

Discussion on the Problem of Breakable Nozzle of Integral Hot Runner

Huan Wang, Qian Zhang, Shaoji Zhong, Shijun Huang

College of Material and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou Guangdong
Email: 347510492@qq.com

Received: Dec. 6th, 2015; accepted: Dec. 27th, 2015; published: Dec. 31st, 2015

Copyright © 2015 by authors and Hans Publishers Inc.

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

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



Open Access

Abstract

Nozzle fracture of hot runner severely affects the overall service life of hot runner, restricting the promotion and application of hot runner technology in the mold. In this paper, we discussed the fracture problem in order to solve it. Taking into account the structure and use environment of the nozzle, four main factors of the fracture problem were summarized: threaded connection defect, temperature effect, needle valve shock, and injection pressure. And then each impact factor was calculated in detail. Aiming at the fracture, three improvement projects were also proposed. Fracture had been reduced significantly in the improved hot runner system, greatly enhancing the reliability and service life.

Keywords

Hot Runner, Fracture, Hot Nozzle, Needle Valve

整体式热流道热嘴易断裂问题探讨

王 焕, 张 茜, 钟少基, 黄诗君

广东工业大学材料与能源学院, 广东 广州
Email: 347510492@qq.com

收稿日期: 2015年12月6日; 录用日期: 2015年12月27日; 发布日期: 2015年12月31日

摘要

热流道中热嘴断裂严重影响了整体式热流道的使用寿命, 制约了热流道技术在模具中的推广和应用, 为了解决断裂问题, 本文就此展开讨论。结合热嘴自身结构和使用环境因素综合考虑, 归纳出四个主要因素: 螺纹连接的缺陷、温度的影响、针阀冲击、注射压力, 同时对每一种影响因数进行了详细的计算。针对断裂现象提出了三种改进方案。改进后的热流道系统断裂现象明显减少, 极大地提高了系统的可靠性和使用寿命。

关键词

热流道, 断裂, 热嘴, 针阀

1. 引言

热流道是热塑性注射模的重要技术, 已经应用了超过 30 年。目前, 国内外很多企业都在供应自己的热流道系统。热流道系统应用将会越发广泛。根据目前的热流道系统的应用数据可以估算, 在欧洲约有 40% 的注射模采用热流道技术, 而美国约 15% 到 20% 之间。预测表明, 应用热流道技术的比例将会稳定增长。热流道系统相对于传统流道的优势[1]主要包括: 第一, 无水口料, 不需要后加工, 使整个产品成型过程实现完全自动化, 大大地节约了时间, 工作效率得到提高; 第二, 注射压力损耗小。热流道温度与注塑机射嘴温度相差不大, 从而避免了塑料在流道内的表面冷凝现象, 注射压力损耗小; 第三, 在热流道型腔内其成型温度和注射压力都较均匀, 塑件成型应力小, 使用较小的注射压力和较短的时间内, 就能注塑出比传统的注塑系统更优良的产品; 第四, 对于透明件、薄件、大型塑件或高要求塑件更能显示其优势, 而且能用较小机型生产出较大产品。另外热流道自身的结构和设计也有很大的优点, 热喷嘴采用标准化、系列化设计, 配有各种可供选择和互换的喷嘴头。独特设计加工的电加热装置, 可使得整个系统加热温度均匀, 使用寿命长。热流道系统配备热流道板、温控器等, 设计精巧, 种类多样, 方便快捷, 质量值得信赖。

随着热流道在模具中的广泛应用, 热流道在使用过程中所暴露出来的问题也日益增多。不管是分体式热流道还是整体式热流道系统都会存在问题, 尤其是整体式热流道系统热嘴螺纹连接部分容易断裂现象。会导致在注射过程中漏胶, 严重影响了热流道的使用寿命, 降低生产效率。本文主要就整体式热嘴螺纹连接部分容易开裂的问题展开探讨。

2. 断裂原因归纳

热嘴本体和浇口司的连接在实际生产中会有很多因素会对其螺纹连接部分产生影响, 根据热嘴自身结构和热嘴使用环境归纳综合来看, 主要有以下几点。

2.1. 普通螺纹连接的缺陷

浇口司和热嘴本体的连接是普通的螺纹连接, 普通的螺纹连接都会存在一个问题, 那就是各个螺牙间的受力和载荷不均, 这是普通螺纹连接不法克服的问题。

2.2. 温度对螺纹连接部分的影响

一般的热嘴工作温度大概都在 $200^{\circ}\text{C}\sim 400^{\circ}\text{C}$ (主要是依据所注塑材料的成型温度), 这样的话浇口司

在受热的情况下外径会扩大，而热嘴本体的内径在受热的情况下会变小，在这种情况下，螺纹连接部分的载荷会加大。

2.3. 阀针冲击的影响

根据热流道在模具中的工作原理，每次开模时热嘴都要锁死，在整个热流道中热嘴的锁死是靠阀针来实现的，在这种情况下阀针的连续冲击对热嘴本体的螺纹部分的影响是不容忽视的。

2.4. 注射压力的影响

在产品的注射过程中注射压力在一个注射周期内的压力不是恒定的，是有一个突变的过程，随着一个注射周期的结束压力值变为零，随着注射的不断进行，其压力值会出现周期的突变，对浇口司和热嘴本体的螺纹连接会产生周期的突变力。

3. 问题分析与计算

3.1. 普通螺纹连接的分析

热嘴本体和浇口司装配连接时，浇口司需要拧紧，在拧紧力矩作用下，螺栓除了受预紧力 F_0 的拉伸而产生拉伸应力外，还受螺纹摩擦力矩 T_1 的扭转而产生扭转切应力，使浇口司处于拉伸和扭转的复合应力状态下。因此，在计算承受预紧力的强度计算时，应综合考虑拉伸应力和扭转切应力的作用。

浇口司危险截面的拉伸应力为

$$\delta = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \quad (1)$$

浇口司危险截面的扭转切应力为

$$\tau = \frac{F_0 \tan(\Psi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16}d_1^2} = \frac{\tan \Psi + \tan \varphi_v}{1 - \tan \Psi \tan \varphi_v} \frac{2d_2}{d_1} \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \quad (2)$$

对于普通螺纹的钢制浇口司，取 $\tan \varphi_v \approx 0.17$ ， $\frac{d_2}{d_1} = 1.04 \sim 1.08$ ， $\tan \Psi \approx 0.5$ ，由此可得

$$\tau \approx 0.5\delta \quad (3)$$

由于浇口司的材料是塑性的，故可根据第四强度理论，求出浇口司预紧状态下的计算应力[2]为

$$\delta_{ca} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\delta^2 + 3(0.5\delta)^2} \approx 1.3\delta \quad (4)$$

浇口司危险截面的拉伸强度条件，其校核公式为

$$\delta = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\delta] \quad (5)$$

式中 F_0 ——浇口司承受的预紧力，N；

d_1 ——浇口司危险截面的直径 mm；

$[\delta]$ ——浇口司材料的许用拉应力 Mpa。

材料许用拉应力

$$[\delta] = \frac{\delta_s}{S_s} \quad (6)$$

式中： δ_s ——浇口司材料的屈服点，见表 1；

S_s ——安全系数，见表 2。

浇口司和热嘴本体都是通过螺杆和螺母的螺纹牙面相接触来传递力。由于浇口司和热嘴刚度及变形性质不同，即使制造和装配都很精确，各圈螺纹牙上的受力都是不相同的。如图 1 所示，螺纹螺距的变化差以旋合的圈处为最大。以后各圈递减。旋合螺纹间的载荷分布如图 2 所示。实验表明，约有三分之一的载荷集中于第一圈上，第八圈后的螺纹牙几乎不承受载荷。

Table 1. Division of material yield point gate

表 1. 浇口司材料的屈服点

钢号	抗拉强度(δ_b)	屈服点(δ_s)	疲劳极限	
			拉压(δ_{-1})	弯曲(δ_{-1})
10	340~420	210	120~150	160~220
Q235-A	340~420	220		
Q235-A	410~470	240	120~160	170~220
35	540	320	170~220	220~300
45	610	360	190~250	250~340

Table 2. Bolt preload connected safety factor

表 2. 预紧连接的螺栓安全系数

材料种类	静载荷 - 变载荷		
	M6~M16	M16~M30	M30~M60
碳钢	4~3 (静)	3~2 (静)	2~1.3 (静)
	10~6.5 (变)	6.5 (变)	10~6.5 (变)
合金钢	5~4 (静)	4~2.5 (静)	2.5 (静)
	7.5~5 (变)	5 (变)	7.5~6 (变)

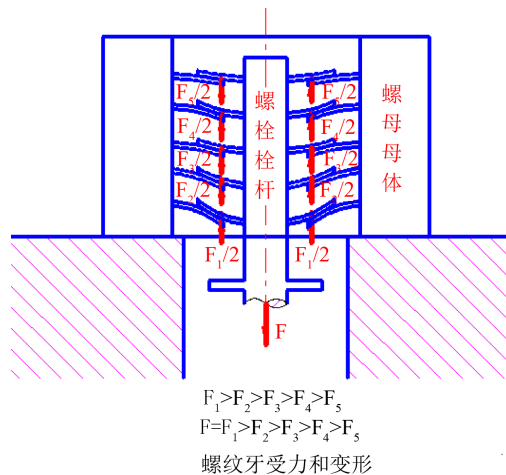


Figure 1. The thread force deformation maps

图 1. 螺纹牙受力变形图

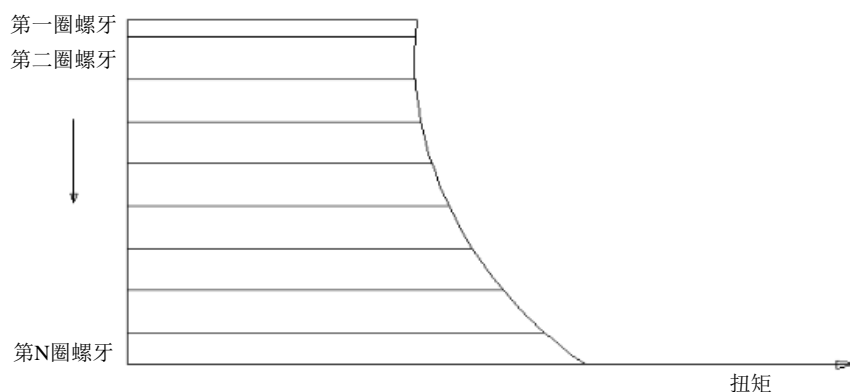


Figure 2. Screwed load distribution between the threads

图 2. 旋合螺纹间的载荷分布图

3.2. 高温下螺纹的连接强度的分析

热流道系统作为注塑模具的一个部分,相当于注塑机射嘴的延伸部分,是在一个长期加热 $200^{\circ}\text{C}\sim 400^{\circ}\text{C}$ 高温的、密封的状态下使用的(加热温度是由塑胶原料的成型温度决定的)。基于热流道的使用环境,我们要考虑如下问题:温差载荷,热嘴本体和浇口司性能的变化,应力松弛。当热嘴本体和浇口司的线膨胀系数不同时,或工作温度不同,或两者都不同时,由于热变形不一致而使热嘴本体受到的温差载荷[3]为

$$F_t = \frac{C_F C_L}{C_F + C_L} (\alpha_F \Delta t_F l_F - \alpha_L \Delta t_L l_L) \quad (7)$$

式中: C_L ——连接件刚度,

$$\frac{1}{C_L} = \frac{1}{E_L} \left(\frac{L_1}{A} + \frac{L_2 + L_3}{A_S} \right); \quad (8)$$

C_F ——被连接件刚度;

α ——材料的线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

Δt ——温升, $^{\circ}\text{C}$;

L ——常温时的装配长度, mm。

下脚标 F 代表热嘴本体, L 代表浇口司。

考虑温差载荷后,热嘴的总拉力载荷为

$$F_0 = F + \frac{C_L}{C_L + C_F} F + F_t \quad (9)$$

计算浇口司的刚度:

$$\frac{1}{C_L} = \frac{1}{E_L} \left(\frac{L_1}{A} + \frac{L_2 + L_3}{A_S} \right)$$

式中: E_L ——浇口司的弹性模量, MPa;

A ——浇口司光杆部分的截面积, mm^2 ;

A_S ——浇口司公称应力截面积, mm^2 ;

L_1, L_2, L_3 从实际测量中得到数据。

于是浇口司的刚度

$$C_L = \frac{E_L}{\left(\frac{L_1}{A} + \frac{L_2 + L_3}{A_S}\right)} = \frac{210000}{\left(\frac{2}{\pi \times 15^2/4} + \frac{2+5}{\pi \times 12^2/4}\right)} = 2866972 \quad (10)$$

热嘴本体的刚度

$$C_F = \frac{E_F}{L} \times \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) = \frac{180000}{9} \times \frac{\pi}{4} (17^2 - 13^2) = 1884000 \quad (11)$$

查询得到 $\alpha_F = 12.2 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $\alpha_L = 10.6 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。测量得到 $l_F = 29 \text{ mm}$, $l_L = 10 \text{ mm}$ 。于是温差载荷为:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{C_F C_L}{C_F + C_L} (\alpha_F \Delta t_F l_F - \alpha_L \Delta t_L l_L) \\ &= \frac{2866972 \times 1884000}{2866972 + 1884000} (12.2 \times 10^{-6} \times 300 \times 0.029 - 10.6 \times 10^{-6} \times 300 \times 0.01) \\ &= 1.136 \times 10^6 \times 74.34 \times 10^6 = 84.5 \text{ N} \end{aligned} \quad (12)$$

3.3. 冲击载荷对螺纹连接的分析

阀针顶部是安装在气缸中, 气缸一般要求客户接的气压为 0.7~1 MPa, 气缸的直径为 37.3~65.2 mm, 于是我们可以大致计算出作用于阀针上的力, 根据公式

$$P = \frac{F}{S} \quad (13)$$

$$\text{所以 } F = PS = 1 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times (0.0652)^2 = 3337 \text{ N}。$$

基于连续冲击载荷对螺纹的影响, 对螺纹载荷和应力的分布情况, 连续的载荷和应力变换会导致疲劳载荷, 所以在上面的几圈螺纹会很容易断裂。

3.4. 注射压力突变的分析

在对产品进行 Moldflow 分析时, 我们可以从中得到注塑机的压力突变图, 在产品的注塑过程中, 注射压力的冲击对浇口司的影响也不小, 这个压力是根据产品的大小、厚度、以及是否添加玻璃纤维等因素决定。

$$\text{浇口司在流道中裸露的面积 } S = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (0.01^2 - 0.007^2) = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2。$$

$$\text{浇口司所受冲击力 } F = PS = 30 \times 10^6 \times 4 \times 10^{-5} = 1200 \text{ N}。$$

综上所述, 所有的单个因素都不能导致螺纹的直接破坏, 于是我们可以计算热嘴本体截面积最小部分(截面图如图 3)的受力。

$$\text{最小截面积 } S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \text{ 实际测得 } D = 16 \text{ mm}, d = 13 \text{ mm}, \text{ 于是}$$

$$S = \frac{\pi}{4} (16^2 \times 10^{-6} - 13^2 \times 10^{-6}) = 68.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2。$$

由前面的计算可知热嘴本体的许用拉应力 $[\delta] = 172.22 \text{ MPa}$ 。

可得热嘴本体危险截面的最大受力为:

$$F = \frac{\pi}{4 \times 1.3} (D^2 - d^2) \times [\delta] = 52.5 \times 172.22 = 9036 \text{ N} \quad (14)$$

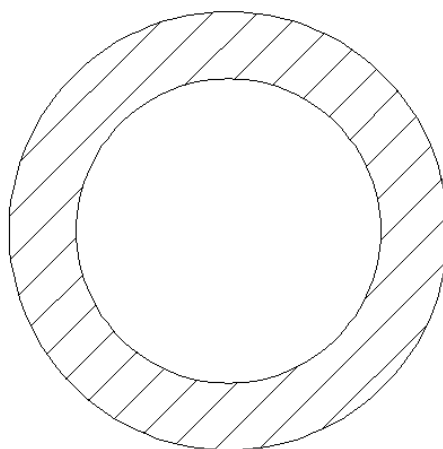


Figure 3. A sectional view of the risk of hot mouth
图 3. 热嘴危险截面图

由于所有的外力都小于热嘴本体危险截面的力，由此可以判断热嘴螺纹部分的折断不是受力直接折断，而是由于在正常工况下承受冲击载荷，因为在螺纹受冲击力时，螺纹根部产生的弯曲应力最大，再加上螺纹过渡部分的截面突变以及加工刀痕引起的应力集中作用，当螺纹部分重复受到冲击力后，螺纹根部就会产生疲劳裂纹，并逐步扩展，致使螺纹疲劳折断，此外还由于热嘴本体的使用环境，是在一个长期加热 200℃~400℃ 高温的、密封的状态下使用，停机或者维修时就相当于反复的退火[4]，反复的退火导致热嘴本体的受力性能下降，从而加速了自身的疲劳断裂扩展速度，最终导致断裂。

4. 改进措施

实际生产中提高机械零件疲劳强度主要采取以下措施：

- 1) 尽可能降低零件上的应力集中的影响，是提高零件疲劳强度的首要措施；
- 2) 选用疲劳强度高的材料和规定能够提高材料疲劳强度的热处理方法及强化工艺；
- 3) 提高零件的表面质量；

4) 尽可能地减小或者消除零件表面可能发生的初始裂纹尺寸，对于延长零件的疲劳寿命有着比提高材料性能更为显著的作用。

基于以上的解决方案，我们主要从以下几个方面来考虑问题。

4.1. 减少应力集中和平均载荷

施必牢防松螺母承载侧螺纹大径处的牙侧角为 60°，其余部分的牙侧角与普通螺纹相同，均为 30°。

图 4 为普通标准螺母和施必牢防松螺母与普通标准螺栓拧紧后的受力图。图 5 为两种螺纹连接牙间载荷分布百分比。图 6 为横向负载振动试验时三种螺纹连接预紧力的变化情况。

综合以上的图表可以知：在相同预紧力的 F_0 的情况下，施必牢防松螺母承载侧牙上的法向力 $F_n = F_0 / \cos 60^\circ = 2F_0$ ，大于普通螺母的法向力 $F_n = F_0 / \cos 30^\circ = 1.154F_0$ ，因而摩擦矩巨大；施必牢螺母的径向载荷 F_r 大于轴向载荷 F_a 且对称分布，使螺母与螺栓间不易松动，可有效抗击横向振动，因而防松能力大为提高。施必牢防松螺母的法向力 F_n 作用在螺栓牙的顶部，此处螺纹牙柔度大，容易变形，从而使各扣螺纹牙间能够比较均匀地受力，承载牙数大于普通螺母，提高了承载能力和寿命，同时，施必牢螺母与螺栓沿螺纹呈线接触，消除了当受到横向载荷作用时引起内、外螺纹间产生相对运动的径向间隙，从而阻止螺母自动松脱。能使用温差很大的环境，是热嘴和浇口司解决的最佳方案。

4.2. 采用合理的制造加工工艺

采用冷镦热嘴本体和滚压螺纹的工艺方法，可以显著提高热嘴本体的疲劳强度。冷镦和滚压等加工工艺使得金属流线的走向合理同时又不会切断材料纤维，而且有较好的冷作硬化的效果。此外在工艺上采用氮化、氰化等处理，都是提高螺纹连接件疲劳强度的有效方法。

4.3. 改变热嘴本体螺纹连接部分的形状

热嘴本体和浇口司的连接都是普通的螺纹连接，这样热嘴本的危险截面面积较小，所能承受的力相对较小，在不能减少总的受力的情况下，现在改变热嘴本体的连接形状，改成锥形的螺纹连接，这样受力面积变大，所能承受的力相应增大，如图 7 所示。

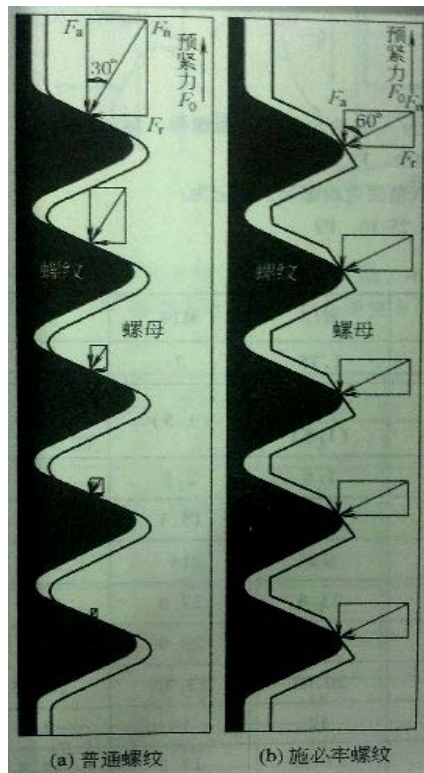


Figure 4. Force diagrams

图 4. 受力图

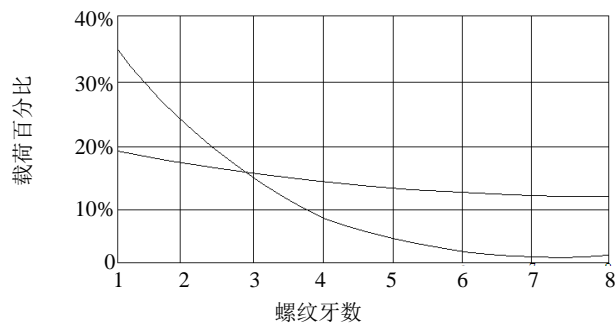


Figure 5. The load distribution between the teeth

图 5. 牙间载荷分布

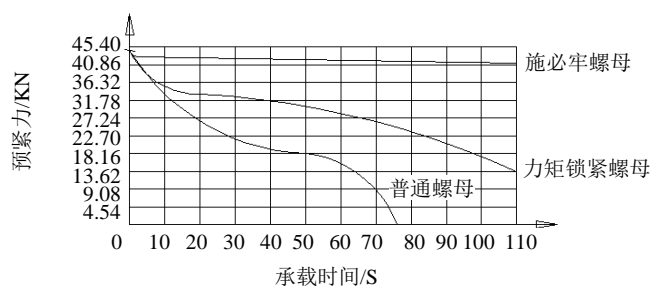


Figure 6. The lateral load bearing vibration test

图 6. 横向载荷振动试验

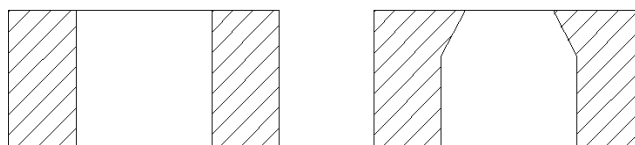


Figure 7. The heat nozzle body threaded portion change contrast

图 7. 热嘴本体螺纹连接部分改变对比

5. 结论

- 1) 对热流道中热嘴本体螺纹连接部分容易断裂的原因分别进行了详细的分析和具体数值的计算。
- 2) 努力降低螺纹连接部分的应力集中和提高该部分的抗疲劳能力是解决易断裂问题的关键。
- 3) 采用施必牢螺纹能显著地提高断裂的时间，节约生产成本，提高系统的可靠性。

参考文献 (References)

- [1] 潘建新, 王爱民, 何文学. 手机面壳注射模设计[J]. 模具制造, 2006(5): 33-35.
- [2] 吴国强, 何长华, 耿景都, 沈鸿冰, 侯向敏. 钢管塔锻造法兰连接螺栓的受力计算[J]. 电力建设, 2009, 30(10): 1-5.
- [3] 朱重庆, 张先鸣. 高强度螺栓在输电铁塔上的应用及发展[C]//中国金属学会. 全国金属制品信息网第 23 届年会暨 2013 金属制品行业技术信息交流会论文集, 2013.
- [4] 姜明亮. 液压注塑机加热系统的分析与改进[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2008.