

基于摆锤式冲击试验机检定的分析和研究

王 军

上海市质量监督检验技术研究院有限公司, 上海

收稿日期: 2025年7月27日; 录用日期: 2025年8月19日; 发布日期: 2025年8月29日

摘 要

为了避免摆锤的初始势能的损失和轴承反力的碰撞冲量对设备寿命的影响, 要求摆锤冲击试验机在冲击试样过程中, 摆锤转轴处碰撞冲量为零, 对其打击点距摆锤转轴的距离需满足条件进行了理论推导和分析。解释了摆锤冲击试验机的打击中心和摆锤重心的关系。最后以打击点距转轴距离为定值, 分析由于加工制造或安装造成打击中心和打击点偏离对能量吸收的影响, 进而解释了造成直接法检定合格, 而间接法检定不合格现象发生的主要原因。研究结果对实际检定冲击试验机有一定的指导意义。

关键词

计量学, 摆锤, 试验机, 检定

Analysis and Research Based on Verification of Pendulum Impact Testing Machines

Jun Wang

Shanghai Institute of Quality Inspection and Technical Research, Shanghai

Received: Jul. 27th, 2025; accepted: Aug. 19th, 2025; published: Aug. 29th, 2025

Abstract

In order to avoid the loss of the initial potential energy of the pendulum and the impact of the collision force of the bearing reaction force on the life of the equipment, it is required that the impact impulse of the pendulum impact shaft is zero during the impact test of the pendulum impact testing machines. The distance between the strike point and the pendulum axis must be theoretically derived and analyzed, and the relationship between the strike center of the pendulum impact tester and the center of gravity of the pendulum is explained. Finally, the distance between the striking point and the rotating shaft is set as the fixed value, and the influence of the deviation of the striking center and the striking point on the energy absorption is analyzed due to the manufacturing or installa-

tion, which explains the main cause of the direct method verification, and the indirect method fails. The research results have certain guiding significance for the actual verification impact testing machine.

Keywords

Metrology, Pendulum, Testing Machines, Verification

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

材料的冲击强度是其重要的性能参数之一，摆锤冲击试验机广泛应用于工业生产领域中的材料冲击试验。针对摆锤式冲击试验机的设计研究分析，王旭[1]等建立了中量级强度冲击试验机摆锤的数学模型为船用设备冲击试验机摆锤的优化设计提供了理论基础。韩志凌等[2]应用仿真设计方法开发了用于塑料冲击试验的整体式摆锤，与传统装配式摆锤相比刚度更好，空气阻力更小。针对摆锤式冲击试验机的检定研究，孙占刚[3]等对冲击能量、冲击速度、摆锤打击中心位置等检验原理与方法进行讨论，不仅用周期法对打击中心纵向位置测定外，还要检验其横向位置，以免在转动轴承处引起冲击力。田峰[4][5]比较了摆锤式冲击试验机检定常见标准 ISO13802、ASTME23、JJG145 和 ISO148-2 等，分析比较了摆锤式冲击试验机能量损失各种检测方法，发现某些标准中公式的不合理性。谭斌[6]详细比较了 JJG145-2007 与修订前的内容主要变化。张崇武等[7]对摆锤式冲击试验机打击中心距自动检测进行了探讨，为提高摆锤式冲击试验机打击中心距的测量准确度提供了技术支持。陈龙[8]研制出满足国家标准要求的低能量和中能量两个能量级的标准冲击试样，实现了冲击能基准量值的传递，将为将来进一步研制高能 and 超高能标准冲击试样，覆盖全部冲击能基准的量值传递范围提供基础。于秀娥[9]通过对管线钢的冲击试验，比较了不同摆锤刀刃对吸收能量的影响。鉴于摆锤式冲击试验机检定规程从 JJG145-1982 更新到最新的版本 JJG145-2007，其最大特点是引入了间接检定方法和改变了打击中心距的允差要求，本文将针对其规程中的打击中心距转轴轴线距离进行理论推导，比较摆球单摆和刚体单摆的周期 T 与打击中心距转轴轴线距离的关系，进而解释打击中心和刚体单摆重心的位置关系。最后以打击中心偏离对吸收能力的影响，分析直接法和间接法对检定结果判定的恰当与否。

2. 冲击速度

以摆锤处于竖直位置时，重心所在水平面为零势面。摆锤在预仰时，初始时刻的势能 E 为

$$E = mgL_c(1 - \cos \alpha) \quad (1)$$

其中，

m —— 摆锤总质量

g —— 当地重力加速度

L_c —— 摆锤转轴中心至摆锤重心的距离

α —— 摆锤初始举起的预仰角

当摆锤由初始位置转到竖直位置时，设其碰撞前角速度为 ω_0 。因为摆轴为低速转动，忽略空气阻力

不计。转轴通过滚动轴承与轴套相连,因滚动摩擦而损耗的能量与重力势能相比为小量,亦可忽略不计。即忽略机械摩擦、风阻等所有能量消耗,应用机械能守恒定律得:

$$\frac{1}{2}J\omega_0^2 = E \quad (2)$$

式中,

J ——摆锤对摆锤转轴中心的转动惯量

ω_0 ——摆锤摆动到竖直位置时,碰撞前的角速度

因此,打击点处的冲击速度 v_0 为

$$v_0 = \omega_0 L \quad (3)$$

式中,

L ——试样打击点至转轴中心的距离

3. 打击中心和打击点

摆锤在打击试样时,在摆锤转轴的轴承处会产生附加的冲击动力。在摆锤式冲击试验机的设计中,为了避免摆锤的初始势能的损失和轴承反力的碰撞冲量对设备寿命的影响,要求摆锤转轴至打击点的距离 L 满足一定条件,以消除转轴的冲击力作用,此时打击点定义为打击中心(理想打击点)。对已加工好的摆锤,打击中心(理想打击点)为一固定点。设转轴至打击中心(理想打击点)的距离为 L_1 ,因冲击时间极短,可忽略静载的作用,设碰撞后摆锤的角速度为 ω_1 ,试样对摆锤的碰撞冲量为 S 作用于冲击点处。其方向如图 1 所示。

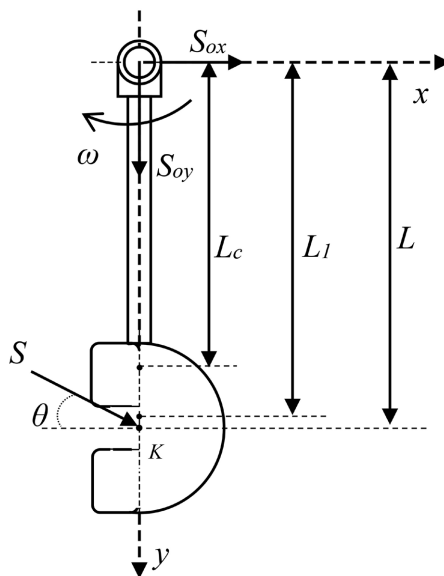


Figure 1. Schematic diagram of pendulum impact test

图 1. 摆锤打击试验示意图

摆锤转轴处承受的冲量为 S_0 , 根据碰撞时动量守恒定律得:

$$\begin{aligned} S \sin \theta + S_{0y} &= 0 \\ S \cos \theta + S_{0x} &= -mL_c (\omega_1 - \omega_0) \end{aligned} \quad (4)$$

式中,

S_{0x} 和 S_{0y} 分别为 S_0 在 x, y 轴方向的分量

θ ——为试样对摆锤的碰撞冲量与水平方向的夹角

ω_1 ——为碰撞后摆锤在竖直位置上的角速度

对于摆锤, 由刚体的角动量定理得[10]:

$$J(\omega_1 - \omega_0) = -SL \cos \theta \quad (5)$$

式中,

J ——为摆锤对摆锤转轴的转动惯量

L ——试样打击点至转轴中心的距离

当 $S_0 = 0$ 时, 即轴承不受碰撞冲量的作用, 由式(4)得 $\theta = 0^\circ$, 表明碰撞冲量 S 必须平行于 x 轴, 结合式(4)和式(5)得

$$L = \frac{J}{mL_c} \quad (6)$$

根据物理摆微小摆动的周期

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{mgL_c}} \quad (7)$$

由式(7)得

$$J = \frac{T^2}{4\pi^2} mgL_c \quad (8)$$

将式(8)带入式(6)得

$$L = \frac{T^2 g}{4\pi^2} \quad (9)$$

即当 L_1 等于此时的 L 时, 轴承不受碰撞冲量的作用。由此得摆锤转轴至打击中心(理想打击点)的距离 $L_1 = \frac{T^2 g}{4\pi^2}$ 。式中的 T 可根据 JJG 145-2007 摆锤式冲击试验机检定规程的方法确定, 此即为摆锤式冲击试验机检定规程中打击中心计算公式的来源背景。

4. 摆球单摆和刚体单摆的打击中心与重心关系

JJG 145-2007 摆锤式冲击试验机检定规程中的公式 $L_1 = \frac{T^2 g}{4\pi^2}$ 不能简单地认为是通过摆球的周期公式 $T = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g}}$ (其中 L 表示重心到转轴距离)转换推导求得 $L = \frac{T^2 g}{4\pi^2}$ 的。打击中心距转轴距离的基本公式为式(6), 对于下图2所示的质量为 m 的摆球单摆(绳子质量忽略不计), 摆球重心到转轴距离为 L , 则 $J = mL^2$, $L = L_c$, 通过式(6)可得打击中心与摆球重心重合。

对于图3 质量为 m , 长为 L 的均质细直杆绕转轴 O 摆动, 则 $J = \frac{1}{3}mL^2$, $mL_c = \frac{1}{2}mL$, 同样由式(6)可得打击中心距转轴距离为 $\frac{2}{3}L$, 打击中心并不在均质细直杆重心处。实际中摆锤冲击试验机的打击中心并不一定和摆锤重心重合。

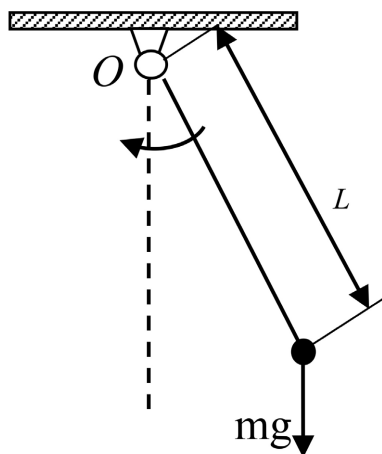


Figure 2. Schematic diagram of a simple pendulum with a ball
图 2. 摆球单摆示意图

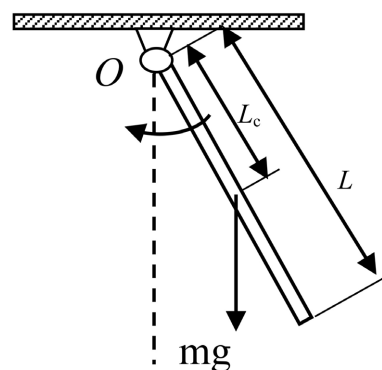


Figure 3. Schematic diagram of a rigid pendulum
图 3. 刚体单摆示意图

同样刚体摆绕定点摆动的周期基本公式为式(7), 对于图 2 所示的摆球单摆, $J = mL^2$, $L = L_c$ 则 $T = 2\pi\sqrt{\frac{L}{g}}$, 即摆球单摆周期跟摆球重心到转轴距离 L 的平方根成正比, 跟重力加速度的平方根成反比。

对于图 3 所示的均质细直单摆杆, $J = \frac{1}{3}mL^2$, $mL_c = \frac{1}{2}mL$, 则 $T = 2\pi\sqrt{\frac{2L}{3g}} \neq 2\pi\sqrt{\frac{L}{2g}}$, 可见周期 T 并不是跟细直单摆杆重心到转轴距离 $\frac{L}{2}$ 的平方根成正比。摆锤冲击试验机的周期 T 的理论计算于此类似, 必须求得摆锤对转轴的转动惯量 J 和 mgL_c 后用式(7)求得周期。由此再次说明了 JJG 145-2007 摆锤式冲击试验机检定规程中的打击中心距转轴距离公式 $L_1 = \frac{T^2 g}{4\pi^2}$ 不能简单地认为是摆球单摆周期公式 $T = 2\pi\sqrt{\frac{L}{g}}$ 转换推导求得的, 进而也说明了摆锤冲击试验机的打击中心并不和摆锤重心重合。

5. 摆锤式冲击试验机设计

根据式(1)、(2)、(3)和(6)经推导得

$$L = \frac{v_0^2}{2g(1 - \cos \alpha)} \quad (10)$$

即当 $L_1 = L = \frac{v_0^2}{2g(1-\cos\alpha)}$ 时, 同样可以确定打击中心的位置, 此种确定打击中心位置的方法常用于摆锤冲击试验机的设计。由式(10)可知摆锤的打击中心距不是独立的变量, 而与冲击速度和摆锤的预仰角相关。由于冲击速度在国家标准中有规定, 当根据实际情况规定了摆锤的预仰角后, 则可计算出摆锤的打击中心距。

下面以 25 J 的塑料简支梁冲击试验机设计为例说明, 根据国家标准 GB/T 1043.2-2018 的规定 25 J 的塑料简支梁冲击试验机的冲击速度为 3.8 m/s, 现规定摆锤的预仰角为 160° , 由此计算出摆锤的打击中心距为 379.8 mm, 工程上取打击中心距为 380 mm, 设计参数值如下表 1。摆锤的设计较复杂, 其上任何一个尺寸参数的变化都会影响冲击能量、冲击速度和打击中心距等性能参数。

Table 1. Design parameters of 25 J plastic simply supported beam pendulum
表 1. 25 J 塑料简支梁摆锤设计参数

参数	数值
摆锤质量/g	7035.3
质心/mm	186.84
转动惯量/g.mm ²	499498784.5
冲击能量/J	25
打击中心距/mm	380.00
冲击速度/m/s	3.8

6. 摆锤力矩

将摆锤置于水平位置(应用水平仪确定摆锤是否处于水平状态), 如图 4。将一测力传感器放置在摆锤下方, 此位置点通过摆锤刀刃的铅锤面上, 测得力的大小为 F_1 , 力 F_1 到转轴 O 的距离为 L_2 ,

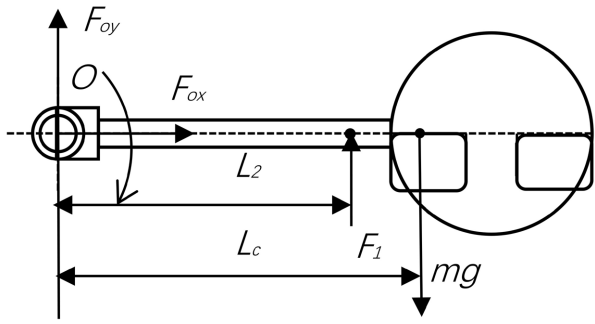


Figure 4. Schematic diagram of the horizontal position of the pendulum
图 4. 摆锤水平位置示意图

其中 F_{ox} 和 F_{oy} 为转动轴承对摆锤的支座反力, 对 O 点取矩由静力平衡得:

$$mgL_c - F_1L_2 = 0 \tag{11}$$

由式(11)得摆锤力矩为

$$M = F_1L_2 = mgL_c \tag{12}$$

为减小测量误差, 改变测力仪放置位置, 测三点处的摆锤的力矩并取平均值作为最终的测量结果。

由式(11)知摆锤力矩表示摆锤重力对转轴 O 的转矩, 与测力传感器放置无关。

7. 打击中心偏离对吸收能力的影响

由于在生产过程或使用过程中的诸多因素, 如加工转配误差、摆锤配重、磨损和锈蚀等导致实际打击点与打击中心(理想打击点)的偏离。下面以常见的 JB-300B 型试验机为例讨论打击点偏离打击中心对能量吸收的影响。摆锤冲击试验机主要参数为:

仰角 $\alpha = 150^\circ$, 初始势能 $K_p = 150 \text{ J}$, 摆锤力矩 $M = 80.3848 \text{ N} \cdot \text{m}$, 设试样中心至摆轴轴线的距离 $L = 750 \text{ mm}$, 选用 28.8 J 规格的标准冲击试样进行分析。

设试样打击点距离转轴距离 $L = 750 \text{ mm}$ 不变, 仅讨论打击中心距离转轴距离 L_1 不同的情况。由于摆锤力矩 $M = 80.3848 \text{ N} \cdot \text{m}$ 为定值, 即 mgL_c 为定值。取 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, 得

$$mL_c = 8.2025 \text{ kg} \cdot \text{m},$$

由式(6)得, 当 $L_1 = L = 750 \text{ mm}$ 理想情况时的转动惯量为 $J = 6.1519 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 设无摩擦等一切能量损失, 由式(2)得

$$\omega_0 = 6.9832 \text{ rad/s} \quad (13)$$

将摆锤扬举 150° 随后冲击 28.8 J 规格的标准冲击试样后剩余能量为 121.2 J。由式(2)得冲断试样后, 摆锤在竖直位置的角速度为

$$\omega_1 = 6.2771 \text{ rad/s} \quad (14)$$

将式(13)、(14)、 $J = 6.1519 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 和 $mL_c = 8.2025 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 带入式(4)得

$$S = 5.7918 \text{ kg} \cdot \text{m/s} \quad (15)$$

将 $E = 121.2 \text{ J}$, 和 $mL_c = 8.2025 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 带入式(1), 可得冲断试样后摆锤的升角

$$B = 120.514^\circ \quad (16)$$

这里可以假设无论试样冲击点与打击中心偏离与否, 将相同规格的标准试样冲断的碰撞冲量变化较小, 可忽略不计, 即认为 $S = 5.7918 \text{ kg} \cdot \text{m/s}$ 为定值。

JJG145 规程在技术指标上将打击中心至摆锤转轴距离 L_1 与试样中心(打击点)至摆锤转轴距离 L 的允差 ΔL ($\Delta L = L - L_1$), 由原来的 $\Delta L = \pm(3 \sim 5) \text{ mm}$ 改变至 $L_1 = 0.995L \pm 0.005L$ 。以 JB-300B 型冲击试验机为例, 其中 $L = 750 \text{ mm}$, 则 L_1 的要求由原来(745~755) mm 变为(742.5~750) mm。下面对制造好的摆锤冲击试验机(若 $L_1 = 747.5 \text{ mm}$)为例进行分析。

由式(6)知, 当打击中心距离转轴距离为 742.5 mm 时, 此摆锤冲击试验机加工后实际转动惯量

$$J = 6.1314 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (17)$$

将式(17)、(13)、(15)和 $L = 750 \text{ mm}$ 带入式(5)得

$$\omega_1 = 6.2747 \text{ rad/s} \quad (18)$$

将式(18)、(13)和 $mL_c = 8.2025 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 带入式(4)得

$$S_{0x} = 0.0197 \text{ kg} \cdot \text{m/s} \quad (19)$$

将式(18)和(17)带入式(2)得冲断试样后剩余能量为 120.702 J, 则实际吸收能 K_v 为

$$K_v = (150 - 120.702) \text{ J} = 29.298 \text{ J} \quad (20)$$

将剩余能量 120.702 J 和 $mL_c = 8.2025 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 带入式(1)可得冲断试样后摆锤的升角

$$B = 120.103^{\circ}$$

(21)

其他 L_1 情况，参数计算方法如上。现汇总列表 2 如

Table 2. Summary of parameter calculations at different strike center distances
表 2. 不同打击中心距情况下参数计算汇总表

打击点距离 L (mm)	750					
打击中心距离 L_1 (mm)	742.5	745.0	747.5	750.0	752.5	755.0
摆锤转动惯量 J (kg·m ²)	6.0904	6.1109	6.1314	6.1519	6.1724	6.1929
仰角 α (°)	150	150	150	150	150	150
升角 B (°)	119.293	119.696	120.103	120.514	120.922	121.335
试样碰撞冲量 S (kg·m/s)	5.7918	5.7918	5.7918	5.7918	5.7918	5.7918
轴承碰撞冲量 S_{0x} (kg·m/s)	0.0582	0.0386	0.0197	0.0000	-0.0192	-0.0383
标准吸收能 K_R (J)	28.8	28.8	28.8	28.8	28.8	28.8
实际吸收能 K_V (J)	30.285	29.789	29.298	28.800	28.307	27.811
吸收能示值误差(J)	1.485	0.989	0.498	0.000	-0.493	-0.989

通过上述表 2 分析可得：

(1) 对于实际加工好的摆锤冲击试验机，其转动惯量与摆锤质量分布有关，并不是严格等于 $J = 6.1519 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 或比大或比其小。因而在摆锤力矩 $M = mgL_c$ 为定值的情况下，由式(6)可知打击中心距离摆锤转轴距离或比 750 mm 大或小。综合参考 ISO13802-2015、ASTM E23-2018 和 JJG608-2014 等标准都是要求 $L_1 = \pm 1\%L$ ，然而只有 JJG145-2007 规程和其引用标准 ISO148-2-2016 要求 $L_1 = 0.995L \pm 0.005L$ ，结合实际考虑其 $L_1 = 0.995L \pm 0.005L$ 要求并不符合实际。

(2) 下面分析比较 JJG145-2007 中的直接检定方法和间接检定方法对检定冲击试验机合格与否的合理性。以 JB-300B 型冲击试验机为例，若考虑摆锤冲击试验机关于空气和轴承摩擦和指针摩擦能量损失，则能量损失最大不能超过 $0.5\% \times 150 \text{ J} = 0.75 \text{ J}$ ，另外 JJG145-2007 规定冲击试样允许的标准偏差为 2.0 J，由表 2 知当打击中心偏离打击点为 7.5 mm 时，则由于打击中心和打击点偏离引起的吸收能量误差为 1.485 J，则能量误差最大可达到 $0.75 + 2.0 + 1.485 = 4.235 \text{ J}$ 远远大于 JJG145-2007 间接检定方法要求的允差 4 J 的要求。可见当用直接方法检定摆锤冲击试验机是合格的，但用间接标准冲击试样法反而检出来不合格，进而解释了 JJG145-2007 中注释 2：“当间接检定的结果不能令人满意时，则应按首次检定进行直接检定”。

打击中心和打击点偏离引入的能量损失最大占到允差的 37.12%。因此用间接法检定设备时，必须考虑偏离对能量损失的影响，对其进行修正或放宽间接法最大允差要求，这样两种方法才等效。

8. 结论

通过以上论述，建立了冲击速度、摆轴轴线至打击中心距离等计算公式，在此基础上分析了打击中心偏离打击点对能量吸收的影响，总结出用间接法检定设备时，必须考虑偏离对能量损失的影响。后期的研究方向将是对不同能量值的摆锤其修正值为多少进行研究。

参考文献

[1] 王旭, 李天匀, 郑相周, 等. 中量级强冲击试验机摆锤的优化设计[J]. 中国造船, 2013, 54(3): 29-35.

-
- [2] 韩志凌, 王丽华, 王新华, 等. 塑料冲击试验机整体式摆锤的研制[J]. 工程塑料应用, 2013, 41(9): 78-82.
 - [3] 孙占刚, 刘慕双, 张澎湃, 等. 冲击试验机摆锤的设计与检验[J]. 机械设计与制造, 2006(12): 117-119.
 - [4] 田峰. 摆锤式冲击试验机能量损失检测方法的比较与分析[J], 计测技术, 2012, 32(2): 36-39.
 - [5] 田峰, 秦海峰, 王磊, 等. 金属材料摆锤式冲击试验机计量常用标准比较与分析[C]//2009 年国防系统测力、硬度计量测试技术交流会. 桂林: 国防科技工业第一计量测试研究中心, 2009: 27-38.
<https://d.wanfangdata.com.cn/conference/ChtDb25mZXJlbmNITmV3UzIwMjU4MjAxMDQxNTUSBzcyOTc1OD-MaCHVlazFnd3Fm>
 - [6] 谭斌. JJG145-2007《摆锤式冲击试验机》检定规程的主要变化[J]. 计量与测试技术, 2009, 36(5): 12-13.
 - [7] 张崇武, 赵俊伟, 宏岩. 摆锤式冲击试验机打击中心距自动检测探讨[J]. 中国计量, 2011(6): 106-107.
 - [8] 陈龙, 张宝珠, 韩超, 等. 金属夏比 V 型缺口标准试样的研制[J], 计量学报, 2013, 34(6): 541-544.
 - [9] 于秀娥, 代文科, 孙绍广, 等. 不同摆锤刀刃对管线钢夏比冲击试验的影响及分析[J], 中国测试, 2011, 37(6): 21-23.
 - [10] 杨晓雪. 大学物理上册[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2006.