

文章编号:1671-6833( 2004) 01-0049-04

复杂载荷下含缺陷管道的极限载荷及  $L_r$  参量

郭茶秀, 魏新利, 王定标, 刘宏

( 郑州大学化工学院, 河南 郑州 450002)

摘 要: 基于净截面垮塌准则( NSC) 和 Von - Mises 屈服准则, 推导了空间含缺陷管道在拉伸、弯曲、扭矩和内压多种载荷共同作用下的塑性极限载荷方程. 另外还给出了在三维应力状态下的含缺陷结构  $L_r$  参量的新定义, 针对多载荷作用下的周向裂纹管提出了求解  $L_r$  参量的联立方程法、幂指数法. 补充和完善了现有规范, 对含缺陷结构的失效评定工作具有重要的意义.

关键词: 塑性极限载荷; 裂纹管;  $L_r$  参量

中图分类号: TQ 055.8; O 344.5 文献标识码: A

0 引言

管线用来输送各种工艺介质, 广泛应用于各行各业. 但由于制造、使用过程中管线不可避免地会存在各种缺陷, 而且空间布置的管线导致管线受载复杂, 热胀应力、弯矩、扭矩成为其主要的受载特征, 当介质是高温、高压, 易燃, 易爆, 有毒时必须确保管线的安全运行, 否则一旦泄漏或爆炸, 将会产生严重的经济损失, 因此必须对含缺陷压力管道进行安全评定<sup>[1]</sup>. 由于管道材料是韧性较好的不锈钢或碳钢, 并且壁厚小, 缺陷深度总是小于壁厚. 因此对大多数含陷的薄壁管道, 其失效模式一般是塑性极限载荷控制的塑性破坏, 因此压力管道的塑性极限载荷和  $L_r$  参量的确定是非常重要的. 国外已提出了一些适用于管道缺陷失效评定的规程, 如英国 CEBG R6<sup>[2]</sup>、BSI PD6493<sup>[3]</sup>、美国 ASME IWB<sup>[4]</sup> 等, 但规程中所涉及到的载荷只有纯拉伸、纯弯载荷或拉弯组合载荷, 而实际运行的管道所受到的扭矩往往也是一个重要的载荷, 如图 1 表示的是由 3 个直管和 2 个弯管( 弯头) 组合的空间管线, 当直管 5 端部受到拉力  $F$  时, 直管 1 的 A 截面所受的载荷是拉力、弯矩和扭矩联合作用, 考虑到管道内还承受内压, 即一般情况下压力管道所受到的是拉、弯、扭、内压多个载荷联合作用, 因此我们确定以分析周向面型缺陷管在多载荷作用下的塑性极限载荷和  $L_r$  参量作为主要研究内容, 为含缺陷压力管道的评定提供全

面系统的塑性极限载荷和  $L_r$  参量解.

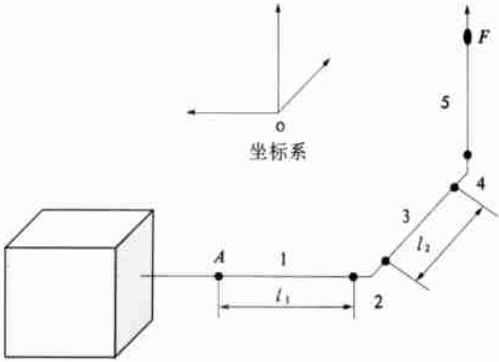


图 1 管线示意图  
Fig.1 Scheme of pipeline

1 多载荷作用下周向裂纹管的极限载荷

1.1 理论分析

目前国际上求解周向缺陷管塑性极限载荷用的最广泛的是美国 Kannner 等人提出的净截面垮塌准则( NSC) : 即当裂纹处结构净截面上的应力均匀分布并达到某一极限值时( 如材料的流变应力  $\sigma$ ), 管道达到塑性极限状态, 此时对应的外加载荷即为含缺陷管结构的塑性极限载荷. 但 NSC 准则只能用于含周向面型缺陷的管道在拉伸或弯曲载荷作用下( 单向应力) 的塑性极限载荷的求解, 而压力管道的管横截面上除了有拉伸或弯曲载荷产生的压( 拉) 应力外, 内压会产生周向应力、扭矩会产生剪应力, 是一个三向应力状态, 因此 NSC 准则不能再直接使用. 本文扩展 NSC 准则,

收稿日期: 2003-10-05; 修订日期: 2003-12-02

基金项目: 国家“十五”科技攻关项目( 2001BA803B03-05) ; 河南省高校青年骨干教师基金资助项目

作者简介: 郭茶秀( 1969-), 女, 江西省清江市人, 郑州大学副教授, 博士, 主要从事压力容器及管道的教学和科研工作.

提出了周向裂纹管在拉力、弯矩、扭矩和内压四种载荷共同作用时达到塑性极限状态时的受力模型,如图 2 所示.在扭矩为  $M_\tau$ ,轴力为  $N$ ,弯矩为  $M_B$ ,内压为  $p$  的拉、弯、扭、内压作用下的周向表面裂纹管(管子的内径为  $R_i$ ,外径为  $R_o$ ,平均半径为  $R_m$ ,壁厚为  $t$ )在达到塑性极限状态时,含裂纹截面上净截面处的当量应力应是  $q$ ,由于截面上存在均匀剪应力为  $\tau$ ,在周向存在周向应力为  $\sigma_\theta$ ,

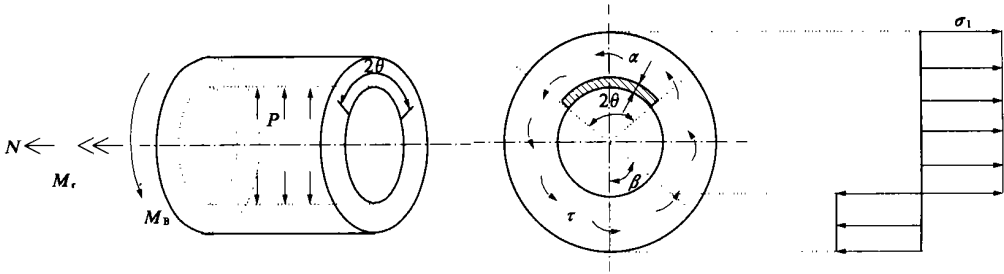


图 2 多载荷下周向裂纹管的极限力学模型

Fig.2 Li mit load mechanics model of circumferentially cracked pipe

根据上述分析,首先使用 Von Mses 屈服准则,即达到塑性极限状态时:

$$\sigma_{ep}=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{\sigma^2+\sigma_\theta^2+(\sigma-\sigma_\theta)^2+6\tau^2}$$
$$=\sqrt{\sigma^2+\sigma_\theta^2+\sigma\sigma_\theta+3\tau^2}=q,$$

由上式可求出  $\sigma_1, \sigma_2$  为

$$\frac{\sigma_1}{q}=\frac{n\theta}{2}+\sqrt{1-\frac{3}{4}n^2\theta^2-\frac{m_\tau^2}{(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi})^2}} \tag{1}$$

$$\frac{\sigma_2}{q}=\frac{n\theta}{2}-\sqrt{1-\frac{3}{4}n^2\theta^2-\frac{m_\tau^2}{(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi})^2}} \tag{2}$$

式中,  $m_\tau=\frac{M_\tau}{M_{\tau 0}}=\frac{M_\tau}{\frac{2\pi}{3}R_m^2q}=\frac{\sqrt{3}\tau}{q}\left(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi}\right); n\theta=\frac{\sigma_0}{q}-\frac{pR_m}{tq}; n=\frac{N}{N_0}; m_B=\frac{M_B}{M_{B0}}$ , 其中  $N_0, M_{B0}$  分别为

无裂纹管在仅轴力  $N$  或仅弯矩  $M_B$  作用时的极限载荷,  $N_0=2\pi R_m t q, M_{B0}=4R_m^3 q$ .

然后根据力矩平衡条件和轴向力平衡条件,推出对应于塑性极限状态时(图 2)的外加弯矩  $M_B$  和中性轴角  $\beta$  分别为

$$M_B\approx 2R_m^2t\left[\sigma\left(\sin\beta-\frac{a}{t}\sin\theta-\sigma\sin\beta\right)\right] \tag{3}$$

$$\beta=\frac{n\pi q-(\pi-\frac{a}{t})\sigma_1}{\sigma_2-\sigma_1} \tag{4}$$

将  $\sigma_1$  和  $\sigma_2$  代入式(3)和式(4),得到多载荷作用下的周向裂纹管的塑性极限载荷( $\theta+\beta<\pi$ )为

当  $\theta+\beta\geq\pi$  时,同样可根据轴力平衡、力矩

故截面上的正应力将不等于  $q$ .在中性轴以上的净截面上拉应力均为  $\sigma_1$ ,中性轴以下截面上的压应力均为  $\sigma_2, \sigma_1$  及  $\sigma_2$  值大小取决于  $q, \sigma_\theta, \tau$  及含缺陷结构几何尺寸.只要  $\sigma_1, \sigma_2$  已知,这样就可把三向应力状态问题转化为管子轴向方向的一维应力问题处理,即可用管子轴向方向的力平衡和力矩平衡方程式求得含周向缺陷管在拉、弯、扭和内压联合载荷作用下的塑性极限载荷解.

平衡和 Von Mses 屈服准则可得到拉、弯、扭、内压共同作用时的塑性极限载荷关系式.

$$\left\{\begin{aligned}&\left\{\frac{m_B+\frac{a}{4}n\sin\theta}{\sin\beta+\frac{a}{4}\sin\theta}\right\}^2+\frac{3}{4}n^2\theta^2+\frac{m_\tau^2}{\left(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi}\right)^2}=1\\&\beta=\frac{\left[\pi-\frac{a}{t}\theta\right]\left\{\frac{n\theta}{2}+\sqrt{1-\frac{3}{4}n^2\theta^2-\frac{m_\tau^2}{\left(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi}\right)^2}}\right\}-\pi n}{2\sqrt{1-\frac{3}{4}n^2\theta^2-\frac{m_\tau^2}{\left(1-\frac{a}{t}\frac{\theta}{\pi}\right)^2}}}\end{aligned}\right. \tag{5}$$

利用含周向内表面裂纹薄壁管四种载荷联合作用下的塑性极限载荷关系式式(5),可推得周向穿透裂纹管、周向外表面裂纹管和全周向内表面裂纹管在各种单一拉、弯、内压、扭矩载荷和多个组合载荷作用下的塑性极限载荷解,如纯极限扭矩、弯矩等和已有的报导一致,有的如扭矩和拉力共同作用的塑性极限载荷的研究在国内外尚未见报导,具体可参考文献[5].

1.2 实验验证

由于实验设备等原因,四种载荷联合作用下管道实验工作很难实现,因此本文通过式(5)简化得到拉伸和弯曲载荷共同作用下的塑性极限载荷  $M_h$  后,与美国 Battelle Columbus 实验室的周向裂纹管断裂试验数据库[9]中的试验结果  $M_{exp}$  进行比较,从图 3 中可说明本文能合理保守地预测表面裂纹管的极限承载能力.

另外,为了验证本文中提出的内压对极限载荷的影响,我们利用美国短裂纹管道计划[9]和周

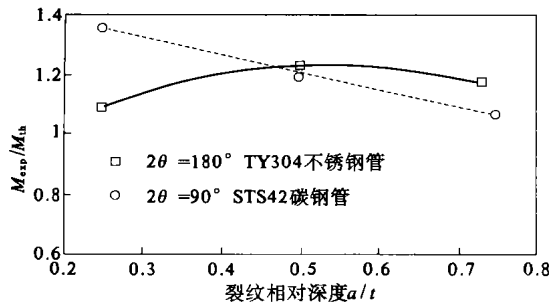


图 3 周向表面裂纹管理论值与实验极限载荷的比较  
Fig. 3 Comparison theoretical li mit load with the experi ment

表 1 理论塑性极限弯矩和实验的比较

Tab. 1 Comparison theoretical li mit load with the experi ment

试验号	外径/ mm	壁厚/ mm	内压/ MPa	$\theta/\pi$	$a/t$	塑性极限弯矩 $M_B/(\text{kN}\cdot\text{m})$		实验起裂弯矩 $M_i/$ ( $\text{kN}\cdot\text{m}$ )
						$M_B$ (考虑 $n$ )	$M_B$ (不考虑 $n$ )	
29	168	13.40	24.5	0.521	0.709	29.20	25.80	32.10
41	322	29.60	15.5	0.580	0.660	374.00	354.00	398.00
52	75	3.99	10.0	0.111	0.750	6.93	6.91	8.10
54	75	3.99	4.6	0.594	0.750	3.06	2.98	5.31

载荷作用时由于是三维应力分布,在塑性屈服状态时含裂纹截面上的法向应力  $\sigma_1 \neq \sigma_2$ ,因此  $L_r$  参量不能再使用 BSI PD 6493 的定义式,也就是含裂纹截面达到极限状态时净面上均匀分布的法向应力不等于  $\pm \frac{1}{2} L_r$ ,但任一微元体的 Von-Mises 当量应力  $\sigma_{eq}$  必然等于  $\frac{1}{2} L_r$ ,因此本文重新定义  $L_r$  为  $L_r = \sigma_{eq} / \frac{1}{2}$ ,即

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_2^2 + \sigma_\theta^2 - (\sigma - \sigma_\theta)^2 + 6\tau^2} = L_r \frac{1}{2} \quad (6)$$

由式 (6) 可得到在拉力  $N$ 、弯矩  $M_B$ 、扭矩  $M_\tau$ 、内压  $p$  联合作用的周向表面裂纹管在任一  $L_r$  时净截面上的正应力  $\sigma_1$  和  $\sigma_2$  与剪应力  $\tau$  及周向应力  $\sigma_\theta$  之间的关系,再由外载和净截面之间的力平衡、弯矩平衡、扭矩平衡条件可推出求解  $L_r$  参量的联立方程:

$$\begin{cases} \frac{N'}{N_y L_r} = \frac{\pi - a\theta/t - 2\beta}{\pi - x\theta - 2\arcsin(0.5a/t\sin\theta)} = f_1\left(\beta, \frac{a}{t}, \theta\right) \\ \frac{M_B'}{M_{By} L_r} = \frac{\sin\beta - 0.5a/t\sin\theta}{\cos(a\theta/(2)) - 0.5a/t\sin\theta} = f_2\left(\beta, \frac{a}{t}, \theta\right) \end{cases} \quad (7)$$

式中,

$$N' \equiv N - (\pi - a\theta/t)pR_m^2; M_B' \equiv M_B + apR_m^3\sin\theta/t \quad (8)$$

$$L_r' \equiv \sqrt{L_r^2 - \frac{3}{4}\left(\frac{pR_m}{t\frac{1}{2}}\right)^2 - \left(\frac{M_\tau}{M_{ey}}\right)^2} \quad (9)$$

其中,  $M_{By}$ 、 $N_y$ 、 $M_{ey}$  分别为周向表面裂纹管在纯弯

向裂纹管断裂试验数据库<sup>[9]</sup>中的实验数据,并与本文的理论分析进行了比较,从表 1 中可看到当内压比较大时,本文考虑周向应力时得到的塑性极限弯矩和实验起裂弯矩  $M_i$  最接近,而忽略周向应力时的塑性极限弯矩要保守得多.

2 多载荷作用下周向裂纹管的  $L_r$  参量

因载荷比为  $L_r$  的含缺陷结构就是设想材料屈服强度为  $L_r \frac{1}{2}$  时,该施加载荷达到该含缺陷结构的塑性屈服极限载荷<sup>[9]</sup>.在拉、弯、扭、内压联合

矩、纯拉伸力、纯扭矩作用时周向表面裂纹管的塑性屈服载荷.对于其它类型的缺陷,仍可推出与式 (7) 类似的方程.方程式的右端  $f_1(\bullet)$  及  $f_2(\bullet)$  均为管道尺寸 ( $a$ ,  $\theta$ )、缺陷尺寸及弯曲中性轴位置角  $\beta$  的函数,方程式中仅  $L_r$  及  $\beta$  为未知数,显然采用试差法.在计算机的帮助下,由已知外载荷的大小可获得该含周向缺陷管道的  $L_r$  数值解.

为了发展一种简单、快捷的  $L_r$  精确算法,作者在本文中提出采用一个简单的  $L_r$  幂函数方程式取代上述联立方程式,并给出了利用该函数求  $L_r$  值的图解法.

2.1  $L_r$  的幂函数方程—通用加载方程

将式 (7) 以  $(N'/N_y L_r')$  为横坐标,以  $(M_B'/(M_{By} L_r'))$  为纵坐标作图,得到图 4(a) 的曲线族.若是周向穿透裂纹管为图 4(b),每一曲线表示某一特定结构缺陷几何尺寸时  $(N'/(N_y L_r'))$  与  $M_B'/(M_{By} L_r')$  之间的关系,与  $L_r'$  值无关.图形均十分相似,因此可以用式 (10) 的数学表达式和图 5 取代表示之.

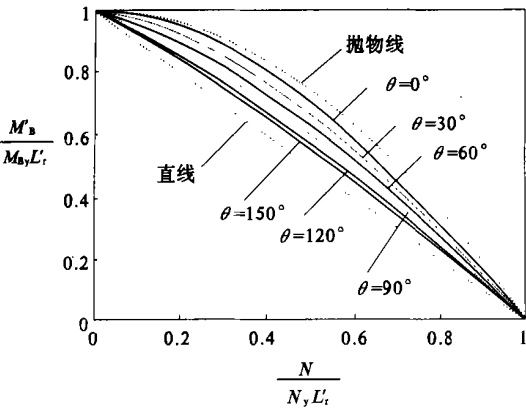
$$\frac{M_B'}{M_{By} L_r} + \left(\frac{N'}{N_y L_r}\right)^m = 1 \quad (10)$$

即用一个方程取代联立方程,而每一个特定结构缺陷尺寸均有一个特定的  $m$  值,我们称式 (10) 为通用加载方程或称  $L_r$  的幂函数方程,并发现  $m$  值均在 1~2 之间.例如穿透裂纹管的  $m$  如下表 2.

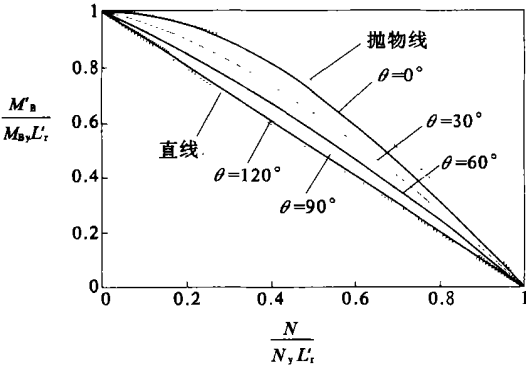
表 2 穿透裂纹管的  $m$

Tab .2 The exponent  $m$  of piping attaining throughwall crack

裂纹半角 $\theta/(^{\circ})$	0	45	90	120
指数 $m$	1.75	1.30	1.08	1.00



(a) 周向表面裂纹管  $a/t=0$



(b) 周向穿透裂纹管

图 4 周向裂纹管无因次加载曲线

Fig .4 Dimensionless loading curve of pipe with circumferential crack

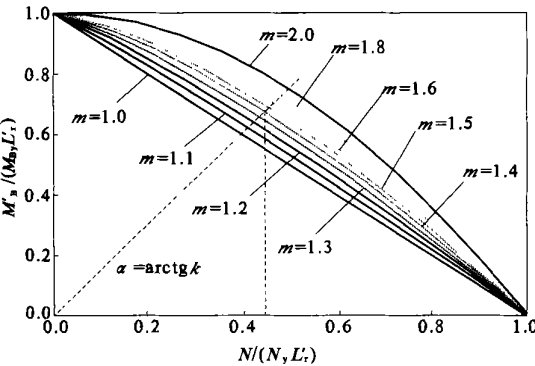


图 5 任意含缺陷结构  $L_r$  参量的工程图解

Fig .5  $L_r$  graphic evaluation for structure containing defects

从上面分析可以看出:可按获得的直线近似或抛物线近似求出  $L_r$  参量的近似解.如:  $m=1$ .

$$L_r \equiv \sqrt{\frac{M'_B}{M_{By}} + \frac{N'}{N_y}} + \frac{3}{4} \left( \frac{p R_m}{t \sigma_y} \right)^2 + \left( \frac{M'_\tau}{M_{\tau y}} \right)^2$$

但研究表明直线近似偏保守,抛物线近似值

比真实值小,偏危险.

3 结论

(1) 本文扩展了净截面垮塌准则(NSC),按极限分析的方法建立了受拉、弯、扭、内压载荷联合作用下的周向裂纹管的极限状态力学模型,对处于多向应力状态的周向裂纹管,利用 Von Mises 屈服准则,将扭矩产生的剪应力和内压产生的周向拉应力对极限载荷的影响转化为对屈服后净截面轴向应力的影响,即将三向应力状态转化为单向应力问题处理,从而推导出了 4 种载荷共同作用下的周向表面裂纹管的塑性极限载荷通用关系式.

(2) 利用拉、弯、扭及内压载荷下的周向表面裂纹管的塑性极限载荷通用关系式,可得到周向穿透裂纹管,周向内外表面裂纹管和整圈内表面裂纹管在纯扭、弯扭组合、拉扭组合、及拉、弯、扭组合等多个组合载荷作用下的塑性极限载荷关系式,填补了国内外在这一领域的空白,发展了含缺陷压力管道的安全评定技术.

(3) 将 PD 6493 中  $L_r$  参量的定义扩展到能用于考虑周向应力及剪应力的多向应力状态,得到了在拉、弯、扭、内压联合作用下以结构特征指数  $m(1 \leq m \leq 2)$  表示的含缺陷结构的通用加载方程式.

(4) 为了便于工程应用,可按  $m=1$  或  $m=2$  的直线近似或抛物线近似求出  $L_r$  参量的近似解.但直线近似,偏保守,抛物线近似值比真实值小,偏危险.所以为了获得较保守的评定结果,在缺陷评定时应采用  $L_r$  的直线近似解,在建立失效评定曲线(FAC)时应采用  $L_r$  的抛物线近似解.

参考文献:

[1] 杜云海,郭同德.自由边半平面体裂纹问题的超奇异积分方程法[J].郑州大学学报,2003,24(1):28~31.  
[2] MLNEI .Assessment of the integrity of structures contain - ing defects[J].Int J Pres Ves & Piping, 1988,32(1-4): 3~104.  
[3] BSI PD6493-1996,Guidance on Some Methods for the Derivation of Acceptance Levels for Defects in Fusion Weld Joints(新修订稿)[S].  
[4] ASME XI IWB-3650-1989,Flaw Evaluation Procedures and Acceptance Criteria for Ferritic Piping[S].  
[5] 郭茶秀.拉、弯、扭及内压载荷下含缺陷直管及弯管的塑性极限载荷[D].上海:华东理工大学,2000.

(下转第 93 页)

电力出版社,1995.

Study on Identification System of Power Load Characteristics Based on Virtual Instrumentation

SONG Hong-zhi , ZHANG Jian , SUN Feng-qí

( College of Electrical Engineering ,Zhengzhou University ,Zhengzhou 450002,China)

**Abstract :** According to the state of load modeling study in electric power system a new idea of electric load characteristic identification system based on virtual instrumentation is proposed in this paper and the feasibility and advantages of this system are also pointed out .By mean of the remote data acquisition and off-line identification in the control centre this identification system is developed by using the graphic programming language LabVIEW , and it proves to be feasible and practical and highly efficient in developing .

**Key words :** virtual instrumentation ; load characteristic ; LabVIEW identification

( 上接第 52 页)

[ 6 ] SCOTT P M .Development of a database of pipe fracture experiments[ J ] .Nuel Engrg Des , 1994, ( 151 ) : 359 ~ 372.

[ 7 ] KRISHNASWAMY P .SCOTT P .Fracture Behavior of Short Circunferentially Surface Cracked Pipe ;NUREG/CR-6298[R] . Washington : US Nuclear Regulatory Commission , 1995.

[ 8 ] 胡兆吉 .周向面型缺陷压力管道塑性极限载荷分析 [ D ] .上海 :华东理工大学, 1998.

Hastic Li mit Load and Graphic Evaluation of  $L_r$  for Cracked Piping Under Multiple Loads

GUO Cha-xiu , WEI Xin-li , WANG Ding-biao , LIU Hong

( College of Chemical Engineering ,Zhengzhou University , Zhengzhou 450002,China)

**Abstract :** The plastic limit load solutions of the circunferentially cracked piping , under various combined loads of tension force , bending moment , torsion moment and internal pressure are derived based on NSC method and Von-Mises yield criterion .A new definition of  $L_r$  parameter for considering the three dimensional stress distribution caused by hoop stress and torsion shear stress is made and the  $L_r$  solutions of these structures under various multiple loads are developed in the form of the simultaneous equations and a single exponential function equation .The work in this paper complements the codes and has significance for the safety assessment of structure caontaining defects .

**Key words :** plastic li mit load ; cracked piping ;  $L_r$  parameter