

目 录

引言	1
第1章 绪论	
1.1 旋挖钻机简介.....	4
1.2 本设计的主要内容.....	5
第2章 液压缸	
2.1 液压缸简介.....	6
2.2 液压缸类型.....	6
2.3 液压缸工作原理.....	8
2.4 液压缸的组成.....	9
第3章 液压系统设计	
3.1 液压系统的确定.....	14
3.2 液压系统的设计要求.....	14
3.3 液压缸的设计计算.....	15
第4章 液压系统保养	
4.1 旋挖钻机液压系统的保养.....	32
致谢	35
参考文献	36
附录	37

45T 旋挖钻机变幅机构液压缸设计

内容摘要：

本文主要介绍了旋挖钻机变幅机构液压缸的设计。液压缸的设计包括了系统工作压力的确定、液压缸活塞直径的确定和活塞杆直径的确定、液压缸壁厚和外径的计算、缸盖厚度的确定、缸体长度的确定以及活塞杆稳定性的验算。本文结合传统设计和计算机辅助工程技术，先依据经验公式计算，确定了液压缸安装方案，设计了液压缸活塞及活塞杆尺寸参数，校核了匹配的连接螺栓，销轴等；完成了变幅及变角度液压缸的设计计算。然后利用AutoCAD，Pro/Engineer 辅助设计平台，完成了液压缸所有零件的二维及三维建模。通过分析的数据校核了先前的设计，同时为进一步优化设计和系列化设计提供了依据。

关键词：

变幅液压缸，变角度液压缸，AutoCAD，Pro/Engineer

45T spiral drill luffing mechanism design of hydraulic cylinder

Content abstract:

This design is mainly introduced the rotating drill luffing mechanism design of hydraulic cylinder. The design of hydraulic cylinder including ensure pressure system of the hydraulic cylinder piston, piston rod diameter and the diameter and wall thickness and diameter of hydraulic cylinder cylinder, the thickness of the calculation of the length, and the cylinder piston rod stability of calculation. In this thesis, by the use of traditional design and computer-aided engineering (CAE) , firstly based on experience of the formula calculation to determined the installation scheme of the hydraulic cylinder, design size parameters of hydraulic cylinder piston and piston, Check the matching of connecting bolts, pin shaft, etc.;complete the design and calculation of the range and angle of hydraulic cylinder. Then by the use of AutoCAD,Pro / MECHANICA platform, Complete all parts of the hydraulic cylinder 2d and 3d modeling.The analysis data verificated the previous design, at the same time ,applied references for further Optimal Design and Series Design.

Keywords:

The luffing hydraulic cylinder , Variable Angle of hydraulic cylinder, AutoCAD , Pro/Engineer

引　　言

旋挖钻机是一种适合建筑基础工程中成孔作业的施工机械。该类钻机一般采用液压履带式伸缩底盘、自行起落可折叠钻桅、伸缩式钻杆、带有垂直度自动检测调整、孔深数码显示等，整机操纵一般用液压先导控制、负荷传感，具有操作轻便、舒适等特点。主、副两个卷扬可适用工地多种情况的需要。该类钻机配合不同钻具，适用于干式或湿式及岩层的成孔作业，还可配挂长螺旋钻、振动桩锤等，实现多种功能，是市政建设、铁路、公路桥梁、地下连续墙、水利、防渗护坡等理想的基础施工设备。

旋挖钻机的发展历史

旋挖钻机是在回转斗钻机和全套管钻机的基础上发展起来的，第二次世界大战前，美国 CALWELD 首先研制出回转斗，短螺旋钻机。二十世纪五十年代，法国 BENOTO 将全套管钻机应用于桩基础施工，而后由欧洲各国将其组合并不断完善，发展成为今天的多功能组合模式。

意大利土力公司首先从美国将安装在载重汽车上和附着在履带起重机上的钻机引入欧洲，动力头为固定式，不能自行安装套管，难以适应硬质土层施工，1960 年德国维尔特和盖尔茨盖特公司同时开发了可动式动力头。1975 年德国宝峨公司研制了配有伸缩钻杆的 BG7 型钻机，该钻机直接从底盘提供动力，配置可锁式钻杆实现加压钻孔，钻孔扭矩增大，可实现在紧密砂砾和岩层的钻孔。

日本于 1960 年从美国引进 CALWELD 旋挖钻机，同时加藤制作所开发了 15-H 型钻机。以后开发了可配套摇管装置和抓斗的钻机，1965 年日立建机研制了利用挖掘机底盘装有液压加压装置的钻机，1974 年开发了利用液压履带起重机底盘由液压马达驱动的钻机。1980 年日立建机与土力公司合作开发了为提高单桩承载力和扩底灌注桩的施工领域。德国宝峨的加入和日立建机与住友建机的联盟进一步促进了旋挖钻机技术在日本的发展。日本的旋挖钻机扭矩比欧洲的同类产品小。

目前国外的旋挖钻机主要生产厂家为：德国：BAUER、LIEBHERR、Delmag、WIRTH、MGF，意大利 SoilMec、MAIT、CMV、CASAGRANDE、IMT、ENTEGO；西班牙：LLAMADA。日本：日车车辆、HITACHI、住友、加藤；芬兰：JUNTTAN、TAMROCK；美国：APE、Ingersoll-Rand；英国：BSP 等。

1984 年天津探矿机械厂首次从美国 RDI 公司引起车载式旋挖钻机。1988 年北京城建工程机械厂仿制了土力公司 1.5m 直径附着式旋挖钻机。1994 年郑州勘察机械厂引进英国 BSP 公司附着式旋挖钻机，1998 年上海金泰股份有限公司与宝峨合作组装 BG15。1999 年哈尔滨四海工程机械公司和徐州工程机械股份公司先后开发了附着式旋挖钻机和独立式旋挖钻机。2001 年经纬巨力第一台旋挖钻

机试制成功。2003 年后三一、山河智能等多家生产厂家的旋挖钻机陆续下线，产销两旺。

目前，国内的旋挖钻机主要生产厂家为：湖南山河智能、湖南三一、徐工、中联重科、徐州东明、北京巨力、天津宝峨、石家庄煤机、连云港黄海、哈尔滨四海、内蒙古北方重汽、宇通重工、南车时代、山东鑫国、郑州勘察等。

国内产品发展现状

中国旋挖钻机产业起步晚，但发展较快。早在 20 世纪 90 年代初，国内旋挖钻机需求量少，市场基本被国外钻机所垄断。中国于 1986 年首次在基础施工中使用进口旋挖钻机。

中国最近几年开发的旋挖钻机技术水平起点高，但品种少，还不能满足不断发展的基础施工市场的需求。目前国内旋挖钻机生产厂家一般是在参考国外同类产品技术的基础上开发设计的，有的甚至是引进国外技术生产，所选用关键件一般为进口件，技术水平基本上达到了国外同类产品的先进水平。但品种较少，基本上属于动力头扭矩在 180~220kn·m 之间，最大钻孔直径 2m，最大钻深 60m 的产品，有待进一步向两头发展，开发最大钻孔直径 1.2m 和 3m 左右的旋挖钻机，以满足市场需要。

国外产品发展现状

目前在国内销售旋挖钻机的国外公司主要有德国宝峨公司、意大利土力公司、MAIT 公司、IMT 公司、CWV 公司等。

目前国外的旋挖钻机一般都设有摇管装置，由 2 个或 3 个液压马达的大扭矩动力头，液压系统采用恒功变量自动控制、自锁互扣钻杆、先进的监控仪表，同时配有各种保险装置等，但各家公司的旋挖钻机都有自己的技术特点。

第1章 绪论

1.1 旋挖钻机简介

旋挖钻机是二战以后意大利人发明的，因使用中的高效率和可靠的质量，而为业主和建筑公司带来丰厚的利润，后欧洲人、日本人等随着各国恢复建设的全面展开而大面积使用，使其更加完善，功能更多，目前已成为世界各国铁路、公路、水利、工民建施工中的主要桩基成孔工具。旋挖钻主要用来对地基基础桩基成孔，其钻头有多种形式：如回转斗、短螺旋、岩芯钻头等，根据地质条件的不同，更换不同的钻头，以达到高速、高质的成孔要求。旋挖钻机是一种适合建筑基础工程中成孔作业的施工机械。广泛用于市政建设、公路桥梁、高层建筑等地基础施工工程，配合不同钻具，适应于干式（短螺旋），或湿式（回转斗）及岩层（岩心钻）的成孔作业，旋挖钻机具有装机功率大、输出扭矩大、轴向压力大、机动灵活，施工效率高及多功能特点。旋挖钻机适应我国大部分地区的土壤地质条件，使用范围广，基本可满足桥梁建设，高层建筑地基础等工程的使用。目前，旋挖钻机已被广泛推广于各种钻孔灌注桩工程。

旋挖钻机因具有施工速度快、成孔质量好、环境污染小、操作灵活方便、安全性能高及适用性强等优势，已成为钻孔灌注桩施工的主要成孔设备，不少重点工程的业主为确保工程进度和质量，均将其作为指定施工设备，从而替代了传统的冲击和回旋钻机成孔设备。目前我国工程界的大多数旋挖钻机均为德国和意大利的产品，并已占据主导地位。



图 1-1 旋挖钻机示意图

1.2 本设计的主要内容

本设计的主要内容是对旋挖钻机的变幅机构装置及变幅机构上变幅液压缸和变角度液压缸的设计。液压缸的设计包括了系统工作压力的确定、液压缸活塞直径的确定和活塞杆直径的确定、液压缸壁厚和外径的计算、缸盖厚度的确定、缸体长度的确定以及活塞杆稳定性的验算。

第2章 液压缸

2.1 液压缸简介

液压缸是将液压能转变为机械能的、做直线往复运动（或摆动运动）的液压执行元件。它结构简单、工作可靠。用它来实现往复运动时，可免去减速装置，并且没有传动间隙，运动平稳，因此在各种机械的液压系统中得到广泛应用。液压缸输出力和活塞有效面积及其两边的压差成正比；液压缸基本上由缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置、缓冲装置与排气装置组成。

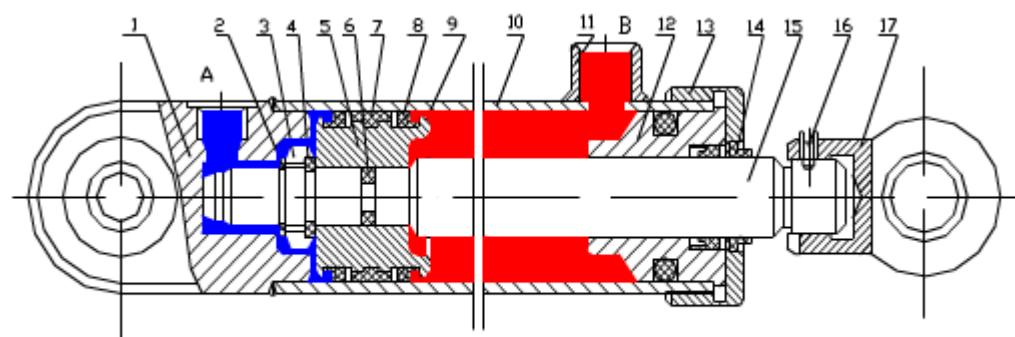
缓冲装置与排气装置视具体应用场合而定，其他装置则必不可少。

2.2 液压缸的类型

根据常用液压缸的结构形式，可将其分为四种类型：

1. 活塞式

单活塞杆液压缸只有一端有活塞杆。如图所示是一种单活塞液压缸。其两端进出口油口 A 和 B 都可通压力油或回油，以实现双向运动，故称为双作用缸。



1-缸底 2-弹簧挡圈 3-套环 4-卡环 5-活塞 6-O型密封圈 7-支承环 8-挡圈 9-Y形密封圈
10-缸筒 11-管接头 12-导向套 13-缸盖 14-防尘圈 15-活塞杆 16-定位螺钉 17-耳环

图 2-1 单杆活塞式液压缸

2. 柱塞式

（1）柱塞式液压缸是一种单作用式液压缸，靠液压力只能实现一个方向的运动，柱塞回程要靠其它外力或柱塞的自重；

（2）柱塞只靠缸套支承而不与缸套接触，这样缸套极易加工，故适于做长行程液压缸；

- (3) 工作时柱塞总受压，因而它必须有足够的刚度；
 (4) 柱塞重量往往较大，水平放置时容易因自重而下垂，造成密封件和导向单边磨损，故其垂直使用更有利。

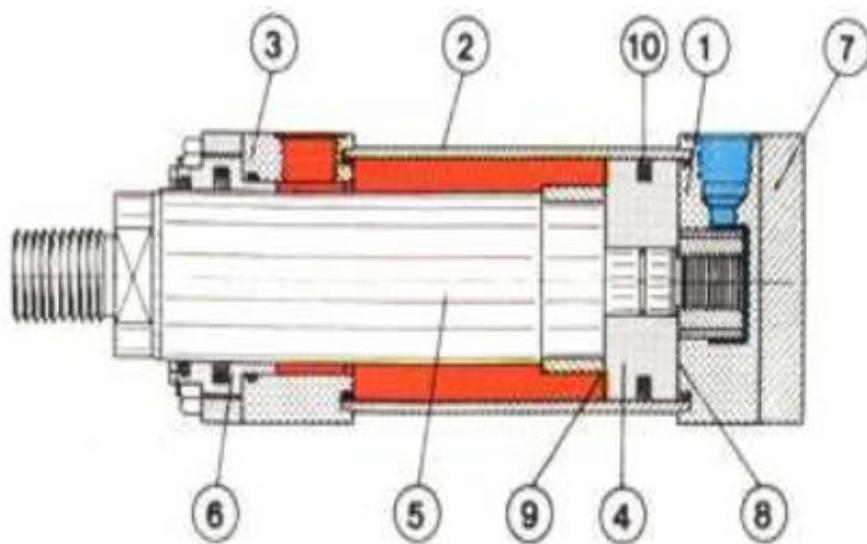


图 2-2 柱塞式液压缸

3. 伸缩式

伸缩式液压缸具有二级或多级活塞，伸缩式液压缸中活塞伸出的顺序式从大到小，而空载缩回的顺序则一般是从小到大。伸缩缸可实现较长的行程，而缩回时长度较短，结构较为紧凑。此种液压缸常用于工程机械和农业机械上。

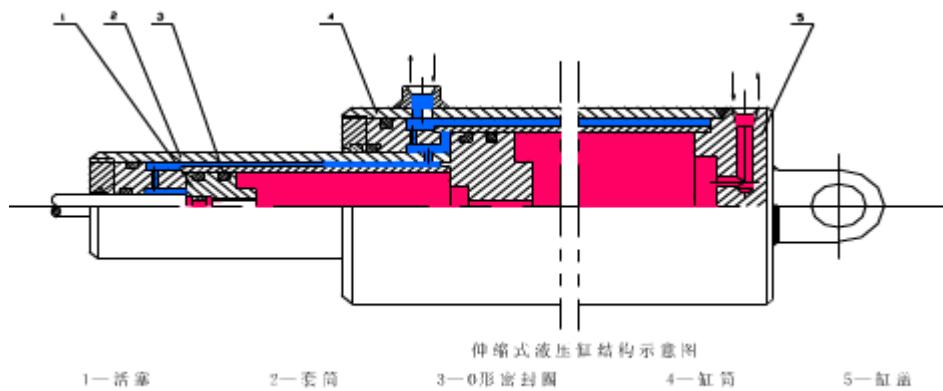


图 2-3 伸缩式液压缸

4. 摆动式

摆动式液压缸是输出扭矩并实现往复运动的执行元件，也称摆动式液压马达。有单叶片和双叶片两种形式。定子块固定在缸体上，而叶片和转子连接在一起。根据进油方向，叶片将带动转子作往复摆动。

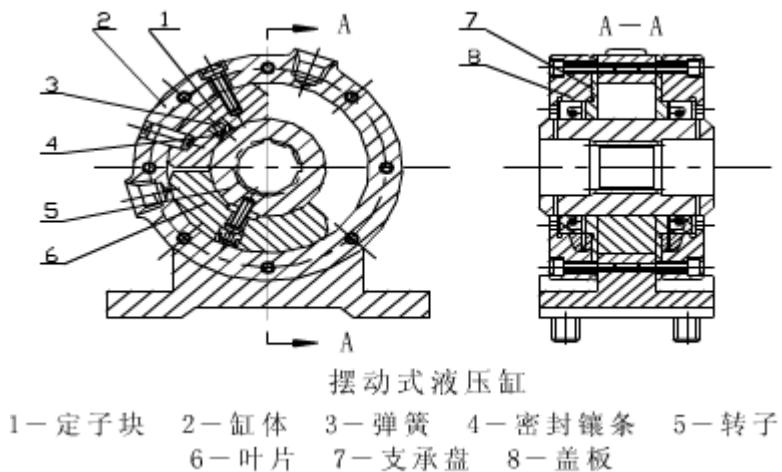


图 2-4 摆动式液压缸

2.3 液压缸工作原理

液压传动原理 - 以油液作为工作介质，通过密封容积的变化来传递运动，通过油液内部的压力来传递动力。

- 1、动力部分 - 将原动机的机械能转换为油液的压力能（液压能）。例如：液压泵。
- 2、执行部分 - 将液压泵输入的油液压力能转换为带动工作机构的机械能。例如：液压缸、液压马达。
- 3、控制部分 - 用来控制和调节油液的压力、流量和流动方向。例如：压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀。
- 4、辅助部分 - 将前面三部分连接在一起，组成一个系统，起贮油、过滤、测量和密封等作用。例如：管路和接头、油箱、过滤器、蓄能器、密封件和控制仪表等。

在一定体积的液体上的任意一点施加的压力，能够大小相等地向各个方向传递。这意味着当使用多个液压缸时，每个液压缸将按各自的速度拉或推，而这些速度取决于移动负载所需的压力。

在液压缸承载能力范围相同的情况下，承载最小载荷的液压缸会首先移动，承载最大载荷的液压缸最后移动。

为使液压缸同步运动,以达到载荷在任一点以同一速度被顶升,一定要在系统中使用控制阀或同步顶升系统元件。

2.4 液压缸的组成

从上面所述的液压缸典型结构中可以看到,液压缸的结构基本上可以分为缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置、缓冲装置和排气装置五个部分,分述如下。

(1)缸筒和缸盖。一般来说,缸筒和缸盖的结构形式和其使用的材料有关。工作压力 $p < 10\text{ MPa}$ 时,使用铸铁; $p < 20\text{ MPa}$ 时,使用无缝钢管; $p > 20\text{ MPa}$ 时,使用铸钢或锻钢。图 2-5 所示为缸筒和缸盖的常见结构形式。图 2-5(a)所示为法兰连接式,结构简单,容易加工,也容易装拆,但外形尺寸和重量都较大,常用于铸铁制的缸筒上。图 2-5(b)所示为半环连接式,它的缸筒壁部因开了环形槽而削弱了强度,为此有时要加厚缸壁,它容易加工和装拆,重量较轻,常用于无缝钢管或锻钢制的缸筒上。图 2-5(c)所示为螺纹连接式,它的缸筒端部结构复杂,外径加工时要求保证内外径同心,装拆要使用专用工具,它的外形尺寸和重量都较小,常用于无缝钢管或铸钢制的缸筒上。图 2-5(d)所示为拉杆连接式,结构的通用性大,容易加工和装拆,但外形尺寸较大,且较重。图 2-5(e)所示为焊接连接式,结构简单,尺寸小,但缸底处内径不易加工,且可能引起变形。

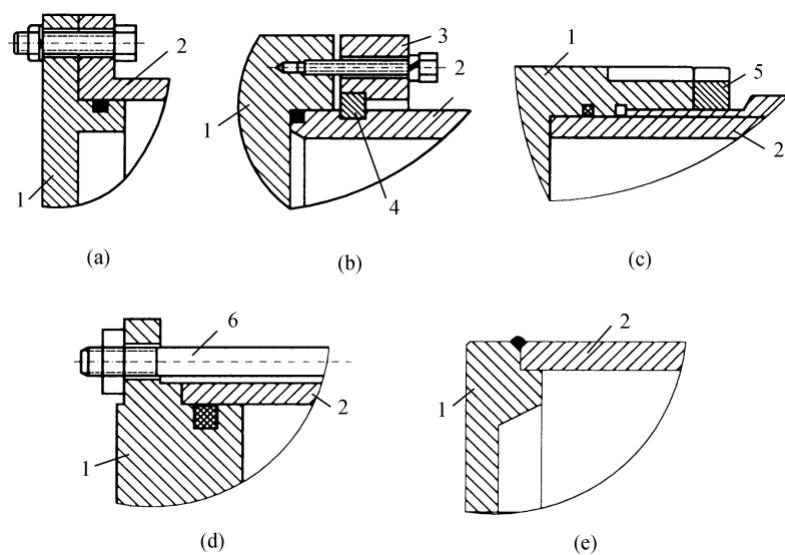


图 2-5 缸筒和缸盖结构

(a)法兰连接式 (b)半环连接式 (c)螺纹连接式 (d)拉杆连接式 (e)焊接连接式

1—缸盖 2—缸筒 3—压板 4—半环 5—防松螺帽 6—拉杆

(2) 活塞与活塞杆。可以把短行程的液压缸的活塞杆与活塞做成一体，这是最简单的形式。但当行程较长时，这种整体式活塞组件的加工较费事，所以常把活塞与活塞杆分开制造，然后再连接成一体。图 2-6 所示为几种常见的活塞与活塞杆的连接形式。

图 2-6(a)所示为活塞与活塞杆之间采用螺母连接，它适用负载较小，受力无冲击的液压缸中。螺纹连接虽然结构简单，安装方便可靠，但在活塞杆上车螺纹将削弱其强度。图 2-6(b)和(c)所示为卡环式连接方式。图 2-6(b)中活塞杆 5 上开有一个环形槽，槽内装有两个半圆环 3 以夹紧活塞 4，半环 3 由轴套 2 套住，而轴套 2 的轴向位置用弹簧卡圈 1 来固定。图 2-6(c)中的活塞杆，使用了两个半圆环 4，它们分别由两个密封圈座 2 套住，半圆形的活塞 3 安放在密封圈座的中间。图 2-6(d)所示是一种径向销式连接结构，用锥销 1 把活塞 2 固连在活塞杆 3 上。这种连接方式特别适用于双出杆式活塞。

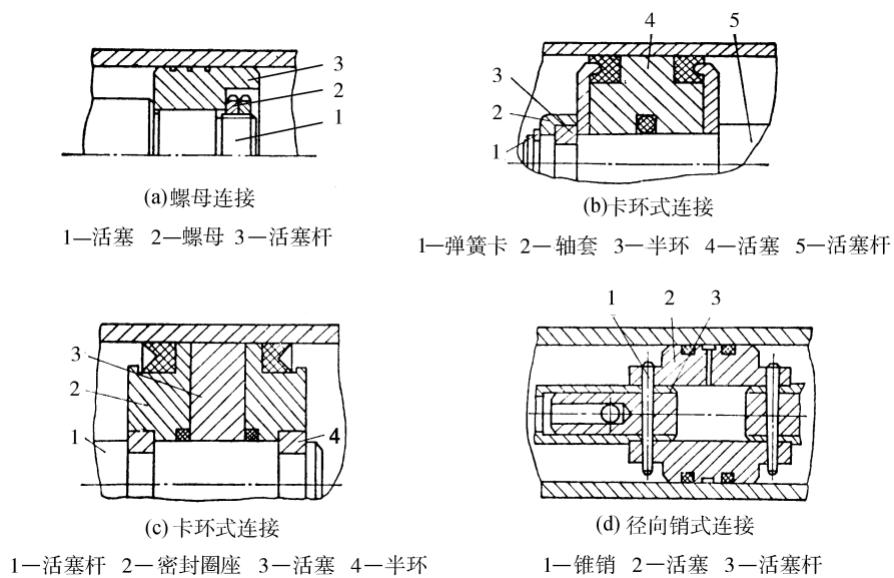


图 2-6 常见的活塞组件结构形式

3) 密封装置。液压缸中常见的密封装置如图 2-7 所示。图 2-7(a)所示为间隙密封，它依靠运动间的微小间隙来防止泄漏。为了提高这种装置的密封能力，常在活塞的表面上制出几条细小的环形槽，以增大油液通过间隙时的阻力。它的结构简单，摩擦阻力小，可耐高温，但泄漏大，加工要求高，磨损后无法恢复原有功能，只有在尺寸较小、压力较低、相对运动速度较高的缸筒和活塞间使用。图 2-7(b)所示为摩擦环密封，它依靠套在活塞上的摩擦环(尼龙或其他高分子材料制成)在 O 形密封圈弹力作用下贴紧缸壁而防止泄漏。这种材料效果较好，摩

擦阻力较小且稳定，可耐高温，磨损后有自动补偿能力，但加工要求高，装拆较不便，适用于缸筒和活塞之间的密封。图 2-7(c)、图 2-7(d)所示为密封圈(0 形圈、V 形圈等)密封，它利用橡胶或塑料的弹性使各种截面的环形圈贴紧在静、动配合面之间来防止泄漏。它结构简单，制造方便，磨损后有自动补偿能力，性能可靠，在缸筒和活塞之间、缸盖和活塞杆之间、活塞和活塞杆之间、缸筒和缸盖之间都能使用。

对于活塞杆外伸部分来说，由于它很容易把脏物带入液压缸，使油液受污染，使密封件磨损，因此常需在活塞杆密封处增添防尘圈，并放在向着活塞杆外伸的一端。

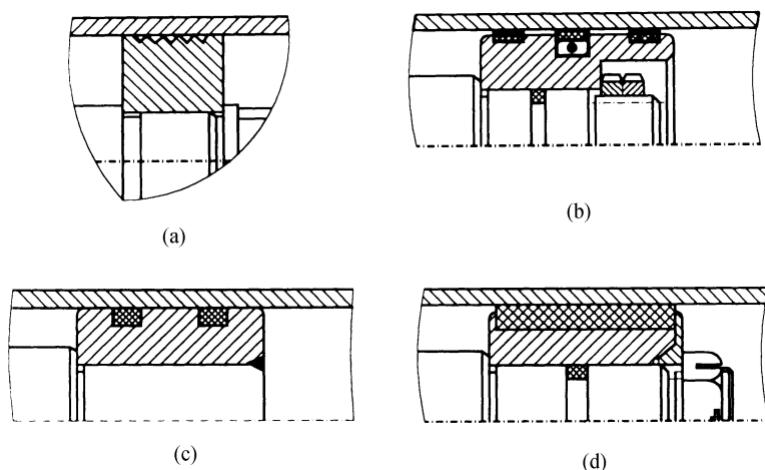


图 2-7 密封装置

(a) 间隙密封 (b) 摩擦环密封 (c) O 形圈密封 (d) V 形圈密封

(4) 缓冲装置。液压缸一般都设置缓冲装置，特别是对大型、高速或要求高的液压缸，为了防止活塞在行程终点时和缸盖相互撞击，引起噪声、冲击，则必须设置缓冲装置。

缓冲装置的工作原理是利用活塞或缸筒在其走向行程终端时封住活塞和缸盖之间的部分油液，强迫它从小孔或细缝中挤出，以产生很大的阻力，使工作部件受到制动，逐渐减慢运动速度，达到避免活塞和缸盖相互撞击的目的。

如图 2-8(a)所示,当缓冲柱塞进入与其相配的缸盖上的内孔时,孔中的液压油只能通过间隙排出,使活塞速度降低。由于配合间隙不变,故随着活塞运动速度的降低,起缓冲作用。当缓冲柱塞进入配合孔之后,油腔中的油只能经节流阀 1 排出,如图 2-8(b)所示。由于节流阀 1 是可调的,因此缓冲作用也可调节,但仍不能解决速度减低后缓冲作用减弱的缺点。如图 2-8(c)所示,在缓冲柱塞上开有三角槽,随着柱塞逐渐进入配合孔中,其节流面积越来越小,解决了在行程最后阶段缓冲作用过弱的问题。

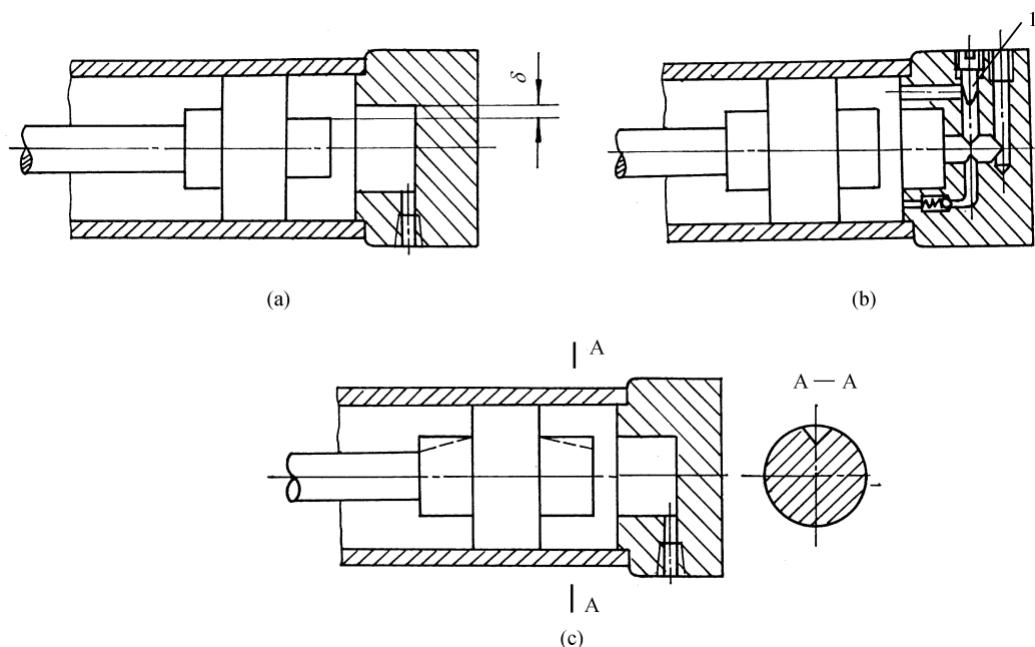


图 2-8 液压缸的缓冲装置

1—节流阀

(5)放气装置。液压缸在安装过程中或长时间停放重新工作时,液压缸里和管道系统中会渗入空气,为了防止执行元件出现爬行,噪声和发热等不正常现象,需把缸中和系统中的空气排出。一般可在液压缸的最高处设置进出油口把气带走,也可在最高处设置如图 2-9(a)所示的放气孔或专门的放气阀〔见图 2-9(b)、(c)〕。

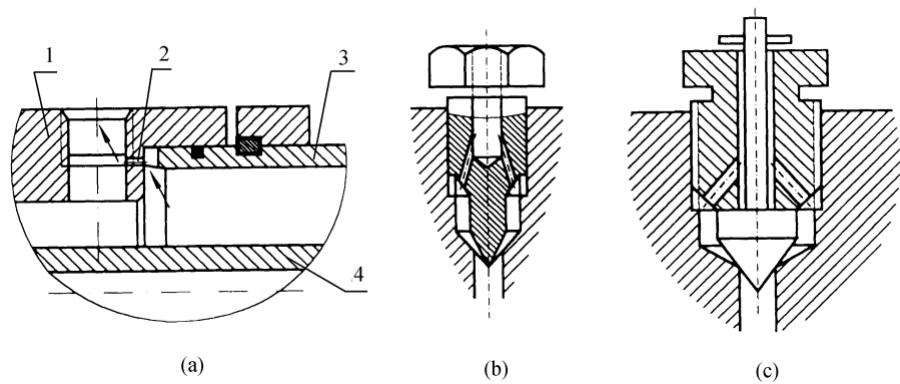


图 2-9 放气装置

1—缸盖 2—放气小孔 3—缸体 4—活塞杆

第3章 液压系统的设计

3.1 液压系统的确定

按照液体流动的循环方式不同，液压系统可以分为开式循环系统和闭式循环系统两种。

闭式循环系统结构紧凑，油路封闭，运动平稳。但是其结构复杂，散热条件差，为补偿油液泄露和进行油液更新及冷却必须设置完整的补油系统，油液过滤精度要求也较高。

开式循环系统结构简单，又可以很好的在油缸中进行冷却和沉淀杂质，散热条件好。适用于多个液动机进行并联的情况，也适用与定量油泵、节流调速的液压系统。

系统结构图如图所示：

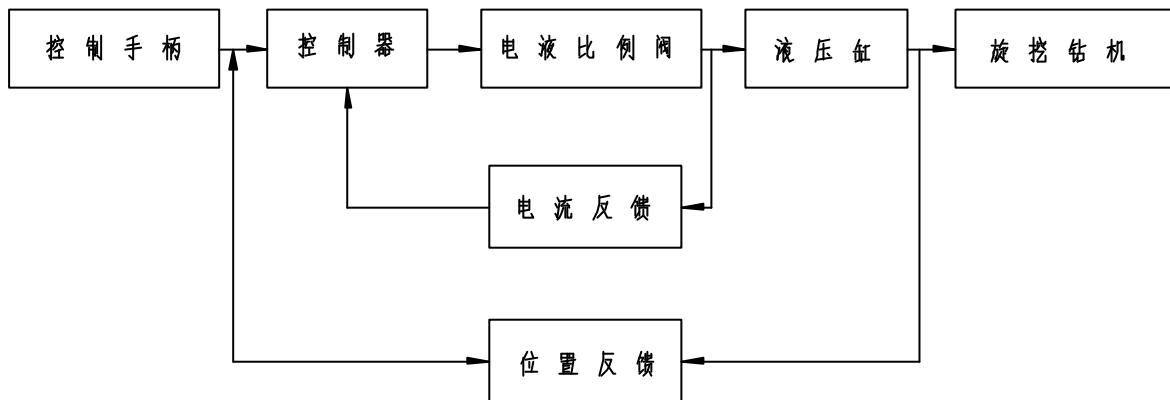


图 3-1

液压系统的主要参数是压力和流量，它们是设计液压系统，选择液压元件的主要依据。压力决定于外载荷。流量取决于液压执行元件的运动速度和结构尺寸。

3.2 液压系统的设计要求

1) 对正反循环钻机液压系统的要求

液压系统传动时液压机械的一个组成部分，液压传动系统的设计要同主机的总体设计同时进行，必须从实际出发，有机的结合各种传动形式，充分的发挥液压传动的优点，力求设计出结构简单、工作可靠、成本低、效率高、操作简单、

维护方便的液压系统。

- 1) 在变幅的过程中要求运动平稳，但对速度没有精确要求。
- 2) 支腿油缸在钻进作业的过程中要求可以承受很大的支撑力。
- 3) 在系统出现问题压力不足的情况下，制动器可以自动抱死电动机。

2) 初选系统的工作压力

压力的选择要根据载荷的大小和设备的类型而定。还要考虑执行元件的装配空间、经济条件及元件供应情况等的限制。载荷一定的情况下，工作压力低，势必要加大执行元件的结构尺寸，反之压力选的太高，对泵、缸、阀等元件的材质、密封、制造精度也要求很高，必然要提高成本。对一般对于矿山机械，限制空间尺寸、压力要求较高。就是说液压系统，必须结合机器在特定的使用条件下其性能稳定，安全可靠，调速方便、便于拆装、造价便宜，要全面做到这些也绝非易举，是要有实践经验和对同类钻机具有全面的了解然后参考下表：

表 3-1 各种机械常用的系统工作压力

机械类型	机床				农业机械	液压机
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力 /MPa	0.8~2	3~5	2~8	8~10	10~18	20~32

选取旋挖钻机的液压系统的工作压力为 16MPa。

3.3 液压缸的设计计算

1) 液压缸设计计算步骤

1) 根据主机的运动要求，按表选择液压缸的类型。根据机构的结构要求，按表选择液压缸的安装方式。

2) 根据主机的动力分析和运动分析，确定液压缸的主要性能参数和主要尺寸。如液压缸的推力、速度、作用时间、内径、行程和活塞杆直径等。

3) 根据选定的工作压力和材料进行液压缸的结构设计。如缸体壁厚、缸盖结构、密封形式、排气与缓冲等。

4) 液压缸性能的验算。

2) 液压缸类型及安装方式的确定

工作时液压缸要求可以双向运动产生推拉力。故此我们选用单活塞杆双作用液压缸。根据液压缸工作压力的大小，选用拉杆型液压缸。安装方式两端铰接，刚性导向。

3) 液压缸的主要性能参数---旋挖钻机变角度液压缸设计

液压缸的主要尺寸为缸筒内径、活塞杆直径和缸筒长度等。

1、缸筒的内径 D 的计算

根据载荷力的大小和选定的系统压力来计算液压缸内径 D

计算公式为

$$D = 3.57 \times 10^{-2} \sqrt{\frac{F}{P}}$$

式中 D---液压缸内径 (m)

F---液压缸推力 (kN)

P---选定的工作压力 (MPa)

根据求出的已知数据

$$F=156.5 \text{ kN} \quad P=16 \text{ MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$D=0.112 \text{ m}$$

根据标准圆整 D=125mm

2、活塞杆的直径 d

根据速度比的要求来计算活塞杆的直径 d

$$d = D \sqrt{\frac{j-1}{j}}$$

式中 d---活塞杆直径 (m)

D---液压缸直径 (m)

j ---速度比

液压缸的往复运动速度比，一般有 2、1.46、1.33、1.25 和 1.15 等几种。

根据下表选取速度比。

表 3-2 j 和 P 的关系

工作压力 p/MPa	10	12.5~20	20
速度比 j	1.33	1.46 ; 2	2

由于工作压力 p=16MPa，故选取速度比 j =1.46。

按公式代入数据，求得

$$d=70.2 \text{ mm}$$

根据标准圆整 d=70mm

3、液压缸行程 s 的确定

液压缸行程 s ,主要依据机构的运动要求而定。但为了简化工艺和降低成本 ,按标准系列值选取 s=1250mm。

4) 液压缸结构参数的计算

液压缸的结构参数 ,主要包括缸筒壁厚、油口直径、缸底厚度、缸头厚度等。

1、缸筒壁厚的计算

缸筒的材料 :45 号钢 $s_b = 610MPa$

$s_s = 360MPa$

$s_s = 14\%$

$$s_p = \frac{s_b}{n} = \frac{610}{5} = 122MPa$$

按厚壁筒计算 对于中高压系统 ,液压缸厚度一般按厚壁筒计算。

当缸体材料由脆性材料制造时 ,缸筒厚度应按第二强度理论计算

$$d \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[s] + 0.4p_y}{[s] - 1.3p_y}} - 1 \right)$$

按公式代入数据 ,求得

$$d = 12.5mm$$

2、缸体外径的计算

$$D_1 = D + 2d$$

式中 D_1 --- 缸体外径 (m)

按公式代入数据 ,求得

$$D_1 = 150mm$$

按标准圆整 $D_1 = 152mm$

3、液压缸油口直径的计算

液压缸油口直径应根据活塞最高运动速度 v 和油口最高液流速度 v_0 而定

$$d_0 = 0.13D \sqrt{\frac{v}{v_0}}$$

式中 d_0 --- 液压缸油口直径 (m)

D---液压缸内径 (m)
 v---液压缸最大输出速度 (m/min)
 v_0 ---油口液流速度 (m/s)

已知：

$$D = 0.125m; v = 0.25m/s; v_0 = 0.1m/s$$

按公式代入数据，求得

$$d_0 = 0.026m = 26mm$$

4、缸底厚度的计算

平行缸底，当缸底无油孔时

$$h = 0.433D \sqrt{\frac{p_y}{[s]}}$$

式中 h ---缸底厚度 (m)
 D ---液压缸内径 (m)
 p_y ---试验压力 (MPa)
 $[s]$ ---缸底材料的许用应力 (MPa)

已知：

$$D = 0.125m; P_y = 24MPa; [s] = 122MPa$$

按公式代入数据，求得

$$h = 24mm$$

5、缸头厚度的计算

由于在液压缸缸头上有活塞杆导向孔，因此其厚度的计算方法与缸底有所不同。

选用螺钉连接法兰型缸头：

$$h = \sqrt{\frac{3F(D_0 - d_{cp})}{pd_{cp}[s]}}$$

式中 h ---法兰厚度 (m)
 F ---法兰受力总和 (N)

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 p + \frac{\pi}{4} (d_H^2 - d^2) q$$

d---密封环内径 (m)
 d_H ---密封环外径 (m)
 P---系统工作压力 (Pa)
 q---附加密封力 (Pa)
 D_0 ---螺钉孔分布圆直径 (m)
 d_{cp} ---密封环平均直径 (m)
 $[s]$ ---法兰材料的许用应力 (Pa)

已知：采用 Y 型密封圈

$$\begin{aligned}
 d &= 50mm; d_H = 58mm; d_{cp} = 54mm; \\
 d_0 &= 16mm; D_0 = 89mm; [s] = 100MPa
 \end{aligned}$$

按公式代入数据，求得

$$F=42kN$$

$$h=0.016m=16mm$$

5) 液压缸的联接计算

1、缸盖联接计算

缸盖联接采用焊接联接：

液压缸缸底采用对焊时，焊缝的拉应力为

$$s = \frac{F}{\frac{p}{4}(D_1^2 - D_2^2)h}$$

式中 F---液压缸输出的最大推力 (N)

D---液压缸直径 (m)

P---系统最大工作压力 (Pa)

D_1 ---液压缸外径 (m)

D_2 ---焊缝底径 (m)

h ---焊接效率，通常取 $h=0.7$

已知：

$$\begin{aligned}
 F &= 156.5kN; D_1 = 150mm = 0.15m; D_2 = 0.135m; \\
 h &= 0.7
 \end{aligned}$$

按公式代入数据，求得

$$s = 66.6 \text{ MPa}$$

若缸头采用角焊时，则焊缝应力为

$$s = \frac{\sqrt{2}F}{xD_1h}$$

式中 h ---焊角宽度 (mm)

已知数据同上，按公式代入数据，求得

$$s = 33.6 \text{ MPa}$$

2、螺栓联接的计算

缸体与缸盖采用螺栓联接时，螺纹处拉应力为

$$s = \frac{KF}{\frac{p}{4}d_1^2 Z}$$

螺纹处的切应力为

$$t = \frac{K_1 K F d_0}{0.2 d_1^3 Z}$$

合成应力为

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} = 1.3s \leq [s]$$

式中 Z ---螺栓数

已知：

$$\begin{aligned} Z &= 4; K = 1.5; K_1 = 0.12; \\ F &= 92 \text{ KN}; d_0 = 33 \text{ mm}; d_1 = 30 \text{ mm} \end{aligned}$$

按公式代入数据，求得

$$s = 48.8 \text{ MPa}$$

$$t = 25.3 \text{ MPa}$$

合应力为

$$s_n = 65.6 \text{ MPa}$$

3、活塞与活塞杆的联接计算

活塞与活塞杆采用螺纹联接时，活塞杆危险截面（螺纹退刀槽）处的拉应力为

$$s = \frac{KF_1}{\frac{p}{4}d_1^2}$$

切应力为

$$t = \frac{K_1 K F_1 d_0}{0.2 d_1^3}$$

合成应力为

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} = 1.3s \leq [s]$$

式中

$$F_1 = \frac{p}{4}(D^2 - d^2)p$$

F_1 --- 液压缸输出拉力 (N)

d --- 活塞杆直径 (mm)

$[s]$ --- 活塞杆材料的许用应力 (Pa)

$$[s] = \frac{s_s}{n}$$

已知：

$$K = 1.5; F_1 = 92 \text{ kN};$$

$$d_1 = 0.03 \text{ m}; d_0 = 0.033 \text{ m}$$

按公式代入数据，求得

$$s = 195.3 \text{ MPa}$$

$$t = 101.3 \text{ MPa}$$

合应力为

$$s_n = 262.4 \text{ MPa}$$

4、活塞杆与活塞肩部表面的压应力

$$s_c = \frac{F}{\frac{p}{4}(A_1^2 - A_2^2)}$$

已知：

$$F = 92 \text{ kN}; A_1 = 70 \text{ mm}; A_2 = 52 \text{ mm}$$

按公式代入数据，求得

$$s_c = 53.4 \text{ MPa}$$

5、销轴、耳环的联接计算

销轴的联接计算：

销轴通常是双面受剪，为此其直径 d 应按下式计算

$$d = \sqrt{\frac{0.64F}{[t]}}$$

式中 d ---销轴直径 (mm)

F ---液压缸输出的最大推力 (N)

$[t]$ ---销轴材料的许用切应力 (Pa)，对于 45 钢， $[t]=70\text{ MPa}$ 。

已知：

$$F=156.5\text{ KN}; [t]=70\text{ MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$d=39\text{ mm}$$

耳环的联接计算：

耳环宽度为

$$EW = \frac{F}{d[s_c]}$$

式中 d ---销轴直径 (mm)

EW ---耳环宽度 (mm)

$[s_c]$ ---耳环材料的许用压应力 (Pa)，通常取 $[s_c]=(0.2\sim0.25)s_b$

s_b ---耳环材料的抗拉强度 (Pa)

已知：

$$F=156.5\text{ KN}; d=0.039\text{ m}; [s_c]=84\text{ MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$EW=48\text{ mm}$$

6) 活塞杆稳定性验算

液压缸承受轴向压缩载荷时，当活塞杆直径 d 与活塞杆的计算长度 l 之比大于 10 时，应校核活塞杆的纵向抗弯强度或稳定性。

1、无偏心载荷

由材料力学知，受压细长杆，当载荷力接近某一临界值时，杆将产生纵向弯曲。且其挠度值随压缩载荷的增加而急剧增大，以至屈曲破坏。

对于没有偏心载荷的细长杆，其纵向弯曲强度的临界值，可按等截面法和非等截面法计算。

等截面计算法：

当细长 $\frac{l}{K} \geq n\sqrt{n}$ 时，可按欧拉公式计算临界载荷 P_k 。此时

$$P_k = \frac{n\mathbf{p}^2 E J}{l^2}$$

式中 P_k --- 活塞杆纵向弯曲破坏的临界载荷 (N)

n --- 末端条件系数

E --- 活塞杆材料的弹性模量，对于钢，取为 $E = 2.1 \times 10^{11} Pa$

J --- 活塞杆截面的转动惯量 (m^4)

实心活塞杆 $J = \frac{\mathbf{p}d^4}{64}$

d --- 活塞杆直径 (mm)

l --- 活塞杆计算长度，即活塞杆在最大伸出时，活塞杆端支点和液压缸安装点间的距离 (m)

k --- 活塞杆断面的回转半径 (mm)

实心活塞杆

$$K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{d}{4}$$

A --- 活塞杆截面积 (m^2)

实心活塞杆 $A = \frac{\mathbf{p}}{4}d^2$

m --- 柔性系数

若活塞杆为实心杆，并用钢铁材料制造时，上式可以简化为

$$P_k = \frac{1.02nd^4}{l^2} \times 10^{11}$$

已知：

$$n = 1; E = 2.1 \times 10^{11} Pa; J = 1.2 \times 10^{-6} m^4; l = 2.9m$$

按公式代入数据，求得

$$K = 0.0175m$$

$$P_k = 295.4 KN$$

7) 液压缸的主要性能参数---旋挖钻机变幅液压缸设计

液压缸的主要尺寸为缸筒内径、活塞杆直径和缸筒长度等。

1、缸筒的内径 D 的计算

根据载荷力的大小和选定的系统压力来计算液压缸内径 D
计算公式为

$$D = 3.57 \times 10^{-2} \sqrt{\frac{F}{P}}$$

式中 D---液压缸内径 (m)

F---液压缸推力 (KN)

P---选定的工作压力 (MPa)

根据求出的已知数据

$$F=242.5\text{KN} \quad P=16\text{MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$D=0.139\text{m}$$

根据标准圆整 D=140mm

2、活塞杆的直径 d

根据速度比的要求来计算活塞杆的直径 d

$$d = D \sqrt{\frac{j-1}{j}}$$

式中 d---活塞杆直径 (m)

D---液压缸直径 (m)

j ---速度比

液压缸的往复运动速度比，一般有 2、1.46、1.33、1.25 和 1.15 等几种。

根据下表选取速度比。

表 3-3 j 和 P 的关系

工作压力 p/MPa	10	12.5~20	20
速度比 j	1.33	1.46 ; 2	2

由于工作压力 p=16MPa，故选取速度比 j =1.46。

按公式代入数据，求得

$$d=79\text{mm}$$

根据标准圆整 d=80mm

3、液压缸行程 s 的确定

液压缸行程 s，主要依据机构的运动要求而定。但为了简化工艺和降低成本，

按标准系列值选取 $s=1250\text{mm}$ 。

8) 液压缸结构参数的计算

液压缸的结构参数，主要包括缸筒壁厚、油口直径、缸底厚度、缸头厚度等。

1、缸筒壁厚的计算

缸筒的材料 :45 号钢 $s_b = 610\text{MPa}$

$s_s = 360\text{MPa}$

$s_s = 14\%$

$$s_p = \frac{s_b}{n} = \frac{610}{5} = 122\text{MPa}$$

按厚壁筒计算 对于中高压系统，液压缸厚度一般按厚壁筒计算。

当缸体材料由脆性材料制造时，缸筒厚度应按第二强度理论计算

$$d \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[s] + 0.4p_y}{[s] - 1.3p_y}} - 1 \right)$$

按公式代入数据，求得

$$d = 0.014m = 14\text{mm}$$

2、缸体外径的计算

$$D_l = D + 2d$$

式中 D_l --- 缸体外径 (m)

按公式代入数据，求得

$$D_l = 160\text{mm}$$

按标准圆整 $D_l = 168\text{mm}$

3、液压缸油口直径的计算

液压缸油口直径应根据活塞最高运动速度 v 和油口最高液流速度 v_0 而定

$$d_0 = 0.13D \sqrt{\frac{v}{v_0}}$$

式中 d_0 --- 液压缸油口直径 (m)

D --- 液压缸内径 (m)

v --- 液压缸最大输出速度 (m/min)

v_0 --- 油口液流速度 (m/s)

已知：

$$D = 0.125m; v = 0.25m/s; v_0 = 0.1m/s$$

按公式代入数据，求得

$$d_0 = 0.029m = 29mm$$

4、缸底厚度的计算

平行缸底，当缸底无油孔时

$$h = 0.433D \sqrt{\frac{p_y}{[s]}}$$

式中 h ---缸底厚度 (m)

D ---液压缸内径 (m)

p_y ---试验压力 (MPa)

$[s]$ ---缸底材料的许用应力 (MPa)

已知：

$$D = 0.125m; P_y = 24MPa; [s] = 122MPa$$

按公式代入数据，求得

$$h = 27mm$$

5、缸头厚度的计算

由于在液压缸缸头上有活塞杆导向孔，因此其厚度的计算方法与缸底有所不同。

选用螺钉连接法兰型缸头：

$$h = \sqrt{\frac{3F(D_0 - d_{cp})}{pd_{cp}[s]}}$$

式中 h ---法兰厚度 (m)

F ---法兰受力总和 (N)

$$F = \frac{p}{4}d^2 p + \frac{p}{4}(d_H^2 - d^2)q$$

d ---密封环内径 (m)

d_H ---密封环外径 (m)

p ---系统工作压力 (Pa)

q ---附加密封力 (Pa)

D_0 ---螺钉孔分布圆直径 (m)

d_{cp} ---密封环平均直径 (m)

$[s]$ --- 法兰材料的许用应力 (Pa)

已知：采用 Y 型密封圈

$$d = 60\text{mm}; d_H = 72\text{mm}; d_{cp} = 66\text{mm}; \\ d_0 = 16\text{mm}; D_0 = 104\text{mm}; [s] = 100\text{MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$F = 65\text{KN}$$

$$h = 0.019\text{m} = 19\text{mm}$$

9) 液压缸的联接计算

1、缸盖联接计算

缸盖联接采用焊接联接：

液压缸缸底采用对焊时，焊缝的拉应力为

$$s = \frac{F}{\frac{p}{4}(D_1^2 - D_2^2)h}$$

式中 F --- 液压缸输出的最大推力 (N)

D --- 液压缸直径 (m)

P --- 系统最大工作压力 (Pa)

D_1 --- 液压缸外径 (m)

D_2 --- 焊缝底径 (m)

h --- 焊接效率，通常取 $h = 0.7$

已知：

$$F = 242.5\text{kN}; D_1 = 168\text{mm} = 0.168\text{m}; D_2 = 0.15\text{m};$$

$$h = 0.7$$

按公式代入数据，求得

$$s = 77\text{MPa}$$

若缸头采用角焊时，则焊缝应力为

$$s = \frac{\sqrt{2}F}{xD_1h}$$

式中 h --- 焊角宽度 (m)

已知数据同上，按公式代入数据，求得

$$s = 46.4 \text{ MPa}$$

2、螺栓联接的计算

缸体与缸盖采用螺栓联接时，螺纹处拉应力为

$$s = \frac{KF}{\frac{p}{4}d_1^2 Z}$$

螺纹处的切应力为

$$t = \frac{K_1 K F d_0}{0.2 d_1^3 Z}$$

合成应力为

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} = 1.3s \leq [s]$$

式中 Z---螺栓数

已知：

$$Z = 4; K = 1.5; K_1 = 0.12;$$

$$F = 85.5 \text{ kN}; d_0 = 42 \text{ mm}; d_1 = 38 \text{ mm}$$

按公式代入数据，求得

$$s = 28.3 \text{ MPa}$$

$$t = 14.7 \text{ MPa}$$

合应力为

$$s_n = 38.1 \text{ MPa}$$

3、活塞与活塞杆的联接计算

活塞与活塞杆采用螺纹联接时，活塞杆危险截面（螺纹退刀槽）处的拉应力为

$$s = \frac{KF_1}{\frac{p}{4}d_1^2}$$

切应力为

$$t = \frac{K_1 K F_1 d_0}{0.2 d_1^3}$$

合成应力为

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} = 1.3s \leq [s]$$

式中 F_1 --- 液压缸输出拉力 (N)

$$F_1 = \frac{p}{4} (D^2 - d^2) p$$

d---活塞杆直径 (m)

[s]---活塞杆材料的许用应力 (Pa)

$$[s] = \frac{s_s}{n}$$

已知: $K = 1.5$; $F_1 = 85.5 \text{ KN}$;

$d_1 = 0.038 \text{ m}$; $d_0 = 0.042 \text{ m}$

按公式代入数据, 求得

$$s = 113.1 \text{ MPa}$$

$$t = 58.9 \text{ MPa}$$

合应力为

$$s_n = 152.3 \text{ MPa}$$

4、活塞杆与活塞肩部表面的压应力

$$s_c = \frac{F}{\frac{p}{4} (A_1^2 - A_2^2)}$$

已知:

$$F = 85.5 \text{ KN}; A_1 = 80 \text{ mm}; A_2 = 62 \text{ mm}$$

按公式代入数据, 求得

$$s_c = 42.6 \text{ MPa}$$

5、销轴、耳环的联接计算

销轴的联接计算:

销轴通常是双面受剪, 为此其直径 d 应按下式计算

$$d = \sqrt{\frac{0.64F}{[t]}}$$

式中 d---销轴直径 (m)

F---液压缸输出的最大推力 (N)

[t]---销轴材料的许用切应力 (Pa), 对于 45 钢, $[t] = 70 \text{ MPa}$ 。

已知:

$$F=242.5\text{KN}; [s]=70\text{MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$d=47\text{mm}$$

耳环的联接计算：

耳环宽度为

$$EW = \frac{F}{d[s_c]}$$

式中 d ---销轴直径 (m)

EW ---耳环宽度 (m)

$[s_c]$ ---耳环材料的许用压应力 (Pa)，通常取 $[s_c] = (0.2 \sim 0.25) s_b$

s_b ---耳环材料的抗拉强度(Pa)

已知：

$$F=242.5\text{KN}; d=0.047\text{m}; [s_c]=70\text{MPa}$$

按公式代入数据，求得

$$EW=61\text{mm}$$

10) 活塞杆稳定性验算

液压缸承受轴向压缩载荷时，当活塞杆直径 d 与活塞杆的计算长度 l 之比大于 10 时，应校核活塞杆的纵向抗弯强度或稳定性。

1、无偏心载荷

由材料力学知，受压细长杆，当载荷力接近某一临界值时，杆将产生纵向弯曲。且其挠度值随压缩载荷的增加而急剧增大，以至屈曲破坏。

对于没有偏心载荷的细长杆，其纵向弯曲强度的临界值，可按等截面法和非等截面法计算。

等截面计算法：

当细长 $\frac{l}{K} \geq m\sqrt{n}$ 时，可按欧拉公式计算临界载荷 P_k 。此时

$$P_k = \frac{n p^2 E J}{l^2}$$

式中 P_k ---活塞杆纵向弯曲破坏的临界载荷 (N)

n ---末端条件系数

E ---活塞杆材料的弹性模量，对于钢，取为 $E = 2.1 \times 10^{11} \text{Pa}$

J ---活塞杆截面的转动惯量 (m^4)

$$\text{实心活塞} \quad J = \frac{\rho d^4}{64} \quad \text{杆}$$

d---活塞杆直径 (m)

l---活塞杆计算长度, 即活塞杆在最大伸出时, 活塞杆端支点和液压缸安装点间的距离 (m)

k---活塞杆断面的回转半径 (m)

实心活塞杆

$$K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{d}{4}$$

A---活塞杆截面积 (m²) |

实心活塞杆

$$A = \frac{\rho}{4} d^2$$

m---柔系数

若活塞杆为实心杆, 并用钢铁材料制造时, 上式可以简化为

$$P_k = \frac{1.02 n d^4}{l^2} \times 10^{11}$$

已知:

$$n = 1; E = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}; J = 2 \times 10^{-6} \text{ m}^4; l = 3 \text{ m}$$

按公式代入数据, 求得

$$K = 0.02 \text{ m}$$

$$P_k = 464.2 \text{ KN}$$

第4章 液压系统保养

4.1 旋挖钻机液压系统的保养

1、液压系统的清洁度控制：

旋挖钻机的液压系统十分复杂，液压元件零件精度较高，运动副的配合间隙非常小，液压系统中有许多变量机构和比例控制阀，因此对液压油的清洁度要求很高，清洁度要求在 NAS9 级以下。若油液清洁度差，会加快液压元件的磨损，使阀芯出现卡滞，阻尼孔堵塞等液压故障。要保证液压系统的油液清洁度，要做到以下几点：

(1)：加油钱包中液压油箱内部清洁干净。

(2)：加油时，将加油口周围擦抹干净，用高精度滤油机往油箱加油，不加油时要及时盖好加油盖，保证油箱密封。

(3)：虽然在液压系统的装配中进行了严格的去毛刺清洗工序，但是也不能彻底消除阀块孔中的毛刺和油管中的污物，工作一段时间后，毛刺污物会进入滤油器，经过一段时间工作，滤油器的滤芯有可能堵塞，此时液压油就会通过滤油器上的旁通溢流阀进入油箱。使油箱里的油液受到污染，所以在首次开机工作 500 小时后，要清洗或更换滤油器滤芯，过滤油箱里的液压油。以后可每隔工作 2000~3000 小时时，要清洗或更换滤油器滤芯和液压油。若钻机停放一年以上时间不工作，也要更换或过滤液压油。

(4)：若钻机较长时间不工作，外面带有水分的空气通过空气滤清器进入油箱，将水分带入液压油，使液压油乳化变质，所以要隔一段时间开动钻机运转，是油温升高，消除液压油中的水分。过滤或更换液压油时，应将液压油从油箱抽出。往油箱加油时，无论新液压油还是用过的液压油，必须用滤油机过滤加入，注意新液压油并非是洁净的。

2、液压油的温度控制：

在钻机工作时，油温一般不超过 80 度，最高不得超过 90 度。当油温太高时，油液粘度变得很小，有的润滑作用变差，加快液压元件的磨损，内泄露增大，缩短液压元件的使用寿命。同时加速密封件的老化，油液容易变质。当油液温度过低时，油液粘度变得很大，压力损失加大，油液流动性很差，影响阻尼孔流量，延长缓冲动作时间是钻机反应迟缓，严重时不能工作。因此要控制油液的温度。当油液的温度超过 80 度时应停止工作，让动力头空载转动降温。当油液温度在 -20 度以下启动钻机时，最好先开机使动力头空载运转一段时间后，等油温回升后再使钻机工作。

3、液压缸上各液压元件的压力、流量参数在出公司前均已调好，严禁随意调动，特别是压力阀中的调压参数，调高时危害液压系统的安全，会对机器产生损坏。

调低时钻机的输出力和扭矩达不到要求，影响性能质量，确需调整，须有专业人员指导下才能调节。

4、首次开机或拆卸维修后，液压管路中存有空气，要开机空载运行，油缸在工作允许的最大行程内往复运动，排出管路中的气体，必要时松开管路接头排气。特别是马达的补油口，松开补油口处的接头，开机使补油管中的气体排出，流出油后再拧紧接头。首次开机后液压系统中有气存在容易产生气蚀和振动爬行。

5、主卷扬浮动是在动力头打钻情况下使用，可使主卷扬随钻杆自由下放，严禁在其它工况中进行主卷扬浮动操作，否则会使钻杆自由落体或掉落，出现机件损坏的严重故障。

6、钻机上的执行机构使用了马达与减速机，减速机的制动用于停车制动，利用摩擦片牢靠的锁定机械装置。在转动情况下的制动用平衡阀进行制动，不能用减速机进行制动。否则会使减速机摩擦片烧坏，损坏减速机，还会因惯性过大停转时间长，让减速机来制动，损坏减速机。要经常检查主卷扬减速机制动口压力，正常压力在 20 至 25bar 之间，低于 20bar 时，要在减速机减压阀的弹簧上加 0.5—1mm 垫片或其它办法提高压力，此处压力太低时容易烧坏减速机。

7、钻机上液压胶管分为高压胶管和低压胶管。高压胶管钢丝层数较多，可承受高压，低压胶管钢丝层数均为一层，承受压力较低。所以在更换胶管时，要弄清楚原胶管的型号和承压情况，不要用低压胶管代替高压胶管，防止胶管爆裂。值得注意的是主卷扬的两个浮动油管可辅控制阀上的 LS 油管为高压 6 通径油管，是二层钢丝的，容易与一层胶管混淆。主油管用于传送一定流量的液压油，胶管通径较大，不要用小通径胶管代替大通径胶管，否则会加大管路的压力损失，降低钻机的工作效率。

8、旋挖钻机上的油缸、主卷扬承受负载，维修或更换时一定要注意安全。油缸上的平衡阀 维修或更换时，要将油缸活塞杆收缩到底时才能拆换。主卷扬马达减速机维修或更换时，要拆卸钻杆等负载，在不让主卷扬承受任何外力时，方可拆换马达减速机。

9、泵油异常噪声多是吸油管密封不严实或吸油阻力太大造成的，此时常伴有运动机构爬行现象。应检查吸油管卡箍是否松动，吸油滤芯是否堵塞。若存在问题要进行处理。

10、油缸运动爬行与缸内存在空气和平衡阀出现故障有关，油缸按最大行程动作几次可以排出油缸内的气体。平衡阀的故障多是阀芯上有赃物使阀芯运动不灵活造成的，应拆下平衡阀清洗或更换平衡阀。

11、一般油缸沉降有两个原因，一是油缸内部的密封损坏产生的内泄露，二是平衡阀有内泄露。判断是何种情况漏油的办法是，拆掉主阀与平衡阀相连的油管，

观察接头处有无漏油，若漏油为平衡阀问题，应更换平衡阀。不漏油，则为油缸有内泄露，应维修或更换油缸。

12、主卷扬承受较重的负荷，操作时应匀速扳动手柄，从上升转到下降或下降转到上升，应使手柄在中位稍作停留再扳到位，不允许快速扳到位或反复快扳，这样会损坏马达减速机和发生掉钻杆问题。

致谢

衷心感谢学校这次毕业设计的学习锻炼机会，通过这次毕业设计，我收获颇多，知识面有了很大的提高，综合运用能力得到加强，可以说经过这样一次设计，我们才真正达到了毕业的要求。

毕业设计是培养学生综合运用本专业所学的基础理论知识和专业知识来分析，解决实际问题的能力的重要教学环节，是对三年所学知识的复习与巩固。

通过毕业设计不仅可以巩固专业知识，为以后的工作打下坚实的基础，而且还可以培养和熟练使用资料，运用工具书的能力。

在毕业设计过程中，我们较系统地了解了液压缸的工作原理及基础知识，努力做到理论联系实际，使所学知识系统化，条理化，使我们很好地完成了设计任务。

首先，我感觉这次设计提高了我们解决实际问题的能力。在一个实际题目当前，怎样才能解决问题呢？这不是哪本书上能说清楚的。这就要求我们根据实际情况，分析实际问题，想出解决方案，这就是一个能力的问题了。平时我们很少有这样的机会，能把所学的知识运用于解决实际问题当中，但这次设计就给予了我们一个很好的机会。

其次，这次设计考验了我的自学能力。在整个设计过程中，许多知识都不是我以前所学过的，特别是软件的应用方面。因此这让我意识到学习能力的重要性，活学活用，才能立于不败之地。

再次，这次设计锻炼了我的综合运用知识能力。在设计时，我不但要用到机械方面的知识，还要用到许多计算机方面的知识。如何把握许多方面的知识，综合运用这些知识，这就要求我们掌握重点，灵活运用，不然就难以解决设计中的问题的。

在设计过程中，得到了指导老师周友行副教授的精心指点。由于时间较紧，任务重、经验不足，缺点和错误在所难免，希望老师们能给以批评指正，为我们以后在工作岗位上完成工作任务，打下良好的基础。

参考文献 (资料) :

- [1] 孔德文等 . 液压挖掘机 [M] . 北京 : 化学工业出版社 . 2007.1
- [2] 现代工程图学 [M] . 湖南科学技术出版社 2002.2
- [3] 濮良贵 , 纪名刚 . 机械设计 (第七版) [M] . 北京 : 西北工业大学机械原理及机械零件教研室 , 高等教育出版社 , 2000 .
- [4] 孙恒 , 陈作模 . 机械原理 (第六版) [M] . 北京 : 高等教育出版社 , 2001 .
- [5] 朱张校 . 工程材料 (第三版) [M] . 北京 : 清华大学出版社 , 2001
- [6] 朱冬梅 . 画法几何及机械制图第五版 [M] . 北京 : 高等教育出版社 , 2000.12 .
- [7] 同济大学 . 液压挖掘机 [M] 北京 : 中国建筑工业出版社 , 1986 .
- [8] 哈尔滨工业大学理论力学教研室 . 理论力学 [M] . 北京 : 高等教育出版 , 2002 .
- [9] 朱龙根 . 简明机械零件设计手册 [M] . 北京 : 机械工业出版社 , 2005.6
- [10] 陆望龙 . 典型液压元件结构 [M] . 北京 : 化学工业出版社 , 2009.5

附录

有限元素分析与设计 42 (2006) 298 - 313

大型轴承螺栓接头数值模式的发展

作者：奥里安 韦迪纳，*，迪米特里 尼瑞巴，让 癸乐特布

加拿大 H3C 公司 3A7, 魁北克, 蒙特利尔, 沙田, 车站中心, 蒙特利尔 Ecole 理工学院, 机械工程系, P.O 6079 信箱

摘要：

螺栓接头的传统理论并没有考虑到外部负载的复杂性，既没有其相关连接的不灵活性，也没有接触的非线性。本文论述了可以快速，精确的计算直径轴承上承受很大倾覆力矩的紧固螺栓的二维数值模型。该模型的独特性是在于一个特殊的有限元素的使用，像一环，除了在轴向方向。其轴向刚度是控制螺栓组装方式的局部刚度。该模型调整为三维有限元的模拟，并在几种类型的轴承中表现了优异效果。

关键词：螺栓接头；数值模式；转盘轴承；有限元分析

1、介绍

提供快捷，准确的结果，是对实际工程的挑战之一，主要是在设计过程的早期阶段。涉及不同的螺栓接头的机械系统的制造商需要合适的计算模型，该计算模型需要考虑整体解决方案。大量的模型近似的部件和螺栓刚度使用锥体 球体 相当于瓶装或其他分析模型[1-4]。根据传统理论，最初是为那些居中或稍微偏离中心的负荷发展，该负荷的刚度为常数。然而，有限元模拟以及实验结果显示出强劲的非线性由于接触面积的变化[5-7]与外部负载。刚度非线性特性进行了研究格洛斯[8]和吉洛[9]，他们提出了一个非线性模型，但只有板样的配置。

另一个传统理论的弱点在于所谓的负载系数的计算方法。负荷因素试图测量传送到螺栓上面的外在的力量。在外部力量的成员上应用所在地管辖的负载因子和刚度成员的方式分配。张[10]开发了一种新的螺栓接头分析模型，并考虑到刚性还原会与残余力量有关，压缩变形和尺寸变化的外力是因为成员轮换造成的。这种模式有它的局限性，并不适用于螺栓装配时的成员有不同的几何形状，或在外部势力不是在成员接口对称的。

对于具体模型，我们提出对大型轴承可以看作为一个圆形法兰盘，考虑到不同的非线性特性以及不同的配置或通过适当的几何刚度分布的通用模型的基础。

2、回转支承

本文提出的模型是对特定的大直径螺栓轴承合适。这些大型轴承(高达 13 米(43 英尺))也被称为“回转支承”，是用起重机，雷达天线，隧道掘进机，轴承套圈等。二是夹在主框架由高强度的螺栓预装。一个或两个环是提供齿，使摆动驱动器进行运转。连接就像大量的一个个又厚又狭小的螺栓固定一个非常严格的框架圆柱法兰。

该系统的另一个特殊性是重要的和可变的倾覆力矩。轴承是遭受同样重要径向和轴向

负荷。轴承所研究的三个类型，球轴承，交叉滚子轴承和三排滚子轴承，如图 1 所示。

由于结构的复杂性和特殊性，螺栓联合负荷，既不是传统的模式也不是非线性模型是合适的。

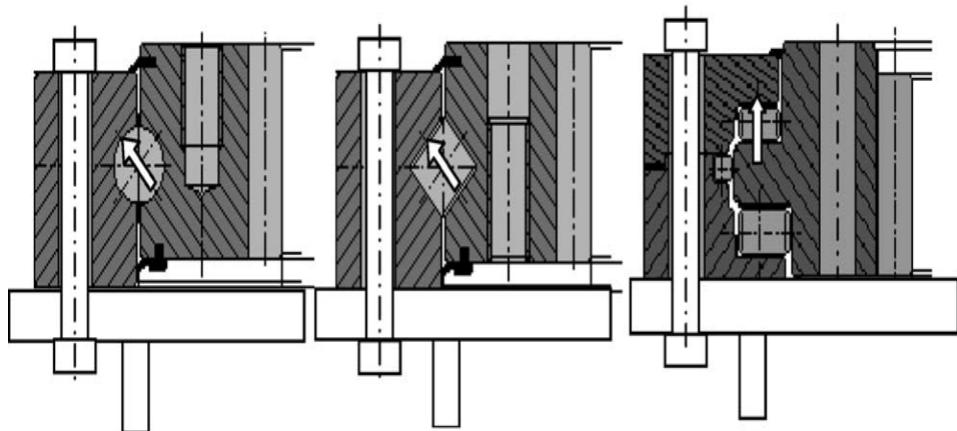


图 1 回转轴承

因此，我们已经开发出一种新的模式，同时考虑到在与框架单元的轴向方向，并与管状分子径向方向的弯曲刚度。此外，管内容进行了修改，涉及螺栓装配的预装行为特征。此外，在建模过程是一个原始的“混合”有限元素的定义。这个元素有一个除了在其轴向刚度有关，局部刚度，支配行为的螺栓装配环的一般行为。啮合同几个元素的环状物可以考虑到非线性刚度分布，特别是对高负荷的应用效果。不断演变的接触面积是仿照通过接触弹簧和使用迭代求解的技术。

3、建模和假设

对这些系统的具体负荷是一个偏离中心的轴向载荷（正常起重机载荷型）在一个大的倾覆力矩造成的。这将建立在轴承槽（如图 1 内部负载 1）。在这个发展阶段，外部负荷强度并不重要。这足以适用于两种型号相同的载荷：二维数值模型和三维有限元模型用于调整的第一个步骤。

要构建数学模型，我们提出了一些简化：

- ?建模的目的，我们只考虑负载最重的螺栓和相关零件；
- ?外圈不仅是为模型。因此，外部势力所取代滚动体负荷，等效负载增加螺栓的工作负荷；
- ?加载，以及有关的具体内容的制定被认为是轴对称；
- ?安装被认为是非常严格的。

图 2 基本原则提出了新的建模。在左边的是素描和数值模型；右侧的是等效有限元模型。

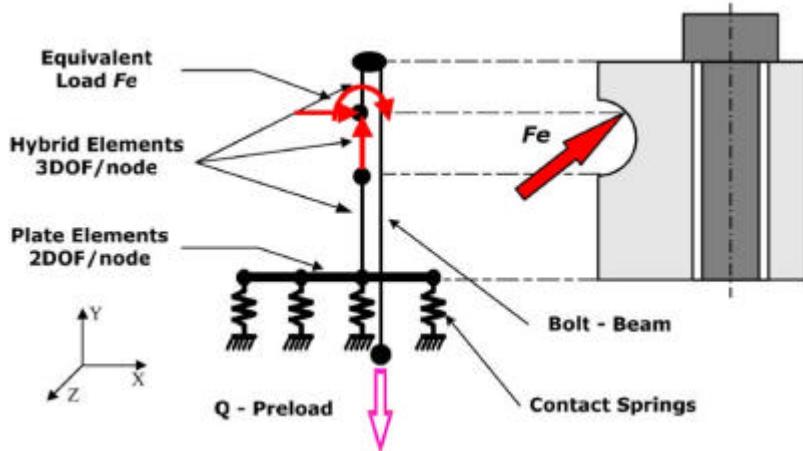


图 2 建模原理

正如图 2 显示，轴承环模型包括三个要素的类型：

A : 盘子模型是以由沃代安[11]提出和罗克解析式[12]发展的圆板模型为基础的。他们有两个自由度/节点（是翻译和 z 旋转轴对称元素）及其作用：

? 为表示的环的弯曲度是根据 OY 轴的方向；

? 表征移位，尤其是环状物的边界不断增长和它的分离。联系弹簧元素它们能够模拟环变量之间的接触带和安装根据预安装和外部负载的应用。因此，以不同的接触状态，物体的刚度矩阵将被调整和它们对螺纹元件的非线性负荷将增大。

B : 所谓的混合物原理使人们有可能考虑到物体的部分压缩刚度，以及具体的弯曲沿径向方向的挠度。每个节点的三个自由度使铁元素的结构与系统的受力相当于外部负载。

C: 元素的弯曲和分裂是由于模型的接触与安装。它们的行为特征的弹性表现在该接口和单方面的接触。弹簧刚度模型可作为一个调谐参数。

螺栓有一个等效梁的制定在本文件的以后会有讲述。

3.1 确定轴承的轴向刚度位置

为了计算轴承的轴向刚度位置，我们已经使用 MASSOL[13]根据拉斯穆森[14]提出的一个基本圆柱集会（图 3）所作的改进。本节计算的等效部分，记为 A_p ，使我们能够确定零件刚度的 K_p 值。所用的关系式为

$$A_p^* = \frac{p}{4} (1 - D_t^{*2}) + 0.61 (D_p^{*2} - 1) \tan^{-1} \left[\frac{0.35 \sqrt{l_p^*} + \sqrt{(1 + 2l_p^*) - 1}}{2.04 (D_p^{*2} - D_t^{*2})} \right] \quad (1)$$

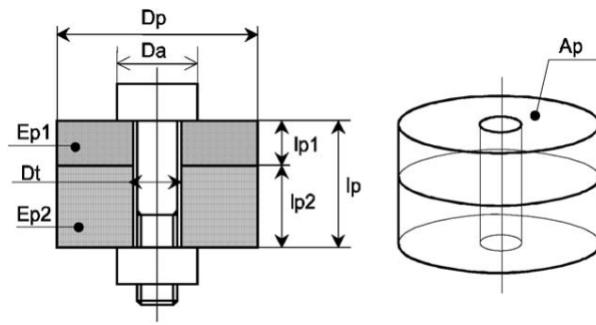


图 3 一个基本部件的尺寸

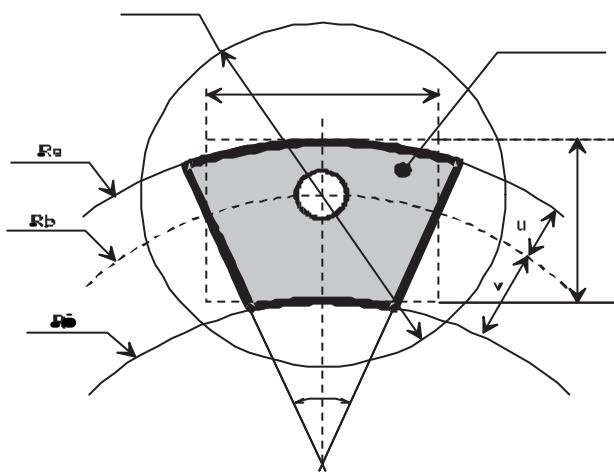


图 4 轴向刚度部门尺寸计算

用下面的无量纲量 : $A_p^* = \frac{A_p}{D_a^2}$ $D_p^* = \frac{D_p}{D_a}$ $D_t^* = \frac{D_t}{D_a}$ $l_p^* = \frac{l_p}{D_a}$

对我们的知道轴承而言 , 有一部分不圆。外型尺寸 X 和 Y 是考虑如图 4 所示。

如果直径

$$D_p = 3 * D_a \quad (3)$$

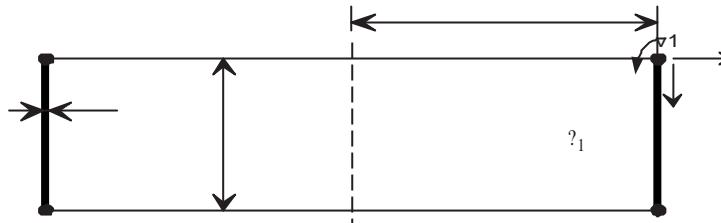
不是该扇形面的部分上 , 下面的表达式。那么就使用

$$D_p = (x + y) / 2 \quad (4)$$

该扇形面的总轴向刚度计算是用 等式(1)和(2)。考虑 LP 的长度等于轴承圈的高度。轴向刚度 K_p 值以及相当于相等的面积 A_p , 从而得到考虑整个扇形的角度。

3.2 混合元素

如图 2 所示，啮合的轴承环使用的三个混合元素与三个主要部件有关：一个元素指定为环之间的上表面和轨道上负载生效的起点之间的区域；第二个元素是指定减少的区域是由轴承滚道和在轴承滚道及其安装之间的下部区域的三分之一所决定。中间节点面对滚动体接触点，使外部力量应用到其中之一。



R - 元素的平均半径

T - 元素的径向厚度

L - 元素的高度

u, v, - 局部自由度

图 5 管（圆柱表面）元素的参数

$$\begin{aligned}
 \text{DOF in} & \rightarrow u1 \ v1 \ \theta1 \ u2 \ v2 \ \theta2 \\
 \text{local CS} & \quad k11 \ k12 \ k13 \ k14 \ k15 \ k16 \\
 & \quad k21 \ k22 \ k23 \ k24 \ k25 \ k26 \\
 & \quad k31 \ k32 \ k33 \ k34 \ k35 \ k36 \\
 & \quad k41 \ k42 \ k43 \ k44 \ k45 \ k46 \\
 & \quad k51 \ k52 \ k53 \ k54 \ k55 \ k56 \\
 & \quad k61 \ k62 \ k63 \ k64 \ k65 \ k66
 \end{aligned}$$

$$[k^*] = 2\pi \left(\frac{EY}{1-\nu^2} \right)$$

图 6 圆柱表面单元矩阵

3.2.1 混合单元刚度矩阵

由于相比于外径和高度相对较低的径向厚度，在外圈的运动方式是和其内表面装载的管子相似的。该管的基本自由度以及主要参数显示如图 5。其代表性是以圆柱表面的基本公式 [15] 为基础。

对于我们轴承，重要的是要考虑到一个具体的圆柱表面弯曲，以及由一个径向力（或压力）造成的径向位移。这种根据罗基[15]如图 6 所示的元素的刚度矩阵很普遍。在图 6 中，所有的表达方式 k_{ij} 都使用 R, T, L 参数（图 5），E-电子杨氏模量和-泊松数字来表达。

混合元素的刚度矩阵是以圆柱表面元素公式为基础的。为了准确的在轴向刚度建模，与

圆柱表面单元矩阵的拉伸力的表达方式对应的行和列已被等效刚度的梁的公式所取代。因为轻微的影响力，所以连接表达方式设置为零，正如数值试验表明。在图 6 (给予部分坐标) 采用的坐标转换程序根据整个模型的坐标系统和编号矩阵图控制的原因提出来的。

在全球 CS 的管状物元素矩阵的拉伸自由度是 (行和列) 六方面。该矩阵转换得到的最后形式是如图 7 介绍的杂交元矩阵。

在新的条件下截面积 A_p 和以前提出的横截面计算使用改进的 RAS - 穆森公式 [14] 是相等的。

此外，为了考虑负载点的应用高度，总轴向刚度 (或相反的灵活性) 必须用不同的元素在非均匀模式下来分配，正如在 3.3 节中讨论的。

DOFs in global CS →

$v \uparrow \theta \rightarrow u$

$2\pi \left(\frac{Et}{1-v^2} \right)$

	u_1	v_1	θ_1	u_2	v_2	θ_2
$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{-11}{(210r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L} t^2$	$\frac{9}{(70r)} L - \frac{r}{L^3} t^2$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{13}{(420r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L} t^2$	
$\frac{1}{2} v$	$\frac{r}{L}$	$\frac{-1}{12} v t$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{r}{L}$	$\frac{1}{12} v t$	
k32	$\frac{1}{(105r)} L^3 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$	$\frac{-13}{(420r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L} t^2$	$\frac{1}{12} v$	$\frac{-1}{(140r)} L^3 - \frac{1}{6} \frac{r}{L} t^2$		
k52	$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{r}{L} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{-1}{2} v$	$\frac{11}{(210r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L} t^2$		
-k42	$\frac{1}{2} v$	$\frac{-1}{2} v$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{-1}{12} v t$		
k41	$\frac{-1}{2} v t$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{-1}{12} v t$		
k62	$\frac{1}{2} v$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{1}{2} v$	$\frac{1}{(105r)} L^3 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$	
	$k63$	$k65$	$k66$			

Tube element matrix

modified into

Hybrid element matrix

- Lines and Columns to be modified in the tube element matrix

- Lines and Columns modified to obtain the hybrid element matrix

图 7 管状物元素矩阵转化成杂交元矩阵

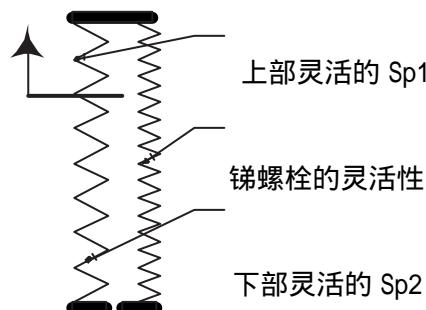


图 8 螺栓装配示意图

3.3 考虑外在负载应用程序的起源

正如 Guillot [9] 和最近以来的张 [10] 所示的外负载应用这个地方, 对螺栓装配行为, 计算拉力的标准及带有螺纹部件的弯曲瞬间补充度有极其重大影响。对于一个轴向载荷, 螺栓的装配可以按照图 8 所示来代表。

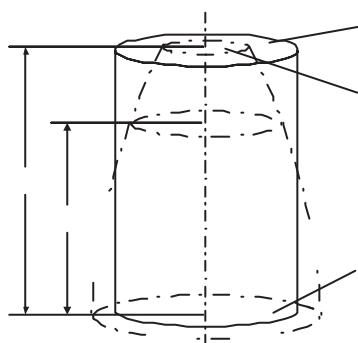


图 9 实际区域的压缩

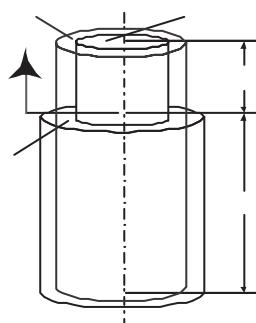


图 10 自适应的灵活性

众所周知,和初始状态的预加负荷 Q 比较,外力导致螺栓受力增大。螺栓所受总力 F_b 为
$$F_b=Q+Sp_2*Fe/(Sp+Sb) \quad (5)$$

全部零件的灵活性

$$Sp=Sp_1+Sp_2 \quad (6)$$

是什么让零件的灵活性不均匀分布的厚度的计算复杂化了,事实上,在压缩条件下的头螺栓的模样,取决于装配的水平,看起来就像一个体积接近于被切去顶端的形状的圆锥(图 9)。

符合标准的实际情况是通过合理的算法来计算一个压缩零件的灵活性。零件可由两个或多个分区分开。考虑一个两部分组装零件隔断案例(图 10),这个方法如下:

1、通过改良的拉斯穆森的[14]计算横截面面积 A_p ,然后全部零件的灵活性。

$$A_p? Sp=L_p/A_p E_p \quad (7)$$

Bolted joints for very large bearings—numerical model development

Aurelian Vadean *, Dimitri Leray , Jean Guillot

aDepartment of Mechanical Engineering, Ecole Polytechnique de Montreal, P.O. Box 6079,

Station Centre-Ville, Montreal, Québec, Canada H3C 3A7

bLaboratoire de Genie Mecanique de Toulouse - COSAM, INSA Toulouse, 135 Avenue de

Rangueil, Toulouse Cedex 4, 31077, France

Abstract

The conventional theory of bolted joints does not take the complexity of external loads into account, neither its related joint stiffness nor the contact non-linearities. This article deals with a 2D numerical model allowing fast and precise calculation of the fastening bolts for very large diameter bearings subjected to an overturning moment. The originality of the modelling lies in the use of a particular finite element that behaves like a ring, except in the axial direction. Its axial stiffness is the local stiffness that governs the behaviour of the bolted assembly. The model was tuned upon 3D finite elements simulations and provides excellent results for several types of bearings.

Keywords: Bolted joints; Numerical model; Slewing bearings; Finite elements analysis

1. Introduction

Providing fast and accurate results is one of the challenges of practical engineering mainly during the early stages of the design process. The manufacturers of different mechanical systems involving bolted joints need suitable calculation models that allow integrated solutions. Numerous models approximate the parts and bolt stiffness using cones, spheres, equivalent cylinders or other analytical models [1–4].

According to the conventional theory, which was originally developed for loads that are centred or slightly off-centre, the stiffness of the member is constant. However, finite elements simulations as well as experimental results show strong non-linearities due to the changing contact area [5–7] with the external load. Stiffness non-linearities were studied by Grosse [8] and Guillot [9] and they propose a non-linear model but only for plate-like configurations.

Another weakness of the conventional theory lies in the way the so-called load factor is calculated. The load factor tries to measure the amount of the external force which is transmitted to the bolt. The location where external forces are applied on the member governs the load factor and the way the member stiffness is distributed. Zhang [10] developed a new analytic model of bolted joints and takes into consideration the stiffness reduction associated with the residual force on the assembly, compression deformation caused by external force and dimensions changing due

to member rotation. This model has its limitation and is not applicable to bolted assemblies when the members are of different geometry or when the external forces are not symmetric about the member interface.

The specific model we are proposing for large bearings can serve as base for a generic model of circular rings which can take into account the different non-linearities as well as different configurations or geometries by appropriate stiffness distribution.

2. The slewing bearings

The model this article proposes is suitable for specific bolted joints for large diameter bearings. These large bearings (up to 13m(43 ft)) also called “slewing bearings”, are used for cranes, radar dishes, tunnel-boring machines, etc. The two bearing rings are clamped to the main frame by preloaded high strength bolts. One or both rings are provided with gear teeth to enable the swing drive to operate. The connection is like a thick and narrow cylindrical ring on a very rigid frame fastened with a large number of bolts.

Another particularity of the system is the important and variable overturning moment. The bearings are subjected to radial and axial loads of same importance. The three types of bearings under study, ball bearings, crossed-roller bearings and three-row roller bearings, are presented in Fig. 1.

Due to the complexity of structure and the particularity of bolted joint loading, neither traditional models nor non-linear models are appropriate.

Thus we have developed a new model that takes into account simultaneously the bending stiffness in the axial direction with shell elements and in radial direction with tube-like elements. Furthermore, the tube elements were modified to consider the characteristics related to the behaviour of preloaded bolted assemblies. Therefore, the modelling process lies in the definition of an original “hybrid” finite element. This element has the general behaviour of a ring except for the axial direction where its stiffness is related to the local stiffness that governs the behaviour of the bolted assembly. Meshing the ring with several elements allows taking into account non-linear stiffness distribution in the assembly and in particular the effect of the load application height. The evolving contact area is modelled by contact springs and using an iterative solving technique.

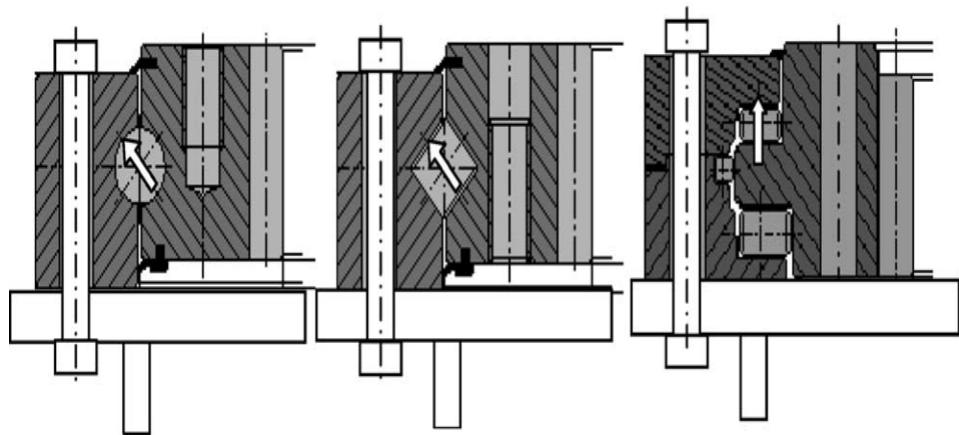


Fig. 1. Slewing bearings.

3. Modelling and assumptions

The specific loading on these systems is an off-centre axial load (a normal crane loading type) resulting in a large overturning moment. This will build up an internal load on the bearings grooves (as shown in Fig. 1). At this stage of development, the intensity of the external load is not important. It is sufficient to apply the same loading on both models: the 2D numerical model and the 3D finite elements model used to tune the first one up.

To build the numerical model, several simplifications were made:

- for modelling purposes, we consider only the most loaded bolt and the associated sector;
- the outer ring only is modelled. Thus the external forces are replaced by the rolling elements load as

an equivalent load which increase the working load on bolts;

- the loading as well the formulation of the specific elements are considered axisymmetric;
- the mounting is considered extremely rigid.

Fig. 2 presents the principle underlying the new modelling. On the left-hand side is the sketch of the numerical model and on the right-hand side is the equivalent finite elements model.

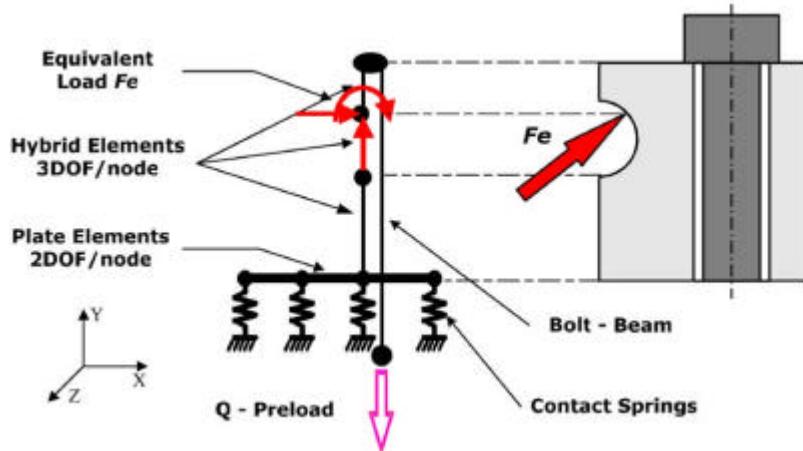


Fig. 2. Modelling principle.

As Fig. 2 shows, the bearing ring model consists of three types of elements:

- a. The plate elements based on the circular-plate model as described by Vadean [11] and developed from Roark's analytical formulas [12]. They are axisymmetric elements with two DOFs/node (y translation and z rotation) and their role is
 - to represent the ring bending according to the axial direction OY;
 - to characterize displacements and particularly the boundary separation of the ring from its mounting. Coupled to springs elements they are able to model the variable contact zone between the ring and the mounting according to the preload installed and the external load applied. Consequently to different contact status, the stiffness matrix will be adjusted and a non-linear loading of the threaded element is produced.
- b. The so-called hybrid elements which make it possible to take into account the part compression stiffness, as well as the specific bending stiffness of a tube along radial direction OX. The three DOFs per node enable the structure to be loaded with a force system equivalent to the external load F_e .
- c. The spring elements that model the contact with the mounting. They characterize the elastic behaviour of the interface and the unilateral contact. Springs stiffness will be a parameter of the model tuning.

The bolt has the formulation of an equivalent beam as described later in this paper.

3.1. Determining the axial stiffness of the bearing sector

In order to calculate the axial stiffness of the bearing sector we have used the improvement made by MASSOL [13] to the formulation of Rasmussen [14] for an elementary cylindrical assembly (Fig. 3).

The calculation of the equivalent section, noted A_p , makes it possible to determine the K_p stiffness of the parts. The relations used are

$$A_p^* = \frac{p}{4} (1 - D_t^{*2}) + 0.61 (D_p^{*2} - 1) \tan^{-1} \left[\frac{0.35 \sqrt{l_p^*} + \sqrt{(1 + 2l_p^*) - 1}}{2.04 (D_p^{*2} - D_t^{*2})} \right] \quad (1)$$

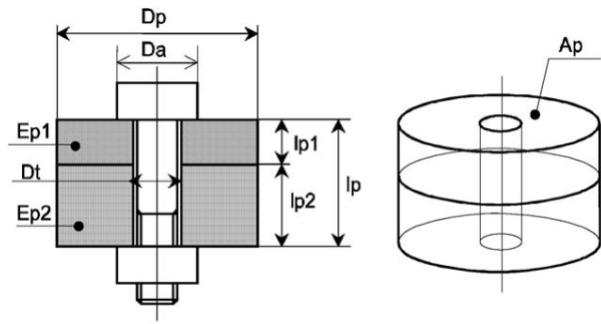


Fig. 3. Dimensions of an elementary assembly.

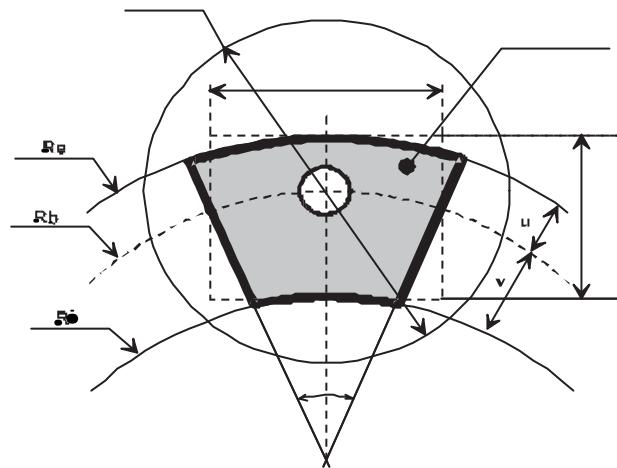


Fig. 4. Dimensions for the axial stiffness sector calculation.

with the following dimensionless quantities:

$$A_p^* = \frac{A_p}{D_a^2} \quad D_p^* = \frac{D_p}{D_a} \quad D_t^* = \frac{D_t}{D_a} \quad l_p^* = \frac{l_p}{D_a}$$

In the case of our bearings, the sections are not circular. Overall dimensions X and Y are considered as indicated in Fig. 4.

If the diameter

$$D_p = 3 * D_a \quad (3)$$

is not inscribed in the sector section, the following expression is used:

$$D_p = (x + y) / 2 \quad (4)$$

The total axial stiffness of the sector is calculated with Eqs. (1) and (2) considering the length l_p equal to the height of the bearing ring. Axial stiffness K_p as well as the equivalent section A_p is

thus obtained considering the whole angular sector.

3.2. Hybrid elements

As shown in Fig. 2, the bearing ring is meshed using three hybrid elements in relation with the three main parts: one element is assigned for the part between the upper surface of the ring and the load application origin on the raceway; a second element is assigned for the reduced section determined by the bearing raceway and a third for the lower part between the raceway and the mounting. The intermediate nodes face the rolling elements contact points, so that the external force is applied to one of them.

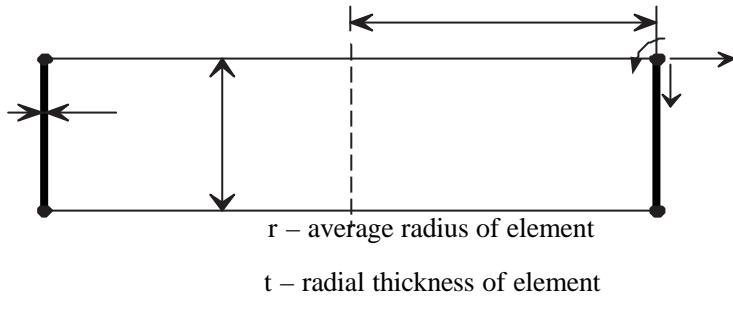


Fig. 5. Parameters of tube (cylindrical shell) element.

$$\begin{array}{l}
 \text{DOF in} \rightarrow u_1 \ v_1 \ \theta_1 \ u_2 \ v_2 \ \theta_2 \\
 \text{local CS} \quad \quad \quad k_{11} \ k_{12} \ k_{13} \ k_{14} \ k_{15} \ k_{16} \\
 \quad \quad \quad k_{21} \ k_{22} \ k_{23} \ k_{24} \ k_{25} \ k_{26} \\
 \quad \quad \quad k_{31} \ k_{32} \ k_{33} \ k_{34} \ k_{35} \ k_{36} \\
 \quad \quad \quad k_{41} \ k_{42} \ k_{43} \ k_{44} \ k_{45} \ k_{46} \\
 \quad \quad \quad k_{51} \ k_{52} \ k_{53} \ k_{54} \ k_{55} \ k_{56} \\
 \quad \quad \quad k_{61} \ k_{62} \ k_{63} \ k_{64} \ k_{65} \ k_{66} \\
 \\
 \left[K^* \right] = 2\pi \left(\frac{Ei}{1 - \nu^2} \right) \quad \quad \quad
 \end{array}$$

Fig. 6. Cylindrical shell element matrix.

3.2.1. Hybrid element stiffness matrix

Due to the relatively lowradial thickness compared to the outer diameter and to the height, the behaviour of the outer ring is similar to a tube which is loaded on its inner surface. The degrees of freedom of an elementary tube as well as the principal parameters are showed in Fig. 5. Its representation is based on a general formulation of a cylindrical shell [15].

For our bearing, it is important to take the specific bending of a cylindrical shell into account,

as well as the radial displacements, produced by a radial force (or load component). The general stiffness matrix of such element according to Rockey [15] is shown in Fig. 6, where all terms k_{ij} are expressed using θ , t , L parameters (Fig. 5), E —Young's modulus and ν —Poisson number.

The stiffness matrix of the hybrid element is based on the formulation of the cylindrical shell element. In order to model accurately the axial stiffness, the lines and the columns corresponding to the tensile terms in the matrix of the cylindrical shell element have been replaced by the corresponding terms from a beam formulation of equivalent stiffness. The coupling terms were set to zero because of minor influence

as numerical tests had shown. According to the coordinate system of the global model and for numbering control reasons a coordinates transformation procedure on the matrix presented in Fig. 6 (given in local coordinates) was applied.

In the global CS, the tensile DOFs of the tube element matrix are the v_i terms (lines and columns). The transformation of the matrix to obtain the final form of the hybrid element matrix is presented in Fig. 7.

The A_p section area in the new terms is the equivalent cross-section calculated using improved Ras-mussen's formulation [14] presented previously.

Furthermore, in order to consider the height of the point load application, the total axial stiffness (or opposite, the flexibility) must be distributed among different elements in a non-uniform pattern as discussed in Section 3.3.

DOFs in global CS →

$2\pi \left(\frac{Et}{1-v^2} \right)$

Tube element matrix

modified into

Hybrid element matrix

- Lines and Columns to be modified in the tube element matrix

- Lines and Columns modified to obtain the hybrid element matrix

u_I	v_I	θ_I	u_2	v_2	θ_2
$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{1-v}{2}$	$\frac{-11}{(210r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$	$\frac{9}{(70r)} L - \frac{r}{L^3} t^2$	$\frac{1-v}{2}$	$\frac{13}{(420r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$
$\frac{1-v}{2}$	$\frac{r}{12}$	$\frac{-1-v}{12}$	$\frac{1-v}{2}$	$\frac{r}{12}$	$\frac{-1-v}{12}$
k32	k31	$\frac{1}{(105r)} L^3 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$	$\frac{-13}{(420r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$	$\frac{1-v}{12}$	$\frac{-1}{(140r)} L^3 - \frac{1}{6} \frac{r}{L} t^2$
k52	-k51	$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{1-v}{2}$	$\frac{11}{(210r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$	
-k42	k41	$\frac{-1-v}{2}$	$\frac{1-v}{2}$	$\frac{-1-v}{12}$	
k62	-k61	k63	k65	k66	$\frac{1}{(105r)} L^2 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$

$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{-11}{(210r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$	$\frac{9}{(70r)} L - \frac{r}{L^3} t^2$	$\frac{13}{(420r)} L^2 - \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$		
$\frac{1-v}{2}$	$\frac{A_p}{2\pi Lt}$	0	$\frac{-1-v}{2\pi Lt}$		
0	0	0	0	0	
k32	0	$\frac{1}{(105r)} L^3 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$	$\frac{-13}{(420r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$	$\frac{-1}{(140r)} L^3 - \frac{1}{6} \frac{r}{L} t^2$	
k52	0	$\frac{r}{L^3} t^2 + \frac{13}{(35r)} L$	$\frac{11}{(210r)} L^2 + \frac{1}{2} \frac{r}{L^2} t^2$		
0	$\frac{-1-v}{2\pi Lt}$	$\frac{A_p}{2\pi Lt}$	0	$\frac{1}{(105r)} L^2 + \frac{1}{3} \frac{r}{L} t^2$	
k62	0	k63	k65	0	

Fig. 7. Transforming of tube element matrix into hybrid element matrix.

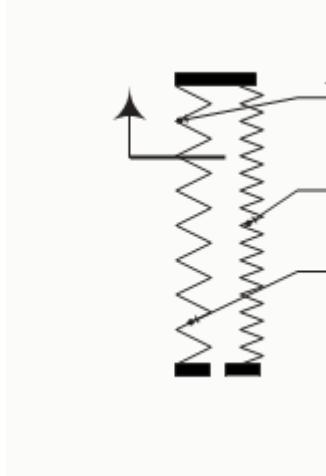


Fig. 8. Schematic representation of bolted assembly.

3.3. Considering the origin of application of the external load

The location where external load is applied, as shown by Guillot [9] and more recently by Zhang [10], has a major influence on bolted assembly behaviour and on computed values of tensile force and bending moment supplements of the threaded element. For an axial load, the bolted assembly can be represented schematically as

shown in Fig. 8.

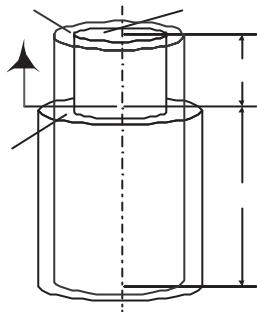


Fig. 9. The real zone of compression.

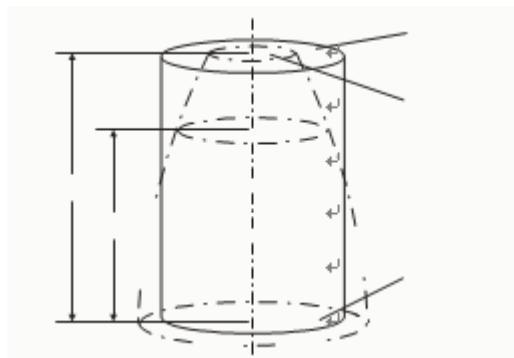


Fig. 10. Determination of the adapted flexibilities.

It is known that the external force induces in the bolt a force supplement, compared to the initial state of the preload Q . The total working force in the bolt F_b is

$$F_b = Q + S_p 2 * F_e / (S_p + S_b) \quad (5)$$

with the total flexibility of the part

$$S_p = S_{p1} + S_{p2} \quad (6)$$

What complicates the computation is that the part flexibility is not uniformly distributed across the thickness. In fact, the image of the compressed zone under the

head of bolt, up to the mating plane, appears as a volume approaching the shape of a truncated cone (Fig. 9).

To fairly accurate the real situation, an appropriate algorithm is used to calculate the flexibility of a compressed part. Part could be made by two or multiple partitions. Considering a two parts partition case (Fig. 10), the methodology is as follows:

1. Calculate A_p cross-section by improved Rasmussen's formulation [14], then total part flexibility

$$A_p = S_p = L_p / A_p E_p \quad (7)$$