

中国第一重型机械总公司

# 锅炉压力容器的 蠕变设计译文集

中国第一重型机械总公司

# 锅炉压力容器的蠕变设计

## 译文集

上海发电设备成套设计研究所译校

劳动人事出版社

## 内 容 简 介

本书是从1980年9月在英国召开的国际工程蠕变会议论文集中选择的有关锅炉和压力容器蠕变设计论文共18篇。这些论文反映了70年代后期国外在锅炉和压力容器金属材料高温强度试验研究及其应用所取得的重要成果。特别注意了将理论研究应用于产品设计和高温受力部件的寿命估算,并提出了一些新的见解。这些对我国研究蠕变条件下金属材料的变形和断裂以及高温机械零部件设计有一定参考价值。可供本领域从事理论研究和设计、运行、试验的有关人员阅读。

### 锅炉压力容器的蠕变设计

#### 译 文 集

上海发电设备成套设计研究所译校

劳动人事出版社出版

(北京市和平里中街12号)

新华书店北京发行所发行

石家庄市西焦印刷厂印刷

787×1092 16开本 11.25印张 288千字

1986年12月北京第1版 1986年12月石家庄第1次印刷

印数: 1—3,400册

书号: 15238·0165

定价: 2.75元

## 目 录

|                                                               |         |
|---------------------------------------------------------------|---------|
| 锅炉部件的蠕变寿命估算.....                                              | ( 1 )   |
| 电站锅炉管剩余寿命的估算.....                                             | ( 12 )  |
| 应用外推技术估计 $2\frac{1}{4}\text{Cr}1\text{Mo}$ 过热器寿命.....         | ( 23 )  |
| 在蠕变条件下工作的锅炉构件剩余寿命的测定.....                                     | ( 29 )  |
| 先期蠕变对电站用钢持久性能的影响及应用这种性能确定剩余蠕变寿命.....                          | ( 38 )  |
| 管道部件蠕变分析的某些问题.....                                            | ( 51 )  |
| 在蠕变范围内工作的压力容器用铁素体钢的设计数据.....                                  | ( 62 )  |
| 蠕变损伤构件的裂缝扩展.....                                              | ( 72 )  |
| 多向应力断裂判据在判断蠕变条件下运行的带缺陷构件损伤中的作用.....                           | ( 80 )  |
| 应力状态对控制 $2\frac{1}{4}\%\text{Cr}1\%\text{Mo}$ 钢蠕变断裂过程的影响..... | ( 90 )  |
| 蠕变——疲劳交互作用下裂纹扩展.....                                          | ( 98 )  |
| 高温条件下有关蠕变和疲劳裂纹扩展的断裂力学及断裂金相.....                               | ( 106 ) |
| 在应力松弛状态下 $\text{CrMoV}$ 钢焊接热影响区组织中蠕变裂缝的扩展.....                | ( 118 ) |
| 残余应力对 316 型不锈钢焊缝金属蠕变裂纹扩展的影响.....                              | ( 126 ) |
| AISI316 钢焊接接头的蠕变.....                                         | ( 138 ) |
| 低合金铁素体钢蠕变的显微组织形态.....                                         | ( 152 ) |
| 高钒低合金钢显微组织对蠕变强度的影响.....                                       | ( 162 ) |
| 用电容应变计监测高温蒸汽管道.....                                           | ( 168 ) |

# 锅炉部件的蠕变寿命估算

K.R.Williams, B.Plastow

## 摘 要

本文论述了高温部件设计中的一些不足之处,其中重要的是有关剩余蠕变寿命的概念,这一点对于运行超过其设计寿命的部件尤为重要。

### 引 言

1. 本文以连续运行的适应性观点论述了延长部件运行寿命的可能性。另外,特别重要之处在于需要估算运行超过设计寿命部件的蠕变寿命利用率。

2. 用持久强度值决定设计许用应力仅仅是从1958年才开始的,尽管在这之前,许多锅炉的设计和制造已使用持久强度数据。1958年规程的一个缺点是既没有包括新近一些耐热钢的设计应力值,也没有包括最新锅炉设计上的温度和压力范围。1969年出版的BS 113最新版本已经克服了这些缺点,并包括了对接管和管座的设计要求。

3. 从那以后,由于研究工作不断深入,使包括起停到极限分析概念的设计方法得以发展。而极限分析概念是以全尺寸部件的广泛研究和试验为依据的。因此在高温条件下电厂受压部件的尺寸的设计应力显然是取决于材料的高温性能,特别是持久强度值。对碳钢,当温度低于700 K (427 °C) 时,可使用屈服强度或强度极限,同样对1 CrMo钢,使用持久强度极限的起始温度约为770 K (497 °C); 对2 ¼ CrMo钢为790 K (517 °C); 对奥氏体钢为880 K (607 °C)。

4. 对于一些自1958年以来已用持久强度极限来设计的受压部件,其原则是用设计温度下外推10万小时的ISO (国际标准化组织) 持久强度极限平均值的60%作为许用应力。只要不超过设计温度,而且设计应力也是精确计算的,这就意味着是一项非常安全的设计。采用外推10万小时持久强度极限60%的数值是为了补偿材料的性能分散以及应力分析不精确造成的误差。虽然如此,假如要求受压部件超过10万小时运行,那就必须在该部件更换之前重新研究其安全运行寿命。同样的道理,当存在一个估算剩余寿命的可靠方法时,我们就可能会接受部件超过设计温度运行的情况。因此,本文的目的在于评价迄今有效的估算剩余蠕变寿命的方法,并且提出一些更为确切的寿命估算方法。

### 有效的寿命估算方法

5. 基本上有四种不同的估算剩余寿命的方法。它们是: (1) 以高温运行的历史折算为蠕变寿命的损耗,这即是通常称为寿命损耗分数的估算方法。(2) 研究金相组织来评价金属的老化程度并从而估算其已消耗的蠕变寿命。(3) 物理检验的方法,其中包括无损检验及尺寸检验以测定其蠕变变形率。(4) 取样进行力学试验。

6. 另外, 可从参考以前的运行历史, 由上述一个或多个数据作出估算结论。这些方法简述如下。

### 寿命损耗分数估算方法

7. 最近十年中, 使用了一种格外完善的设备, 它可将运行的压力容器的温度数据经过处理而变为蠕变寿命利用率。

8. 许多监督过程表明, 大多数高温高压容器都是在温度和压力变化的工况下运行的, 其中特别是温度变化。当进行非稳定温度工况影响的定量计算时, 由于温度和应力对于寿命不是线性关系, 因而不能使用算术平均值的方法。一个简单的近似方法是罗宾孙(Robin Son)寿命损耗分数准则。在这一方法中, 假定一种材料承受的应力为 $\sigma$ , 蠕变范围内的温度为 $T$ , 运行的时间为 $t$ , 这样, 在这一时间间隔内其寿命损耗分数是 $t/tr$ , 式中的 $tr$ 是该材料在应力 $\sigma$ 和温度 $T$ 时的断裂时间, 假如在运行中温度和(或)应力是变化的, 那么部件将在其寿命损耗分数的总和为1时发生损坏。即:

$$\int_0^t \frac{dt}{tr(\sigma, T)} = 1.0 \quad (1)$$

这一概念本身很容易用于计算机。

9. 在给定的时间间隔内寿命损耗因子可以根据运行的应力和温度及给定材料的持久强度曲线计算出来。

10. 运行应力( $\sigma$ )可由平均直径公式计算

$$\sigma = \frac{(P + \Delta P) D_m}{2t} = (P + \Delta P) K \quad (2)$$

式中  $P$ ——测得的压力(如过热器出口处压力)。

$\Delta P$ ——假定的计算点与测量点之间的压降。

$K$ ——所研究的管子、管道或联箱的尺寸常数。

11. 持久强度曲线可近似地由一应力多项式表示, 即

$$P(\sigma) = A + B \log \sigma + C \log^2 \sigma + D \log^3 \sigma + E \log^4 \sigma \quad (3a)$$

式中  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$ 和 $E$ 均为常数。

可由各个持久强度曲线构成一条总曲线, 这些持久强度曲线有如下的形式:

$$P(\sigma) = \frac{\log t - \log t_a}{(T - T_A) q} \quad (3b)$$

式中的 $\log t_a$ ,  $T_A$ 和 $q$ 对于每一材料都是常数,  $t$ 是时间,  $T$ 是温度。利用这些方程式(3a, 3b)就可以计算出所观测到的工况下的断裂小时数( $t_r$ )。而在运行工况( $\sigma$ ,  $T$ )下的实际运行时间与该工况下计算出来的断裂时间之比就是寿命损耗分数。在 $\sigma$ 和 $T$ 变化的工况下, 寿命损耗分数可按式(1)所示求其和。

12. 为了应用寿命损耗分数进行分析, 必须对部件进行详细的温度和时间的监测。图 1 a 和图 1 b 是一个目前广泛使用的  $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mn}\frac{1}{4}\text{V}$  钢的 CEGB (英国中央发电管理局) 联箱运行过程中的典型的时间/温度/部位曲线图。应用上述寿命损耗分数的分析方法, 所得该部件目前的蠕变寿命损耗分数值示于表 1。这些寿命损耗分数是由持久强度性能的最低值得出的。如使用持久强度性能的平均值, 则这些数值将减少约 1.5。表 1 中有几个寿命损耗分数值大于 1.0, 这意味着在蠕变寿命估算方法中存在有实质性的误差。下一部分将讨论这些误差。

表 1 用 2.1 所述的方法按图 1 所示数据的最低值计算出的寿命损耗分数

再热蒸汽压力 600 磅/英寸<sup>2</sup>

| 参考位置即<br>元 件 号 | 寿 命 损 耗 分 数 |       |        |
|----------------|-------------|-------|--------|
|                | 管接头 1       | 管接头 6 | 管接头 13 |
| 9              | 1.7         | 1.1   | 0.8    |
| 17             | 5.9         | 3.3   | 2.6    |
| 25             | 1.3         | 0.1   | 0.2    |
| 33             | 1.9         | 1.0   | 0.5    |
| 41             | 1.4         | 0.4   | 0.1    |
| 49             | 2.3         | 0.9   | 0.4    |
| 57             | 5.6         | 4.1   | 1.7    |
| 65             | 1.5         | 0.4   | 0.2    |

注意 (1) 运行的再热蒸汽压力可能接近于 540 磅/英寸<sup>2</sup>。这一压力值与持久强度性能的平均值要求将表中的寿命损耗分数的数值大致除以 2。

(2) 进一步的误差是由于管接头处的温度监测所引起的, 它造成联箱体上的温度偏差约 12° (在大约 600°C 时)。考虑这一误差的存在, 人们将使寿命损耗分数值再减去约 0.7。

### 组织检验

13. CEGB 的一些近期研究已经发现了上述方法中的一些缺点 (见讨论)。因此, 正在考虑选用细致的组织检验方法。例如: 我们已知低合金钢的蠕变强度与其细小且稳定质点的弥散度有关, (参考文献 1)。但是, 遗憾的是, 铁素体钢不稳定, 并且其初始的弥散碳化物会随着高温下保持时间的增加而长大 (参考文献 1、2)。当质点间距增大时, 钢的蠕变强度降低, 断裂寿命减小。关于确定钢的蠕变强度随时间变化的方法在过去就有一些论述 (参考文献 2、3) 但这些方法需取样破坏部件因而均不适用于诸如联箱、导汽管、汽室等部件。然而, 已表明 (参考文献 4) 可用显微组织来确定目前的蠕变寿命, 如图 2 所示, 因为图上每一条等应变线的显微组织都是相似的。当部件的运行时间或温度为已知时, 通过显微组织检验可确定该材料位于那一条等应变线上, 由此可直接得出其剩余寿命。

14. 现在使用一种微取样技术, 它可能从运行过的联箱上无损地取出一些材料的小样柱。当收集了一系列的显微组织/时间/温度/应力的数据后, 就可能对所有运行中的商业钢号建立图 2 所示的那种改进的 Manson-Harferd 曲线。

## 物理检验

15. 在寿命损耗分数分析中谈到的蠕变寿命估算方法的目的是保证联箱可至少安全运行2年。这与要求得到总的安全剩余寿命是不同的。通常认为由于延长高温运行时间而在联箱和接管座之间的焊缝上产生了裂纹破坏。然而接管座焊缝裂纹也可以由其它原因引起,特别是焊缝截面成形差,疲劳负荷的作用,不恰当的焊后热处理以及热应力等。因此对每一种情况都必须按其本身的事实来检验并可以根据取样和现场测量来确定开裂的原因。假如发现蠕变是开裂的主要因素,那么在接管座周围的应力增大将作为更换联箱的早期报警的依据。对联箱尺寸的检验通常是在运行寿命超过10万小时后进行。在某些个别情况下,如果我们已知运行超过设计温度,那么检验工作可以在较早时期就开始,并在每次大修中作为例行工作进行。另外应该检查接管的插入直径,因为在一些高应力区域,其椭圆度会由于局部蠕变变形而变化。因此我们提出,假如联箱体的物理尺寸是令人满意的(譬如变形未超过1%)并且接管座处没有蠕变变形开裂的迹象,那么可以认为在相同参数下该联箱至少安全运行2年,有效期即15000小时,当然,假定其它所有无损探伤也未发现任何异常。

## 力学试验

16. 假如可以进行宏观取样,那么运行后的持久强度试验将是一个预测剩余蠕变寿命的决定性方法(参考文献5、6),然而,试验室的持久强度试验条件对于大多数低合金钢来说是严格的,其中包括:

- (a) 试验持续时间至少为10000小时。
- (b) 允许适当提高试验温度。
- (c) 不允许用提高试验应力的加速试验方法。
- (d) 需要完善的档案材料。

17. 新近的一个包括运行10万小时的 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢蒸汽管道的剩余蠕变寿命分析试验表明(参考文献5),它至少还有10万小时的剩余寿命。这一研究工作对现行设计规则的正确性提出了严重的挑战,因为现行设计规则仅指明蒸汽管道的总寿命是13万小时。

## 以往的历史

18. 对于已安装的锅炉来说,所有被更换的集箱总数是很少的。这里已经考虑到需要有经常预先报警的资料,诸如一些管子损坏,高温、高减温器流速或接管焊缝开裂等历史情况。这种资料实在是很有用的,例如在较大的电厂从1970年开始就已由计算机贮存管子损坏的资料,而其它资料则可以从电站的检修记录中查到。

19. 应考虑到设计要求联箱出口的设计温度与供给它蒸汽的管子设计使用温度相一致,因为管子是热交换管,因而它们比联箱体更易个别超温,因此从实际角度出发,只有当过热器管运行超过设计条件或21年后才需要对联箱进行鉴定。

## 讨论

20. 应用寿命损耗分数准则估算高温联箱的寿命,现在有很多经验对于那些被理论的寿命利用率证明换下来是合理的碳钢和所有低合金耐热钢构件来说,其寿命利用率常常超过100%。随后的检验和(或)被替换容器的原型压力容器试验,在每一情况下都说明它们仍有相当可观的剩余蠕变寿命。我们已引用了一个过早更换部件的例子。还可以从其它一些电站所更换下来的低碳钢,  $1\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}$ 和 $2\frac{1}{4}\text{Cr}1\text{Mo}$ 钢的联箱中得出同样的经验。要理解导

致这种情况的一些原因并不难。(a)在进行寿命损耗分数估算时,需要用持久强度数据的最低值,但在实际上却取用持久强度的平均值并近似采用1.25的系数去计算应力。应当注意到(参考文献7)材料的老化会使原始组织和性能差别减小,从而使长期性能的分散带可能不会达到 $\pm 25\%$ , (b)设计采用的10万小时持久强度数据是由数学上的外推方式取得的,因而它有一定程度的不可靠性。

21. 同样,在寿命损耗分数估算中用来分析电厂数据的持久强度值是一个包括温度和应力的综合参数。从根本上来说,它们都是一些数学计算,几乎没有任何的冶金学内容。自从持久强度值成为寿命损耗率分数计算中的一个决定性的因子后,外推技术就经受了批判性的检验。现今更多的估算表明,由于大量的数据掩盖了各别炉号持久强度值的反常现象故在这批炉号范围内的外推结果常常给出悲观的寿命预测结果。通常,持久强度值在给定温度下表示成应力和时间的对数关系,因而曲线形状上较小的变化便会使断裂时间在接近10万小时时产生惊人的差别。假如现在我们相信综合参数(即方程式3a、3b)会给出悲观的寿命预测结果,那我们就不必惊讶为什么对换下来的部件做进一步的检验总表明它们不需要进行更换。

22. 由于这些原因,一些不定因素就会产生预测电厂部件蠕变寿命中所能体验到的问题。这些不定因素是:

(i) 材料性能的分散性。

(ii) 持久强度外推。

(iii) 寿命损耗率分数准则。

(iv) 工作蠕变应力。

#### 23. 材料性能的分散性

材料性能分散的问题已经有过论述(参考文献3)。基于CERL(中央电力研究所)的研究工作,可以看到每一个个别炉号的性能均在其分散带中。因而这一简单的判据意味着与其使用性能的最低值,不如应用该炉号持久强度实际的值。为了简便且积极地做到这一点,就有必要在基建时对所有的新材料取样试验。这样,由于材料性能分散的原因,而引起寿命损耗率分析中的误差能因此减少2倍。

#### 24. 持久强度值外推

可以列举出很多冶金学的证据来解释上述寿命损耗分数的偏差。可能最大误差之一是来自持久强度值的外推技术,持久强度值是根据ISO数据整理的,这些数据来自不同的炉号,国家和试验方法。对于 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢种,这些数据仅仅是在565℃以下,大约6万小时内才有效。

25. 假如我们取出1CrMoV钢于550℃和 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢于600℃的一些处于分散带底部的个别炉号的持久断裂试验点,我们就可得到如图3所示的 $\log\sigma$ 与 $\log t_r$ 关系的S形曲线。这种曲线形状对处于性能分散带底部且较高温度( $>550^\circ\text{C}$ )下的材料特别明显。S曲线的形状可能是所有弥散强化的铁素体钢的特征。但是,它们仅在特有的温度/应力范围内出现。在高温下,断裂时间都短,并且许多试验在向上拐的拐点(点B)范围内几乎没有试验点。在较低温度下,向上拐的拐点移向长时间区域,这里几乎没有任何数据是可用的。

26. 取1CrMoV钢的550℃和 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢的600℃的持久强度试验作为一个例子,如图3所示,向上拐的拐点通常并不出现。在大量炉号和已有的试验条件下,于是整个数

据群使 $\log \sigma$ 与 $\log t_r$ 的关系曲线成为一个斜度向下变化的斜线。因而,不论使用哪种有效的外推方法即迈森—哈菲尔德 (Manson—Harferd), ISO, 拉尔森—米列尔 (LarSon—Miller), 奥尔—索尔拜—唐恩 (Orf—Sherby—Dorn) 等, 外推时所得的性能平均值总是表现为一条向下变化的斜线, 如图3。

27. 然而, 如果我们检验一下个别炉号, 于是一些强度较低的炉号便会出现S形曲线(图3)。若外推这种个别炉号的数据, 其外推曲线便会呈现出图3所示的S形。因而, 与其说ISO的10万小时外推曲线是一条连续向下倾斜的曲线, 倒不如说真正的1CrMoV和 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢的持久强度曲线会出现拐点。这意味着实际的数据分析并外推至工作应力(约40 MPa), 不像ISO或其它外推技术预测的那样悲观。

28. 虽然我们详细地讨论了 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 钢, 但是其它的商业铁素体钢也会有同样的情况, 这一点已在9Cr1Mo钢中得到证明(参考文献8)。

### 29. 寿命损耗分数准则

在使用罗宾逊 (RobinSon) 准则 (方程1) 或者所谓时间损耗分数准则来预测联箱的最低寿命 (MHL) 时出现了更复杂的问题。已经证实这一准则在温度变化及应力变化很小时是令人满意的 (参考文献9)。然而如果我们检验一下合金钢在工作应力下的实际蠕变曲线, 就会发现它们都不按照典型的有一、二、三阶段的蠕变过程曲线, 而是简单地表现出一个早期的滞弹性蠕变过程而后长时间地引出第三阶段 (假拟第三阶段) (参考文献2)。这种蠕变速度的连续增加现象是由于显微组织的变化, 并不是由于典型的孔洞生核和长大所致。这些蠕变曲线形状可用改进的加拉夫罗 (Garafalo) 式来描述 (参考文献10、11)。

$$\text{即} \quad \epsilon_t = Z e^{p(t-t_0)} + C$$

式中  $\epsilon_t$  假拟第三阶段的应变

$Z, p$ ——常数

$t$ ——试验时间或运行时间

$t_0$ ——到第三阶段的时间 (在这个例子中约等于0)

$C$ ——滞弹性应变基数, 在工作应力下其数值很小而且是常数。

30. 图4为几个材料的 $P$ 与 $(t-t_0)$ 的关系曲线。在整个试验时间范围内 $P \times (t-t_0)$ 值是一个常数。因为 $Z$ 和 $C$ 在工作应力范围内和工作温度下都是常数 (参考文献10), 所以其断裂时的应变也是一个大约为0.06的常数 (目前试验室对 $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$ 和 $2\frac{1}{4}\text{Cr1Mo}$ 钢在工作条件下的试验结果证实了这一数值)。

31. 现在要考虑应力和 (或) 温度在设计参数附近变化的问题。图5a示出在同一温度下且在设计应力附近的几条假拟第三阶段的蠕变曲线。同样, 相似的曲线也可以在同一工作应力下对几个不同温度画出。这些曲线在图5b上a点和b点处相交, 在这些交点处应力有所增加。当承认罗宾逊 (Robinson) 关于“在每一个 $\sigma$ 和 $T$ 的条件下其应变损伤的积累是独立的, 并且不影响其它部分的断裂寿命损耗率”的假设时, 我们就可以根据图5所示的情况得到:

$$\begin{aligned} \epsilon_T &= \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 \\ &= k_1 t_1 + k_2 t_2 + k_3 t_3 \end{aligned} \quad (4)$$

$$1 = \frac{k_1 t_1}{\varepsilon_f} + \frac{k_2 t_2}{\varepsilon_f} + \frac{k_3 t_3}{\varepsilon_f}$$

$$\varepsilon t = k^{(1)} t_{f1} = k^{(2)} t_{f2} = k^{(3)} t_{f3}$$

式中:  $t_{f1}$ 、 $t_{f2}$ 、 $t_{f3}$ , 相应为应力  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  和  $\sigma_3$  时的断裂时间。

因此

$$1 = \frac{k_1 t_1}{k^{(1)} t_{f1}} + \frac{k_2 t_2}{k^{(2)} t_{f2}} + \frac{k_3 t_3}{k^{(3)} t_{f3}} \quad (5)$$

这些方程式中的  $k_i$  值即是由坐标原点到点  $a(\varepsilon_1, t_1)$  连线的正切以及由点  $a(\varepsilon_1, t_1)$  到点  $b(\varepsilon_2, t_2)$  连线的正切等等。与此相同,  $k^{(i)}$  值为由坐标原点到相应断裂点连线的正切。图 5 为其示意图。

$$\frac{k_1}{k^{(1)}} < 1.0; \frac{k_2}{k^{(2)}} > 1.0 \text{ 或 } < 1.0; \frac{k_3}{k^{(3)}} > 1.0$$

很明显, 寿命损耗分数的总和为 1.0 时的罗宾逊 (Robinson) 准则仅是一个普遍准则的特殊情况, 如下式所示:

$$\sum_i^n \frac{A_i t_i}{t_{fi}} = 1.0$$

$$\text{式中 } A_i = \frac{k_i}{k^{(i)}}$$

32. 简言之, 上式意味着损伤积累和时间之间的关系不再是线性的了, 这是因为对于每一个  $t_i/t_{fi}$  的增量 (称为  $A_i$ ) 来说, 在寿命早期的损伤积累要比后期来得少。这一点是很重要的, 假如多数假拟第三阶段曲线只有很小积累应变的话 (例如,  $A_i < 1.0$ ), 就可以很好地解释在 2.1 部分中所述的积累寿命损耗分数过大的现象。

33. 寿命损耗分数准则表明它在一定的温度和应力的边界条件下才适用 (参考文献 9)。然而, 对这一条件的要求是严格的, 例如: 必须将蠕变曲线叠加起来。这一条件仅仅意味着正常的蠕变曲线应当叠加。而  $\frac{1}{2}\text{Cr}\frac{1}{2}\text{Mo}\frac{1}{4}\text{V}$  钢, 只是在约 40 MPa 的低应力且寿命损耗分数小于约 0.6 的情况下, 叠加原理才是可取的。

34. 因此, 蠕变寿命分析的一个主要的要求显然是建立一些边界条件, 在这些边界条件内对每一种材料应用叠加的判据。显然这一数值可以慢慢地达到, 但可能绝不会达到寿命损耗率分析是绝对可信的这一水平。

### 35. 运行的蠕变应力

最后一个问题是蠕变的持久强度性能的应力水平和应力状态。初步的研究工作 (参考文献 12) 指出运行的持久应力有可能要比在持久强度分析中使用的理想化平均直径的周向应力值要小一些。而实际工作应力即使减小得不多, 也会使断裂时间大为增加, 特别是当持久强度曲线有一个向上的拐点 (见图 3) 时此影响更为显著。寿命损耗分数分析大致把寿命低估了 10~25 倍, 这是由于:

(i) 材料性能的分散要使寿命加倍, 即材料的性能未必总是在分散带的底部, 尤其是长时间工作 (参考文献 3)。

(ii) 对于持久强度性能的外推, 当采用一种现有的外推技术时(参考文献3), 其误差可使寿命 $\times 2 \sim 3$ 。

(iii) 实际的寿命损耗分数准则本身可能存在误差。例如: 对铬钼钒钢蒸汽管道的应变监视已估算出 $A_f$ 在50000小时内大致为0.23。这就是说在运行50000小时后其消耗的蠕变寿命仅为23%。于是, 就寿命损耗率分数准则的误差来说我们就需将寿命约 $\times 3 \sim 4$ 。

(iv) 最后, 应力的影响可能是很重要的, 工作应力约10%的误差就可能使寿命增加2倍。

36. 因此在寿命损耗分数估算中所存在的总误差对最高性能来说约25倍而对最低性能来说约10倍。因此, 表1所列的最大的寿命损耗分数估算值(即约为6), 说明寿命损耗率分析是一贯悲观的。

37. 通过总结, 我们可以看到尚没有一个权威性的方法, 用这种方法令人满意。寿命损耗分数的方法给出一个完全悲观的答案, 组织检验的方法尚未达到对所有情况下使用都有把握的程度。同样, 我们不愿意依靠物理检验和无损探伤的结果来独立地估算剩余寿命, 尽管我们确信它可以至少给出2年安全运行寿命的结论。

### 结 论

38. 本文已述及一些可用于估算联箱剩余寿命的方法, 并指出没有一种方法可以单独用来估算联箱的寿命而只能使用经过仔细考虑的联合方法。

39. 必须进一步做的研究工作是发展:

(a) 金相组织检验的方法。

(b) 整理电厂数据。

(c) 物理检验方法其中特别是在应力集中处进行蠕变变形监视的方法。

40. 在与保险公司订合同时应当考虑到目前的研究水平以及快速应用这一发展中领域的研究成果的灵活性。这就使我们想起假如取箱体的物理尺寸是令人满意的(即测出的应变不超过1%), 且接管座处没有蠕变变形开裂的痕迹, 那就可以认为在相同的参数下该联箱至少可安全运行2年即15000小时的事实。当然, 在这一事例中还包括所有其它无损探伤的结果均表明该联箱无异常的情况。

### 参 考 文 献

1. SELLARS C.M. Structural stability during high temperature creep. Creep Strength in Steel and High-Temperature Alloys, The Metals Society, Sheffield, 1972, 20—30.

2. WILLIAMS K.R. and WILSHIRE B. Effects of Microstructural Instability on the Creep and Fracture Behaviour of Ferritic Steels, Material science and Engineering, 1977, 28, 289.

3. WILLIAMS K.R. and CANE B.J. Creep Behaviour of 1/2Cr1/2Mo1/4V Steel at Engineering stresses, Material Science and Engineering, 1979, 38, 199—210.

4. HALE K.F. Conference 'Physical Metallurgy of Reactor Fuel Elements', CEGB, Berkeley, 1973, 193—206.

5. CANE B.J. and WILLIAMS K.R. Creep—Rupture behaviour and residual life studies on a 1/2Cr—1/2Mo1/4V pipe steel after service exposure at elevated temperatures, 1977, RD/L/R 1965.

6. CANE B.J. and WILLIAMS K.R. Creep damage accumulation and life assessment of a 1/2Cr—

1/2Mo1/4V steel. ICM 3 Cambridge, 1979, 2, 255—264.

7. TOFT L.H. and MARSDEN R.A. Conference "Structural Processes in Creep", J.I.S.I./J.I.M., London. 1963, 276—288.

8. FIDLER R.S "The Creep of normalized and tempered 9Cr1Mo" 1976. CEBG Report RD/L/R1949.

9. HART R.V. Metals Technology, 1976, 3, 1—14.

10. SMITH P. and WILLIAMS K.R., Creep life Prediction of ferritic steels, 1975, CEBG Report No. SSD.MID.R75/75.

11. DAVIES P.W., EVANS W.J., WILLIAMS K.R. and WILSHIRE B. 1969, Scripta Met., 3, — 671678.

12. CANE B.J. and BROWNE R.J. Creep Rupture Criterion in Pressurized Thick Walled Tubes, CEBG Report No. RD/L/N177/78.

(吴非文译, 吴祖乾校)

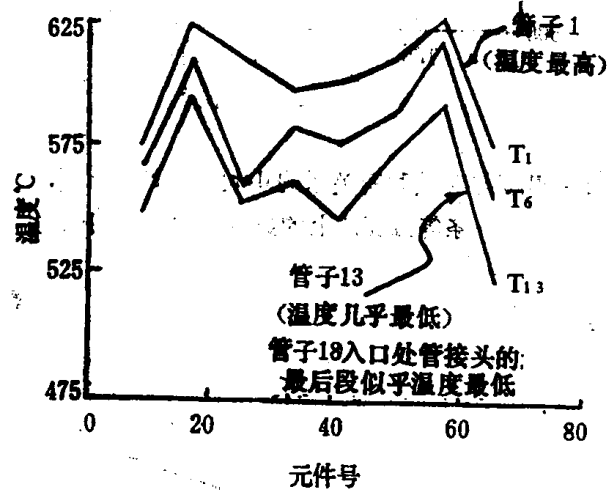


图 1a 一个有代表性的运行联箱在管接头 $t_1^*$ 、 $t_2$ 、 $t_3$ 上其温度随位置的变化

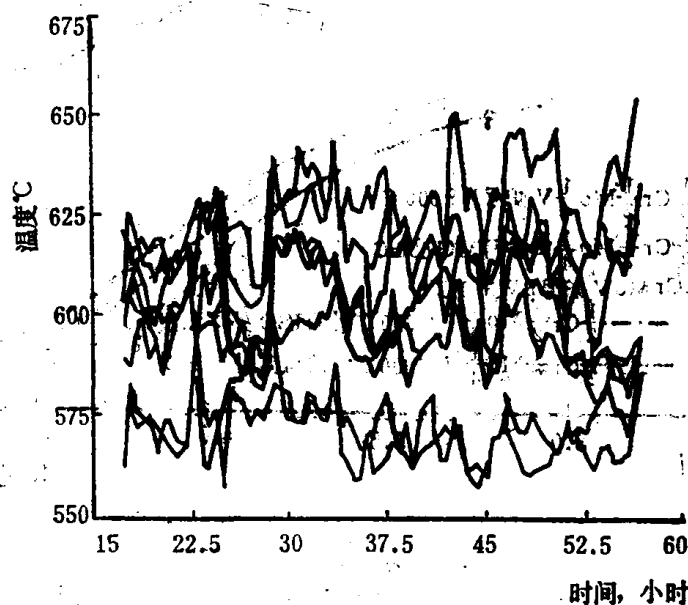


图 1b 图 1a所示联箱不同部位的管接头 $T_1$ 的温度随时间变化的情况

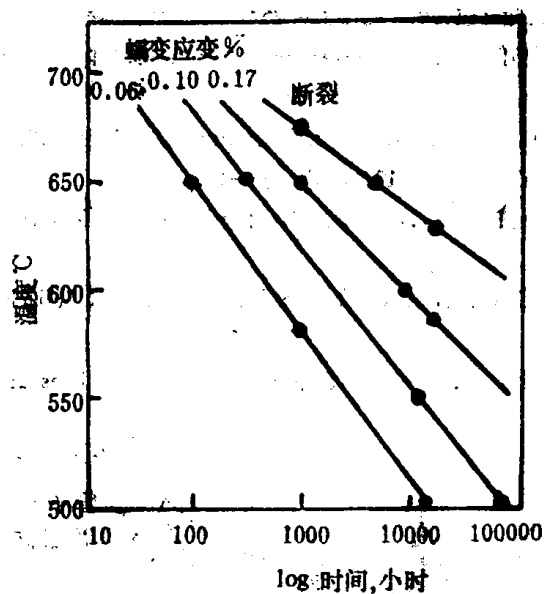
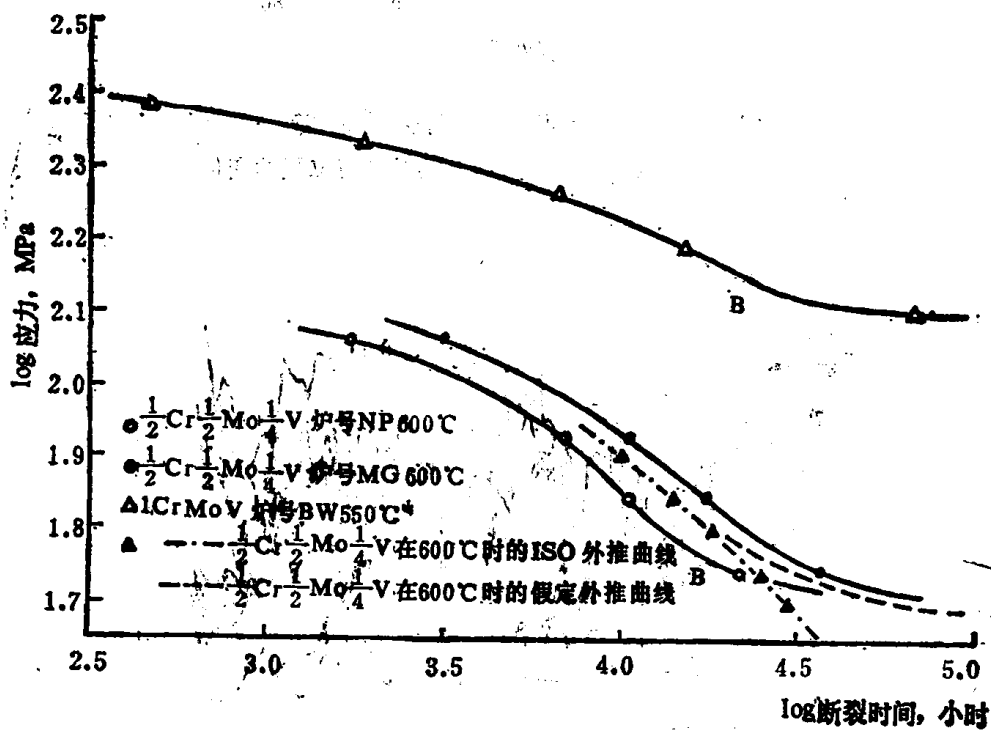


图2 温度与对数时间关系的Manson—Haferd图，  
在每一条等应变线上的显微组织都是相似的



\* 校者注：原文误为500°C

图3 1CrMoV钢和 $\frac{1}{2}\text{Cr}-\frac{1}{2}\text{Mo}-\frac{1}{4}\text{V}$ 钢分别  
于500°C和600°C时的持久强度曲线

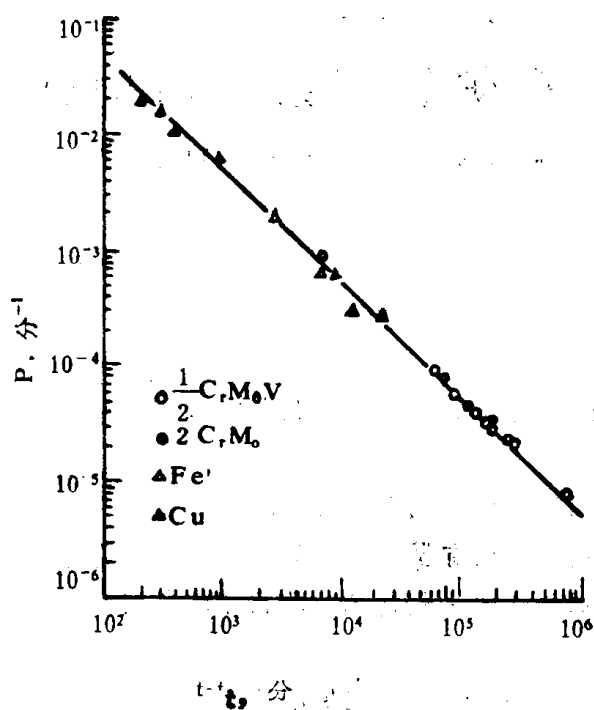


图4  $P$  (第三阶段参数) 和第三阶段的时间  $(t-t_1)$  的关系曲线

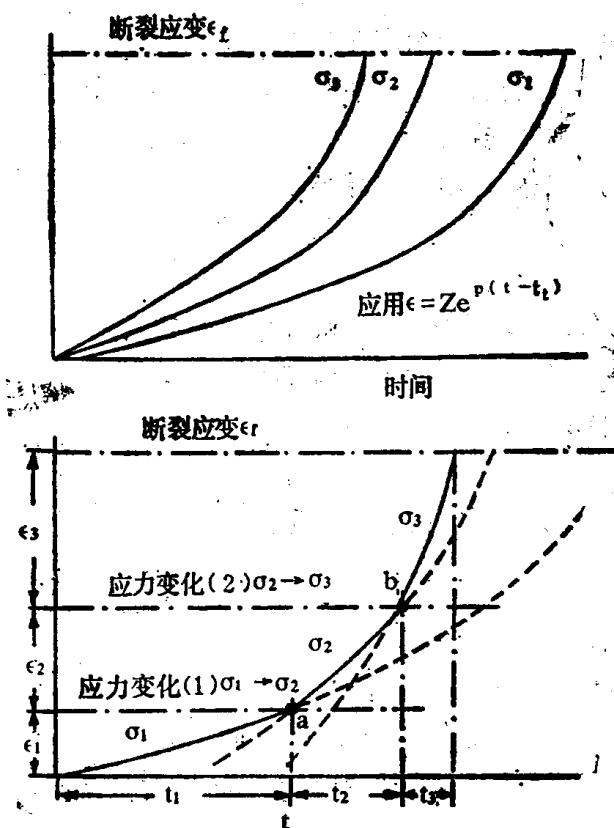


图5 罗宾逊 (Robinson) 准则在应力变化时的应用

# 电站锅炉管剩余寿命的估算

M. D. C. Moles, D. Leemans, H. J. WestWood

## 摘 要

本文简要描述了用超温加速试验的方法来估算有怀疑的管子及超过原设计寿命的管子的剩余寿命。

因为大多数破坏都与明显的壁厚减薄有关, 所以已找到一个理论模型来建立运行寿命和壁厚减薄速度, 应力敏感度以及没有壁厚减薄的管子的断裂寿命之间的关系。这一方法适用于在运行中破坏的情况和试样管的试验情况。给出了运行实例。

## 引 言

1. 火力发电厂中, 强迫停机造成的损失高达每天50,000美元, 而这种强迫停机的主要原因是炉管破坏。在管子破坏的各种形式中, 当前关心的是低合金铁素体过热器和再热器管的过早蠕变断裂。这种破坏包括管壁减薄区的晶间空穴损伤, 这常常和偶然的超温有关。

2. 为了预先知道将来的破坏和估计超过设计寿命的管子的“工作能力”, 人们非常注意预测锅炉管子剩余蠕变寿命的方法。若工作温度、运行历史和原材料性能的数据是充分的, 则有一个理论办法可用来计算剩余寿命〔1〕。由于这些数据相当缺乏, 就促进了替代办法的研究和发展。为了估计剩余寿命, 实验上可把单向蠕变或管子爆破试验同“寿命分数方程”结合起来使用。金相研究能提供有用的补充资料, 简要地描述这些方法。然而, 本文的主要目的是要介绍一种有关在运行中管壁减薄速度、有效工作温度与蠕变寿命的关系的理论模型。

## 超温加速试验

3. 按照Hart的方法〔2〕, 在锅炉管和过热器管壁弦向切下的微型单向蠕变试样上进行了超温加速试验。因为不能充分可信地得知实际的工作温度, 故不能直接使用Larson—Miller参数或Mason—Haferd的 $\log t-T$ 曲线图。因此使用如下的“寿命分数方程”〔3〕

$$\frac{t_s}{T_s} + \frac{t_t}{T_t} = K \quad (1)$$

式中  $t_s$  = 运行时间;

$T_s$  = 运行至破坏的时间, 未知;

$t_t$  = 加速蠕变试验中至断裂的时间;

$T_t$  = 在加速条件下, 新材料达到断裂的时间。

4. 虽然试验表明, 对铁素体钢, 在交变应力或温度下常数 $K$ 可能减小〔4〕, 但我们还是取为1。

5. 对于快速试验结果, 超温加速试验统一在680℃。不能从文献中得到 $T_t$ 值, 因此使

用Larson—Miller参数。虽然用管子爆破和持久试验得到了一些显然合理的剩余寿命的估计值,但这个方法还是有限制的。如何取样、如何处理试验结果和运行条件之间的关系也是问题。

### 管子爆破试验

a) 在循环条件下,用过热器管作了最初的“超温加速”爆破试验。为了模拟二班制工况,试验装置的温度和压力是循环变化的。试样管紧靠早期破坏的一排,并经专门挑选的,管子试样有严重的火焰侧腐蚀。然而,管子模拟试验作了75,000小时还没有破坏的迹象,而在这管子上方大约七排管子处已经发生了运行损坏,管壁比选来作试验的管子要薄一点。显然需要一个合适的选择(管子试样的)方法。

b) 在运行破坏附近的再热器管在等温试验条件下爆破。试验的管子和运行破坏的管子都表明,只经57,000小时运行之后壁厚减小约70%。二种管子都有运行中超温的迹象,由这个试验预计的剩余寿命为8,500小时,虽然确信系数2代表这种估计的可信度极限。这个结果的意义将在以后描述。

### 单向持久试验结果

6. 从选定的过热器管上,按照Hart的方法〔2〕弦白切取了几个微型持久试样,这些试样在680℃作试验。试验时,为了减少氧化,用不锈钢箔把试样包起来。应力用中径公式计算,是以取了试样后的应力,也就是以管壁减薄后的周向应力为基础的。

7. 几个试验表明,剩余蠕变寿命在30,000小时左右,它们似乎是合理的。从破坏了的管子上割取试样作的其他试验结果,剩余寿命小于10,000小时。已看到,随着壁厚变薄,剩余寿命趋于减小。然而,在单向持久断裂应力对增加运行工作应力以及和试验时试样的氧化之间的关系上,仍有问题。

### 金相方法

8. 虽然检测(的能力)取决于(试样的)制备技术,除了蠕变破坏附近外,光学金相很少检查出晶间空穴〔5〕。扫描电子显微镜能检测出在液氮温度下脆性破坏暴露出的晶粒边界上的空穴,然而,空穴的数量和剩余寿命的关系尚不明确〔6〕。

9. 由于显微组织的蜕化,能把碳化物球化程度和运行时间以及温度联系起来〔7〕。因为没有用来与显微组织对比的标准,不能精确地获得实际的运行温度的绝对值,但是能够检查出球化程度的微小差别,这可以作为二个管子之间实际运行温度的差别的尺度。

10. 为了研究管子选择及剩余寿命估算的准则,发展了一个预计剩余寿命的方法,这方法的基础是经验蠕变方程〔8〕:

$$\epsilon = A\sigma^n \exp(-Q/RT) \quad (2)$$

$$\epsilon_{tr} = \text{常数} = B \times A \quad (3)$$

以及中径公式〔9〕:

$$\sigma_H = \frac{p D_M}{2W} \quad (4)$$

式中  $\sigma_H$  ——环向应力;

$p$  ——蒸汽压力;

$D_M$  ——管子平均直径;