文章编号:1673-0062(2013)04-0043-05

# 基于 ANSYS 的剪切机推链疲劳寿命研究

陈冠峰,邹树梁\*,唐德文,刘永霞,郭平辉

(核设施应急安全技术与装备湖南省重点实验室,湖南 衡阳 421001)

摘 要:结合疲劳寿命预测的相关理论,根据经验公式估算出零件 S-N 曲线.拆分剪 切机推链成链轴和外链板模型与内套和内链板模型,利用 ANSYS 的疲劳寿命分析模 块分析了推链的受力和疲劳寿命情况,得出了推链内套、链轴、内链板、外链板的应力 和疲劳寿命云图,其中链板内孔附近是推链的薄弱区域,外链板只能承受 7.3594 万 次推压,而内链板能承受 21.243 万次推压.

关键词:Workbench;推链;疲劳寿命

中图分类号:TH122 文献标识码:B

# Fatigue Life Research for the Push Chain of Shearing Machine Based on ANSYS

### CHEN Guan-feng, ZOU Shu-liang\*, TANG De-wen, LIU Yong-xia, GUO Ping-hui

(Hunan Provincial Key Laboratory of Emergency Safety Technology and Equipment for Nuclear Facilities, Hengyang, Hunan 421001, China)

**Abstract**: Combined with the theories of fatigue life prediction, according to the empirical formula S-N curve of parts was estimated, Splitting the push chain of shearing machine into a model of chain axles and external chain plates and a model of inner sleeves and inner chain plates, by using the fatigue analysis module of ANSYS software stress, the fatigue life of the push chain has been analyzed. Stress and fatigue life nephograms of inner sleeve, chain axle, inner chain plate, and external chain plate have also been obtained in this paper. As a result, the area near the hole of chain plate is the vulnerable part of the push chain , and external chain plate can only bear 73594 times of pressure, while inner chain plate can bear 212430 times of pressure.

key words: Workbench; the push chain; fatigue life

收稿日期:2013-06-27

基金项目:湖南省重大专项基金资助项目(2012FJ1007-1);湖南省自然科学基金资助项目(11JJ4035);湖南省教育厅基金资助项目(11C1089);衡阳市科技局基金资助项目(2011KG22);南华大学博士启动基金资助项目(2010XQD28)

作者简介:陈冠峰(1989-),男,湖南宁乡人,南华大学机械工程学院硕士研究生.主要研究方向:有限元和核设备可 靠性.\*通讯作者.

# 0 引 言

立式送料剪切机是乏燃料后处理厂的首端剪 切装置.剪切机首先从装料井内将组件提取到料 筒内,然后送至剪切装置按预定的长度切断组件, 切断的碎料将落入溶解容器以进行后续处理.参 照剪切机送料系统和剪切系统原理搭建的试验平 台如图1所示.



图 1 剪切试验平台 Fig. 1 Test platform for shearing

推链是剪切机送料系统的重要部件,结构如 图 2 所示.剪切过程中,由于剪切机送料从第二刀 开始转入推压送料状态,所以推链将受到大小为 20 kN的脉动循环推力.





推链在 20 kN 推力的持续作用下,不断地反复屈伸,链板的应力集中区经常发生疲劳破坏,而链轴、内套则经常发生疲劳弯曲变形.因此,疲劳

寿命是设计推链必须要考虑的一个重要因素.另 外,前人主要对工程中应用广泛的受拉链条进行 研究,而对受压工况下的推链关注甚少.因此,针 对剪切工况下的推链进行疲劳寿命研究有着非常 重要的意义.

# 1 有限元模型的建立

### 1.1 几何模型的确立

利用 solidworks 三维软件建立内链板和内套 的三维模型与外链板和链轴的三维模型,之后再将 两模型导入到 ansys 中,完成有限元模型的转化.

#### 1.2 材料参数

推链的链轴和内套采用的材料为 14Cr17Ni2, 淬火处理.内、外链板采用 06Cr18Ni11Ti,无热处 理.有限元模型材料都选用不锈钢,材料的弹性模 量  $E = 1.93 \times 10^5$  MPa, 泊松比  $\nu = 0.31$ .

零件 S-N 曲线是 ansys 疲劳分析的基础,其逼 真度直接影响着疲劳分析的质量. 一般精确的零件 S-N 曲线是用常规疲劳试验方法获得的,但常规疲 劳试验费用很高,往往没条件可做. 本文结合机械 工业部郑州机械研究所的赵少汴<sup>[1]</sup>对 S-N 曲线做 出的一些研究成果估算出近似的零件 S-N 曲线.

拉压: lg  $N = \lg N_0 - m_1(\lg \sigma - \lg \sigma_{-1D})$  (1)

$$n_1 = \frac{\lg N_0}{\lg \left(\frac{\sigma'_f}{\sigma_{-1D}}\right)}$$

弯曲: $\lg N = \lg N_0 - m_2(\lg \sigma - \lg \sigma_{-1D})$  (2)

$$m_2 = \frac{\lg N_0 - 3}{\lg \left(\frac{0.9\sigma_b}{\sigma_{-1D}}\right)}$$

式(1)、式(2)中:

 $N_0$ —转折点寿命,调质钢取 lg  $N_0$  = 6,正火钢 可取为 lg  $N_0$  = 6.5,铸钢和铸铁可取为 lg  $N_0$  = 6.6;

 $\sigma'_{f}$  — 疲劳强度系数,可近似取 $\sigma'_{f} \approx \sigma_{f} \approx \sigma_{b}$ +350 MPa;

 $\sigma_{h}$  —抗拉强度;

 $\sigma_{-1}$  —光滑试样的抗疲劳极限,碳素结构钢、 合金结构钢、和不锈钢采用  $\sigma_{-1} = 0.47 \sigma_{b}$ <sup>[2]</sup>;

 $\sigma_{-1D}$  —零件弯曲疲劳极限  $\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}\beta_q}{K_{\sigma D}}$ ,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta} - 1 ;$$

其中  $k_{\sigma D}$ 为综合修正系数, $\beta_q$ 为强化系数, $K_{\sigma}$ 为有效应力集中系数, $\varepsilon_{\sigma}$ 为尺寸系数, $\beta$ 为表面系数;

从机械设计手册<sup>[3]</sup>查得材料的抗拉强度和各 疲劳强度影响因素,整理后参数统计如表1所示.

推链的内、外链板的疲劳破坏主要表现出裂

纹、断裂等形式,体现的是零件的抗拉压能力,故 采用公式(1),将表一数据代入后可得:

$$\lg N = 22.66 - 7.66 * \lg \sigma$$
 (3)

材料名	$\sigma_{\scriptscriptstyle b}$ / MPa	$\sigma_{_{-1}}$ / MPa	$\sigma_f$ / MPa	$\sigma'_{\scriptscriptstyle f}$ /MPa	$k_{\sigma}$	$\mathcal{E}_{\sigma}$	β	$oldsymbol{eta}_{q}$	$\lgN_0$	$\sigma_{{}_{-1D}}$ / MPa	
14Cr17Ni2	1 155.6	543.13	1 505.6	1 505.6	1.53	0.92	0.92	1	6	310.36	-
06Cr18Ni11Ti	556.4	261.51	906.4	906.4	1.53	0.92	0.92	1	6	149.43	

推链的内套和链轴在剪切过程中存在不同程 度的弯曲和变形,故采用式(2),将表一数据代入 后可得:  $\lg N = 20.23 - 5.71 * \lg \sigma$  (4)

由公式(3)、公式(4)计算所得到的内、外链板 零件 S-N 曲线和内套、链轴 S-N 曲线,如图 3 所示.



图 3 零件 S-N 曲线 Fig. 3 The S-N curve of components

#### 1.3 接触处理和网格划分

选用 Bonded 接触,定义内套和链轴外表面为目标面,内、外链板孔内表面为接触面<sup>[4-6]</sup>.

内套和内链板模型采用自由网格划分方法, 自动生成四面体网格,共计66 872 个节点,25 222 个单元. 链轴和外链板模型采用自由网格划分方法, 自动生成四面体网格,共计41 334 个节点,13 448 个单元.

#### 1.4 加载和约束

有限元模型的加载和约束以尽量贴近实际工况为基本准则<sup>[7-9]</sup>,为便于分析,本文忽略对链条

疲劳寿命影响较少的导轨对链条水平方向的作 用力.

内套在工作时承受内链板和链轴的作用力, 其受力过程相当于链轴把力作用在内套内表面 上,所以其加载可以简化为把 20 kN 的力加载在 一内套内表面 120°范围. 约束是对结构位移的限 制,将未加载的内套孔内表面 120°范围加以固定 约束,以对结构的 x、y、z 方向的位移加以约束. 内 套和内链板模型的加载和约束简化如图 4 所示.





链轴在工作时承受内套和外链板的作用力. 加载可简化为将 20 kN 的力加载在一链轴两外链 板中间段外表面 120°范围,同时,对另一链轴两 外链板中间段表面 120°范围加以固定约束,对结 构的 *x*、*y*、*z* 方向的位移加以约束.链轴和外链板 模型的加载和约束简化如图 5 所示.







2 静力分析

根据推链在剪切工作过程中的实际受载情况

以及对内套和内链板模型、链轴和外链板模型的 受力分析,在 ANSYS Workbench 环境中分别对两 模型进行静力分析,得到两者的应力云图,如图 6a、6b所示.其中,内套和内链板模型中最大应力 出现在应力集中的内套和链板孔接触处,值为 367.17 MPa,如图 6a所示;链轴和外链板模型中 最大应力出现在应力集中的链轴和链板孔接触 处,值为706.85 MPa,如图 6b 所示.



![](_page_3_Figure_14.jpeg)

## 3 疲劳分析

静力分析后,添加 fatigue 工具箱.在 ANSYS fatigue tool 中,设置加载类型为 Zero – Based,缩放 系数为1.因为两模型的 S-N 曲线采用了较精确 地估算方法,所以疲劳强度因子都取1.

内套和内链板模型求解结束后的疲劳寿命分 布如图 7a 所示.其中除内套与内链板接触部位只 能承受 21.243 万次推压外,模型的绝大部分能承 受 100 万次以上的推压.另外,疲劳破坏全部出现 在内链板上,如图 7b,说明内链板孔附近的疲劳 强度有待改进.

链轴和外链板模型求解结束后的疲劳寿命分 布如图 8a 所示.其中除链轴与外链板接触部位只 能承受 7.359 4 万次推压外,模型的绝大部分能 承受 100 万次以上的推压.另外,疲劳破坏全部出 现在外链板上,如图 8b 所示,说明外链板孔附近

### 的疲劳强度有待改进.

![](_page_4_Figure_3.jpeg)

a 内套和内链板模型疲劳寿命分布云图

![](_page_4_Figure_5.jpeg)

b 内链板疲劳寿命分布云图

![](_page_4_Figure_7.jpeg)

#### Fig. 7 The fatigue life distribution for the model

![](_page_4_Figure_9.jpeg)

![](_page_4_Picture_10.jpeg)

b 外链板疲劳寿命分布云图

![](_page_4_Figure_12.jpeg)

![](_page_4_Figure_13.jpeg)

# 4 结 论

本文由经验公式估算出了剪切机推链的 S-N 曲线,通过拆分推链成链轴和外链板模型与内套 和内链板模型,实现了模型的简化.利用 ANSYS 分析了推链的受力和疲劳寿命情况,得出了推链 内套、链轴、内链板、外链板的应力和疲劳寿命云 图.其结果表明在正常送料工况下推链的疲劳破 坏都出现在链板内孔附近,其中外链板只能承受 7.359 4 万次推压,内链板只能承受 21.243 万次 推压,有必要对链板内孔进行强化或对其结构进 行优化以提高推链的抗疲劳性能.

### 参考文献:

- [1] 赵少汴.有限寿命疲劳设计法的基础曲线[J]. 机械 设计,1999(11):5-7.
- [2] 赵少汴,王忠保. 抗疲劳设计—方法与数据[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [3] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,2010.
- [4] 范帅,李宝林,陈景昌. 发动机链条的微动接触有限元 分析[J]. 机械强度,2011,33(3):418-422.
- [5] 黄天成,王宏丽,郑强元,等. 基于有限元法的链板结构 设计研究[J]. 制造业自动化,2012,34(8):110-112.
- [6] Barlam D, Zahavi E. The reliability of solutions in contact problems [J]. Comp & Struct, 1999, 70(1):35-45.
- [7] Noguchi S, Nagasaki K, Nakayama S, et al. Static stress analysis of link plate of roller chain using finite element method and Some design proposals for weight saving[J].
  Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacting, 2009, 3(2):159-170.
- [8] Troedsson I, Vedmar L. A method to determine the static load distribution in a chain drive[J]. Journal of Mechanical Design, 1999, 121(3):402-408.
- [9] Troedsson I, Vedmar L. A method to determine the dynamic load distribution in a chain drive [J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 15(2):569-579.
- [10]凌桂龙,丁金滨,温正. ANSYS Workbench 13.0 从入 门到精通[M].北京:清华大学出版社,2012.