个或几个与瞬时速度对应的转子的固有频率。

在频繁的瞬态运行工况(例如开机和关机),宽带频谱的随机激励占优势。在极端瞬态运行工况如事故紧急关机时,这种宽带频谱的激励强度甚至会增加更多。

水力机组的各种激励产生的轴心轨迹曲线通常是不封闭的。甚至在稳态运行工况,连续出现的径向水推力可以导致螺旋形或多边形轨迹,其形状和大小在一定限值内以统计规律变化。与热力涡轮机不同,不能由此得出产生了轴承油膜失稳或产生了由于密封气流或类似原因的自激振动。在水力机器非正常负荷工况运行时,尤其是瞬态工况运行时,由于径向力显著增加,从而导致转轴运动增大。

与热力机器不同,水力机组可以经常启停机,功率可以迅速频繁地改变。所以,水力机组常用来调峰、调频和控制功率。由于这些运行也包含频繁启停机并且常常从一个工况快速变化到另一个工况,此时机组的振动和应力会增大。对于调峰或抽水蓄能机组,瞬态运行工况出现得更频繁,以至于转轴振动增大的运行时间之和大于整个运行时间的 0.1%。因此有必要对机组轴承和其他有关部件的附加应力和疲劳问题进行评定。
