统力
Tongli

承载超越重托

BEARING BEYOND LOADS

Tongli

统力回转支承
Tongli slewing ring

致力于挺直民族品牌的腰杆

Devote to National Brand

1956年，马鞍山因钢兴市。

In 1956, Maanshan City was established based on Ma steel.

上世纪六、七十年代，随着挖掘机、汽车吊等主机设计制造技术的引进，其关键配套件回转支承被引入中国。

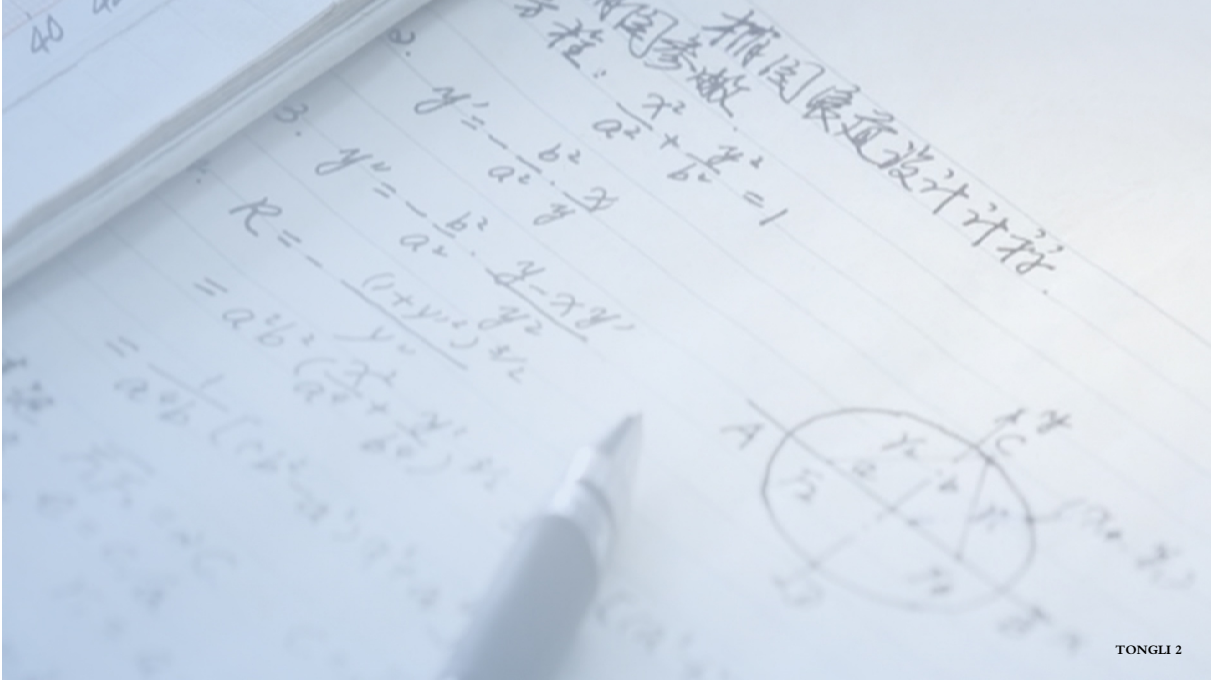
In 1960s ~ 1970s, with the import of construction machines like excavators, truck cranes ,and etc, the key component - slewing ring was introduced to China.

20世纪六十年代初，在邓小平同志亲自决策下建成我国第一家火车车轮轮毂生产厂——马钢车轮公司。

In early 1960s, under the decision of Deng Xiaoping, the first railway wheel hub plant in China -Ma Steel Wheel Company was build up.

建设部北京建筑机械综合研究所于1984年定点马鞍山锻压设备厂生产回转支承，改称马鞍山回转支承厂。侯宁、吴礼平、张宗江等第一批回转支承工程技术人员从业。

In 1984, Beijing Construction Machinery Research Institute of Ministry of Construction selected Maanshan Forging Equipment Factory to manufacture slewing ring and renamed it as Maanshan Slewing Ring Factory.



承技艺之重

Bearing Loads of Craftsmanship

38年，我们只做回转支承。

In 38 years, we dedicate to slewing ring only.

侯　宁 [1]

Professor Engineer

董事长兼总经理，高级工程师。毕业于华南理工大学，八四年以来一直从事回转支承理论研究、产品设计、工艺装备设计、设备数控化改造、技术管理和营销管理工作；作为主要起草人之一参与编写了两项国标、五项行业标准；编写《液压挖掘机》一书回转支承章节；十余次获部、省、市科技进步奖；全国升降工作平台标准化技术委员会委员兼副秘书长、全国建筑施工机械与设备标准化技术委员会委员；中国火炬创业导师；安徽省标准化高级专家；2015年度安徽省战略性新兴产业技术领军人才；多篇论文在专业期刊上发表；第四届马鞍山市十大杰出青年；安徽工业大学机械工程学院兼职教授。

吴礼平 [2]

Professor Engineer

党支部书记、工会主席，高级工程师。毕业于安徽工程大学，自八四年开始从事回转支承产品研发、加工工艺研究工作；曾任马鞍山回转支承厂研究所工艺室主任、副所长；JJ36回转支承标准主要起草人之一；多次获省市科技进步奖。

张宗江 [3]

Professor Engineer

高级工程师，毕业于合肥工业大学。八四年以来一直从事回转支承热处理工艺研究，曾获国家级科技进步三等奖、市科技进步二等奖、市五小发明奖，主持起草1项安徽省地方标准。

摄于2016年12月，马鞍山统力回转支承有限公司办公大楼

（左起）张宗江、侯宁、吴礼平

Photoed in December of 2016, Headquarter of Tongli Slewing Ring

from left:Zhang Zongjiang, Hou Ning, Wu Liping

许丽华[4] Chief Engineer

副总经理，总工程师，毕业于安徽工业大学。基础施工机械技术委员会委员、JB/T10837-2008、JB/T10838-2008、JB/T10839-2008、JB/T2300-2018四项行业标准参与制定者、多次荣获省部级科技进步奖、市科技进步奖，第七届“安徽省优秀青年科技创新奖”获得者、市2005～2008年度“劳动模范”、第八届市“十大杰出”青年、被市总工会确定为“许丽华劳模创新工作室”带头人，共申请专利48项，其中主持开发的项目“椭圆滚道的单排球式回转支承及其加工方法”“不对称滚道的球式回转支承及其加工方法”获得国家发明专利；参与《液压挖掘机》一书回转支承章节的编写。

朱良银[5] Senior Engineer

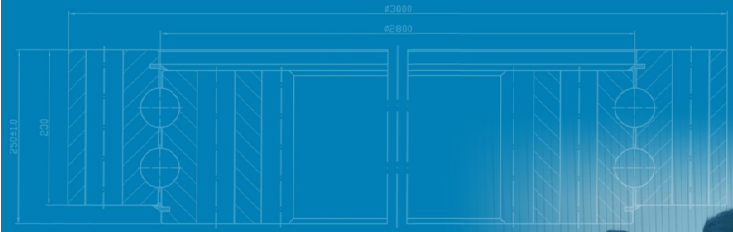
技术部部长，工程师，毕业于安徽工业大学，先后荣获市科技进步二等奖、青年岗位能手、市科学技术奖——科技创新特别奖、市劳动模范，马鞍山市青联委员；一直从事回转支承产品设计、新产品开发、工艺研究、技术改造等工作，共申请专利46项，其中发明专利7项，开发的倾转支承产品获安徽省首台套，参与工艺改进50余项、主持项目18项，其中完成了3米数控龙门钻铣床加工4米回转支承的工艺制定。

胡恒强[6]

设备部部长、热处理研究所所长，2000年后一直从事热处理研究和设备管理工作，渐变硬度齿回转支承发明人之一；马鞍山市第十届十大优秀青年、马鞍山市首届十大优秀工匠。

毕娟娟[7]

技术部副部长，毕业于安徽工业大学，共申请专利40项，编写企业标准及规范26个，为客户提供量体裁衣式设计选型703例（截止2020.12.31）。



青年技术团队

The Youth Engineer Team

主要研究方向为回转支承设计、工艺研究

Major research fields: design and technic research

承工艺之重

Bearing Loads of Technology

探索工艺科学化、坚持操作标准化。

Exploring scientific technology , keeping standard operation.

车加工
Lathing

加工效率提升50%
Lathing efficiency increased by 50%

刀具成本降低30%
Tool cost decreased by 30%

- 刀具选用试验 38次
  38 times tool selection tests
- 改变切削参数试验 16次
  16 times tests by different cutting parameters
- 普车及半数控车床的数控化改造 31次
  31 times of CNC lathers upgrading
- 加工工序及工步优化 21次
  21 times optimization of processing procedures and steps
- 工装改进 7 项
  7 improvements on technological equipments

车床 Lathe machine

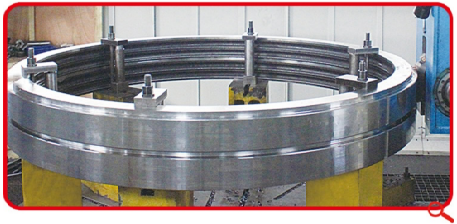
齿加工
Gear Cutting

加工效率提升40%
Efficiency increased by 40%

刀具成本降低40%
Cost of tools saved by 40%

- 刀具刃磨改进试验 4次
  4 times of improvement tests on tool grinding
- 切削参数优化 17次
  17 times optimization on cutting parameters
- 工装改进 7项
  7 improvements on technological equipments

数控铣齿机 CNC gear milling machine



孔加工
Hole Drilling

加工效率提升50%
Hole drilling efficiency increased by 50%

实现全数控化加工
100% CNC machining has been realised

- 刀具耐用度试验 5次
  5 times of tool lifetime tests
- 新刀具引进试验 23次
  23 times new tools introduction tests
- 优化切削参数试验 11次
  11 times optimization on cutting parameters
- 工装夹具设计改进 5项
  5 improvements on fixture technological equipments

双工位加工中心是我公司与台资企业格勒玛共同研发设计，将回转支承孔加工工艺与机床设计工艺整合的一种新型数控化加工中心。可提高效率一倍以上，操作方便，性能稳定。

Double-station machining center, joint designed by TONGLI and Taiwan-funded enterprise GROMAX, is a new NC machining center integrated with slewing ring drilling technology and equipment design technology. It's with the advantages of doubled efficiency, operating friendly and stable performance.

热处理
Heat Treatment

加工效率提升50%

Efficiency of heat treatment increased by 50%

根据客户个性化需求，定制淬火工艺

Efficiency of heat treatment increased by 50%

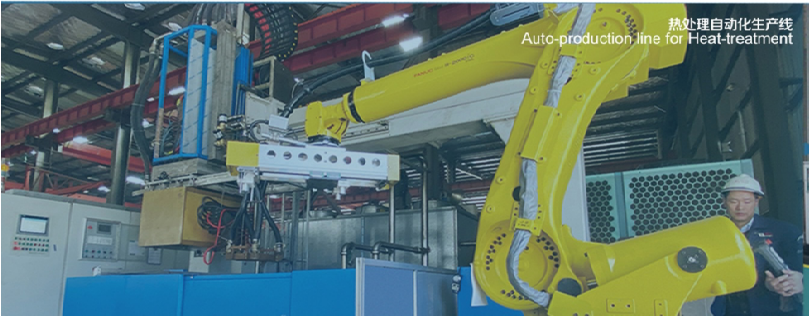
- 优化热处理参数，试验 38次
  38 times optimizations for heat treatment parameters
- 淬火工艺试验 45次
  45 times quenching process tests
- 自动化生产线
  Auto-production line for Heat-treatment

双工位数控感应淬火中心是我公司与热处理机床企业十堰高周波科贸公司共同研发设计，将回转支承热处理加工工艺与机床设计工艺整合的一种新型数控化热处理加工中心。

优势：提高效率一倍；操作方便，性能稳定，采用一键式启动，加工过程间隙自动跟踪补偿；双工位对称加工，工件加工后无变形，解决了困扰行业多年的热处理后工件变形的历史问题。

NC Double-station induction hardening center is designed by us and Gaozhoubo. It is a glorious fusion of heat treatment technology and machine design.

Strength: Doubled the efficiency , operating friendly, performing stably, adopting one-button-start to intergrated machining, automatic compensating for machining clearance; two stations to produce symmetrically achieve little deformation on slewing ring, solved the historical deformation problem which troubled the industry.



热处理自动化生产线
Auto-production line for Heat-treatment

双工位数控感应淬火中心
NC Double-station induction hardening center

关键工序控制

Key Procedures Controlling

桥式三坐标测量机

Bridge CMM

超声波淬火硬化层深度测定仪KOBELCO（神钢）

Ultrasonic quenching and hardening depth tester (KOBELCO)

多通道淬硬层深度无损测量系统

Fraunhofer-Gesellschaft（弗劳恩霍夫 ）

Non destructive measurement system

for multi-channel quenching depth

IVF冷却特性测试仪

Cooling characteristic tester

承行业之重

Bearing Loads of Industry

中国的回转支承不如国外，统力人的责任。

Deem slewing ring honour of China as Tongli's responsibility.

凭借对回转支承的深刻理解以及长期的回转支承设计生产经验，为客户采购的每一个环节提供细致而深入的售前、售中、售后服务。

We supply the most meticulous pre-sales, mid-sales and after-sales service, basing on our over 35 years of rich experience in slewing ring theory, design, and manufacture.

自始至终式服务 Throughout Service

AWARD LIST

CHINA CONSTRUCTION MACHINERY ASSOCIATION
PART&COMPONENT BRANDS 100

TOP 50 GLOBAL QUALITY SUPPLIERS OF
CONSTRUCTION MACHINERY COMPONENTS

LIUGONG
SERVICE PIONEER AWARD
QUALITY EXCELLENCE AWARD
SERVICE & SUPPORT EXCELLENCE AWARD
ADVANCED SUPPLY AWARD
PLATINUM SUPPLIER AWARD
ADVANCED TECHNOLOGY AWARD
TECHNICAL ACHIEVEMENT AWARD
BEST QUALITY AWARD

XCMG
BIQS OUTSTANDING PROPULSION AWARD
BEST QUALITY AWARD
EXCELLENT SUPPLIER AWARD
STRATEGIC SUPPLIER AWARD

ORIENTAL
APPRECIATING MEDAL

AICHI
EXCELLENT SUPPLIER AWARD

CATER
EXCELLENT SUPPLIER AWARD

LISHIDE
EXCELLENT SUPPLIER AWARD

CHINA ASSOCIATION FOR QUALITY PROMOTION
&
HC INTERNATIONAL INC
QUALITY AND CREDIT BRAND AWARD

HC INTERNATIONAL INC
TECHNICAL INNOVATION AWARD

量体裁衣式设计

Provide Considerate Service

为客户提供科学的配套方案，无论是新机型抑或老机型升级，我们都可以做到量体裁衣式设计。

Provide the customer with the most exact, economical and practical selecting program for both new and old models according to customers' requirements.

703例选型

挖掘机151例	151 cases of excavator
履带式起重机104例	104 cases of crawler crane
汽车起重机94例	94 cases of truck crane
塔式起重机51例	51 cases of tower crane
高空作业车48例	48 cases of aerial working platform
随车起重机43例	43 cases of lorry-mounted crane
旋挖钻机41例	41 cases of drilling rig
混凝土泵车38例	38 cases of concrete pump truck
强夯机械32例	32 cases of dynamic compactor
叉车属具27例	27 cases of forklift truck
道路施工设备24例	24 cases of roadwork equipment
轻工机械25例	25 cases of light industrial machinery
工业机器人25例	25 cases of industrial robot

Technical Seminar

技术交流

为数十家主机厂进行《合理选用回转支承》技术培训。

Offer technical training which relates to how to choose applicable slewing ring for more than ten construction machinery groups.


山重建机


徐工


三一


山河智能


福田雷沃


神钢


中联重科


柳工


玉柴

TONGLI 20

挖掘机 · 客户

Excavators·Customers

XCMG

SANY

SDLG

KATO SCE

KOMATSU

LIUGONG 柳工

JOHN DEERE

CONCH

SUNWARD 山河智能

山重建机 STRONG

玉柴 YUCHAI

ZOOMLION

XINYUAN

Jonyang

TONGLI 22

我们用规模与产能
伴随行业发展

Our equipment and production capacity
accompany development of the industry

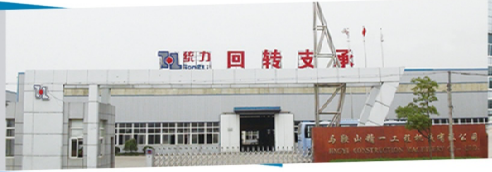
tongli

2003年

马鞍山统力回转支承有限公司注册成立
红旗南路28号

2006年

全资子公司马鞍山精一
工程机械有限公司注册成立
当涂经济开发区祥正路



2009年

现厂区投入建设
朱然路446号

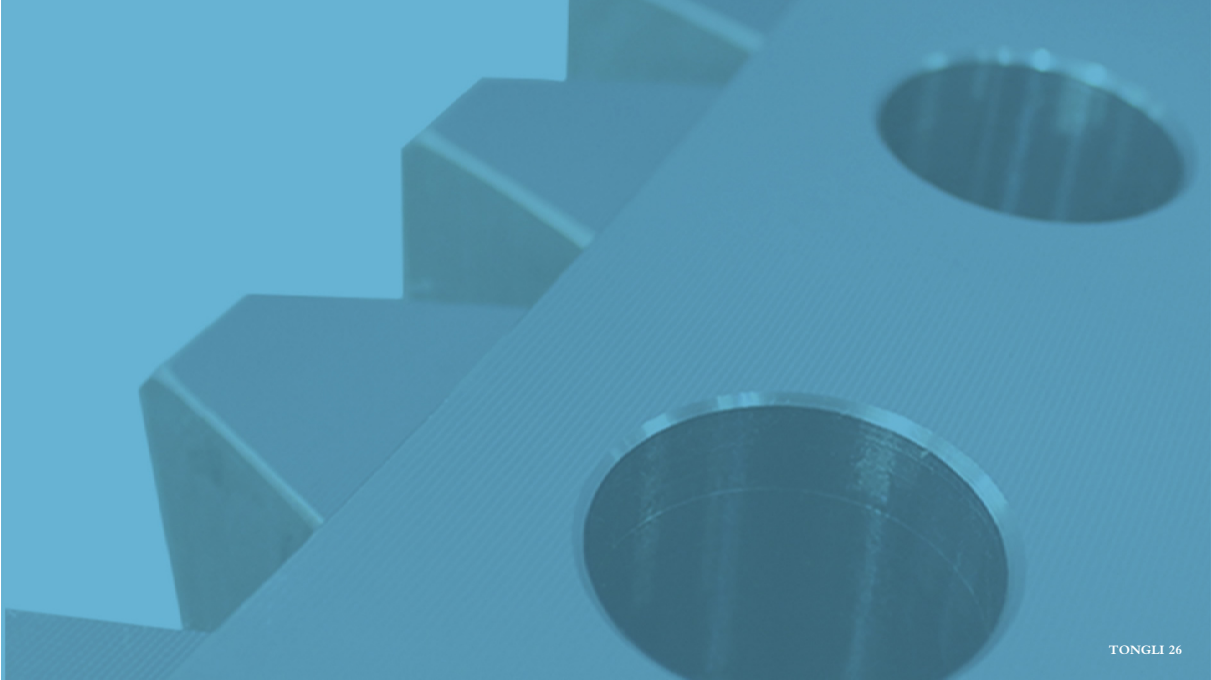
2021年

新厂区开工建设
北区兴马大道与釜山东路交叉口东北角

2020年建成产能

120000 套/年

Scheduled annual manufacturing capacity reaches 120000sets in 2020.



承产品之重

Bearing loads of slewing ring

“中国创造”的践行者

Practitioner of “Create in China”

Gyro Turntable

倾转支承

技术特点：实现 ±10° 倾斜路面智能无级调平。

应用领域：云梯消防车、山地机械、海上起吊设备等。

Technical characters: realizing ±10° levelness adjusting on slant road

Application: ladder truck , mountain transportation machine, marine lifting equipment

倾转支承参数表

Parameters of Gyro Turntable

序号 No.	产品型号 Item	斜滚道中心直径Inclined Raceway Centre Dia.	钢球直径 Steel Ball Dia.	调平角度 Leveling Angle
1	ZQN*500.20	500mm	20mm	±10°
2	ZQN*630.20	630mm	20mm	±10°
3	ZQN*800.20	800mm	20mm	±10°
4	ZQN*1000.25	1000mm	25mm	±10°
5	ZQN*1250.32	1250mm	32mm	±10°
6	ZQN*1600.40	1600mm	40mm	±10°
7	ZQN*2000.50	2000mm	50mm	±10°
8	ZQN*2500.60	2500mm	60mm	±10°

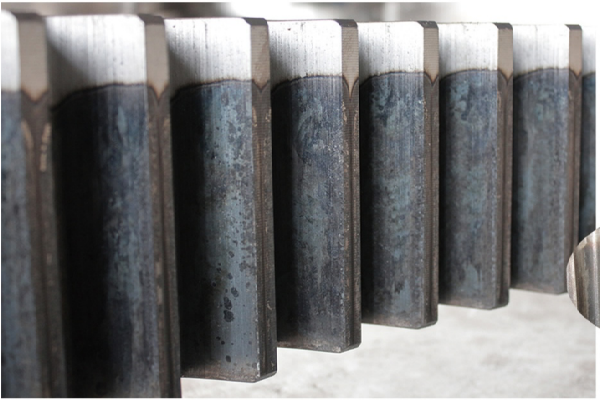
应用领域
Applications

Slewing Ring With Gear Hardness Gradient

渐变硬度齿回转支承

沿齿宽方向采用渐变硬度解决挤压问题，十年来，数万套产品投放市场，无一断齿反馈。该产品是解决挖掘机、履带起重机、旋挖钻机等硬齿面内啮合回转支承断齿的解决方案。

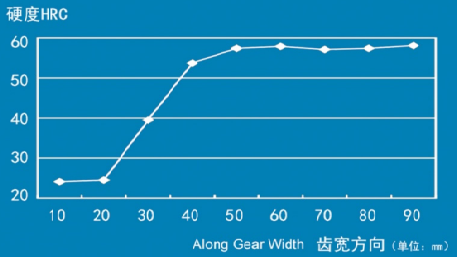
Extrusion failure is solved by adopting gradient hardness along gear width. More than 10,000 sets of slewing rings with gear hardness gradient have been put into markets and no gear failure claims in recent 10 years. This patent product is a solution to inner gear slewing ring to eliminate gear failure, like excavators , crawler cranes ,rotary drilling rigs and etc .



渐变硬度齿受挤压后
Hardness Gradient Gear after Being Extruded

第一代渐变硬度式齿轮淬火沿齿宽方向硬度分布

Hardness Distribution along Gear Width for 1st Generation of Hardness Gradient Gear

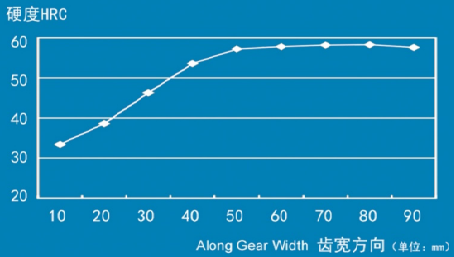


经过10年研究，2012年成功研制出渐变硬度齿回转支承（专利号：ZL 2012 1 0335957.2）。使用渐变硬度齿既能保持回转支承的正常运转，又能抵抗和缓冲挤压力。

In 2012, the 1st generation slewing ring with gear hardness gradient(PATENT NO：ZL 2012 1 0335957.2) launched after a decade researching. Slewing ring with hardness gradient gear can keep normal rotation while resist and buffer extrusion.

第二代渐变硬度式齿轮淬火沿齿宽方向硬度分布

Hardness Distribution along Gear Width for 2nd Generation of Hardness Gradient Gear



第二代渐变硬度齿轮各个区域的硬度分布将更加合理，抗挤压能力更强。

The 2nd generation of hardness gradient gear is stronger as hardness distribution is more scientific.

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

双排球式

Double-row Ball

滚动体为两排钢球，滚道八点接触，它是大直径、重载主机的首选型式。

Adopting two rows of steel balls as rolling elements while having eight points contact on the raceway, which is the priority for the machine with large diameter as well as heavy duty loading capacity.

椭圆滚道

Elliptical Raceway

椭圆滚道是传统双圆弧滚道（俗称桃形滚道）的升级版，以高承载、低成本为显著特性，代表了回转支承革命性进步。

The upgraded version of traditional double - arc raceway(commonly known as peach type raceway) is featured with higher loading and lower cost.

Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

椭圆滚道双排球式

椭圆滚道双排球式回转支承是为淘汰设计落后、可靠性低、成本高昂的三排柱式回转支承而研发的具有革命性意义的产品。

此系列产品被批量使用在如矿山挖掘机、履带吊、大吨位塔机、大吨位汽车吊、混凝土泵车、强夯机、港口机械等有着高承载且面临复杂工况的机械上。

通过此种可以改变行业的设计以及系列产品，在超出原三排柱式承载能力的同时，可节约回转支承采购成本30%以上。

Double-row ball elliptical raceway slewing ring is a revolutionary product to eliminate triple-row rolier design which comes with outdated design, low reliability and high cost.

Quantity products are applied in construction machinery, which is with high loading requirement as well as tough working environment, like mining excavator, crawler crane,heavy tonnage tower crane, heavy tonnage truck crane,concrete pump truck, dynamic compactor,marine machinery and etc.

Through the design and series product which can change the industries, these series products can satisfy the same loading requirement as the triple-row roller slewing ring, but save 30% more purchasing cost.

历史的进步 Historical Progress

1996年，单排球式替代交叉滚柱式，承载提高30%；
In1996,single-row ball structure had replaced cross roller type,increased loading capacity by 30%;

2016年，椭圆滚道双排球式替代三排柱式，成本降低30%。
In 2016, elliptical raceway double-row ball structure had replaced triple-row roller type ,decreased cost by 30%.


中国专利优秀奖

名 称 椭圆滚道的单排球式回转支承及其加工方法

专利号 ZL200610039187.1

发明人 侯 宁 杨帮明 许丽华

中华人民共和国国家知识产权局
STATE INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE OF THE PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA

中华人民共和国国家知识产权局局长

北京 2011 年 11 月

Chinese Patent Award of Excellence

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

徐工于2011年起，履带起重机原配套三排柱式回转支承批量改用椭圆滚道双排球式回转支承，混凝土泵车改用椭圆滚道双排球式，采购成本下降35%。

XCMG Group, since 2011, has adopted double-row ball elliptical raceway slewing ring to replace former triple-row roller structure in quantity for crawler cranes; changed to double-row ball structure for concrete pump truck. The purchasing cost is decreased by 35%.

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

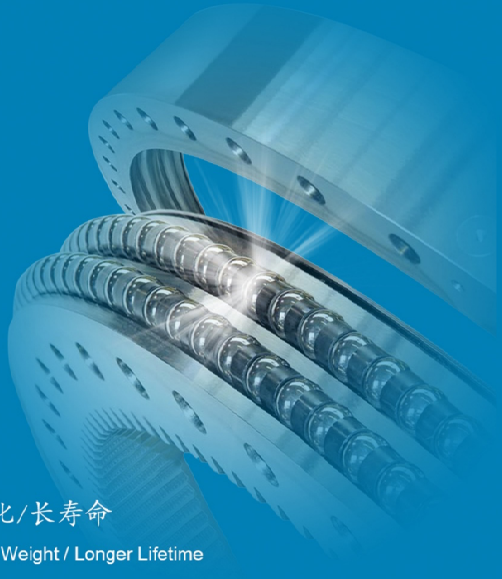
三一 于2018年起，汽车起重机批量改用椭圆滚道双排球式回转支承，采购成本下降30%。于2020年起，超大型挖掘机改用椭圆滚道双排球式，已开始应用。

Sany, since 2018, has adopted double row ball elliptical raceway slewing ring for truck cranes in quantity; since 2020, super large excavator has changed to double-row ball elliptical raceway structure, already in application.

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

柳工于2019年起，汽车起重机批量改用椭圆滚道双排球式回转支承，采购成本下降，运转良好。

LIUGONG, since 2019, has adopted double-row ball elliptical raceway slewing ring for truck cranes in quantity.



高承载/低成本/轻量化/长寿命

Higher Loading / Lower Cost / Lighter Weight / Longer Lifetime

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

日立住友于2012年起，280吨履带起重机选用椭圆滚道双排球式，经过负载试验及拆解检验，各方面性能良好。

Hitachi Sumitomo, since 2012, has employed double-row ball elliptical raceway slewing ring in 280-ton crawler crane, has passed overloading test and destructive inspection with excellent performance.

拆解检验现场 Destructive Inspection Field

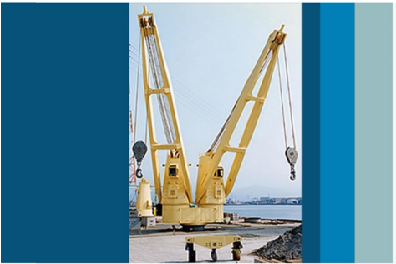
外圈压痕 Indentation of outer ring raceway

内圈压痕 Indentation of inner ring raceway

抚挖重工于2011年起，履带起重机原配套三排柱式回转支承批量改用椭圆滚道双排球式回转支承，采购成本下降30%以上。

FUWA Machinery, since 2011, has adopted double-row ball elliptical raceway slewing ring to replace former triple-row roller structure in quantity for crawler cranes, the purchasing cost is decreased by 30% .

椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring



海螺集团于2014年起，原装进口挖掘机特雷克斯RH40E（105吨）、利勃海尔984（125吨）、小松1250（125吨）原配套三排柱式回转支承失效后，全部改用椭圆滚道双排球式，至今运转良好、性能稳定。

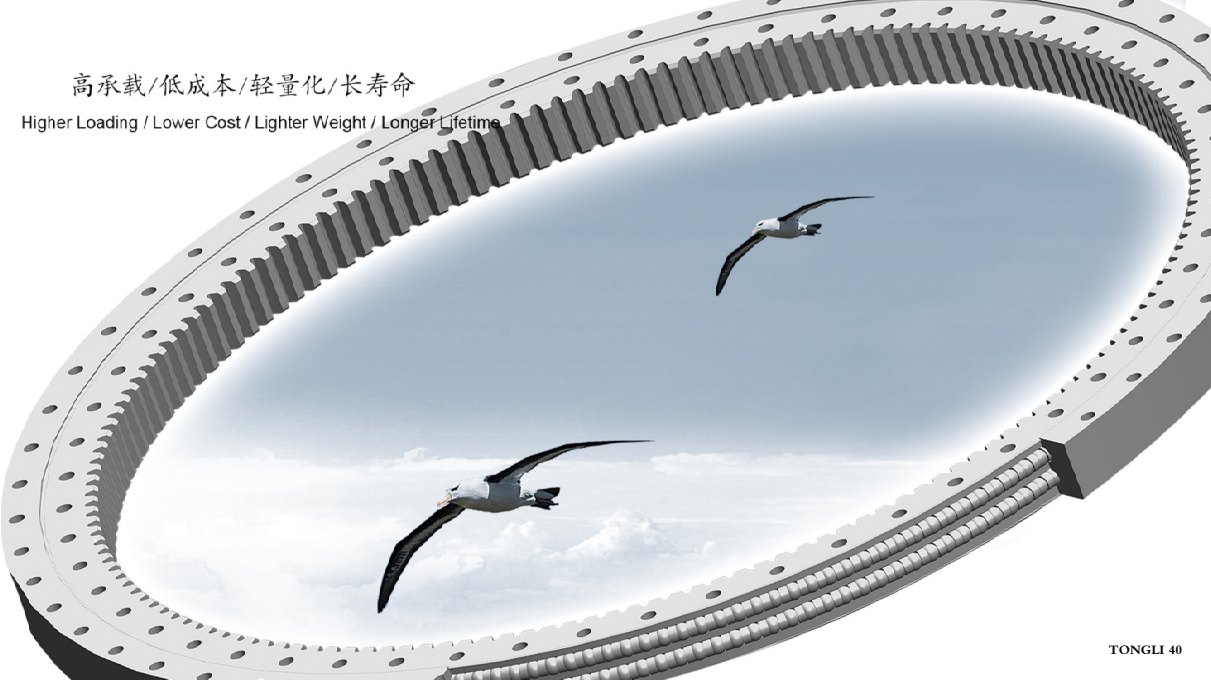
In Conch Group, since 2014, the imported Terex RH40E(105-ton), Liebherr 984(125-ton), Komatsu 1250 (125 tons) have been completely replaced by double-row ball elliptical raceway when the original triple-row roller slewing rings failed, all works well with a stable performance.

石川岛120吨船用吊机原配套三排柱式，改用椭圆滚道双排球式，已安装。

In IHI, 120-ton marine crane has been mounted by double-row ball elliptical raceway slewing ring to replace previous triple-row roller type.

高承载/低成本/轻量化/长寿命

Higher Loading / Lower Cost / Lighter Weight / Longer Lifetime



椭圆滚道双排球式 Double-row Ball Elliptical Raceway Slewing Ring

太原重型机械

260吨汽车起重机原配套三排柱式，现已改用椭圆滚道双排球式，回转支承采购成本下降30%。

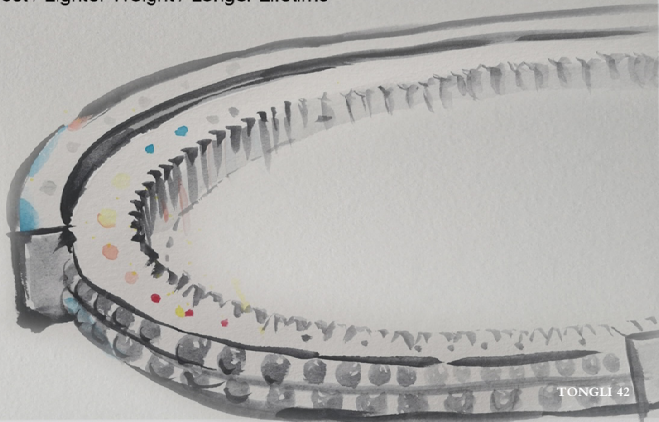
In Taiyuan Heavy Industry Co., Ltd, has upgraded 260-ton truck crane with double-row ball slewing ring from their former triple-row roller structure, lower purchasing costs by more than 30%.

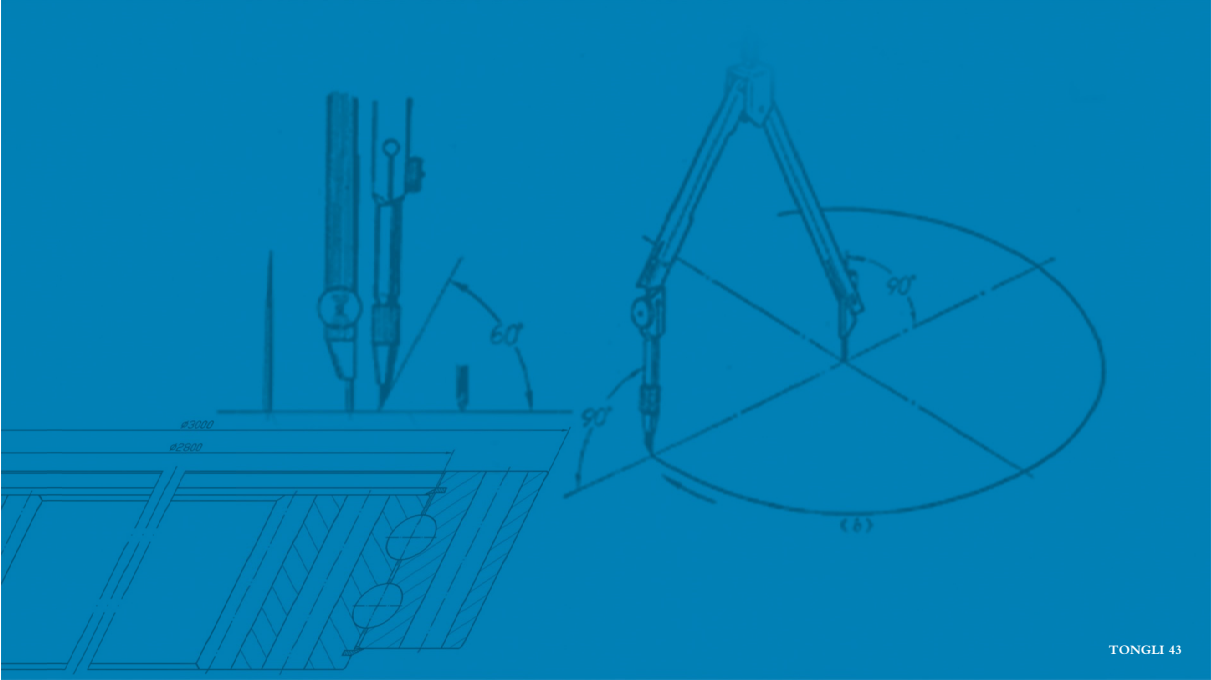
浙建 1260吨米塔式起重机原配套三排柱式，现已改用椭圆滚道双排球式。

In Zhejiang Construction Group, 1260-ton-meter tower crane has adopted double-row ball elliptical raceway slewing ring to replace its triple-row roller structure.

高承载/低成本/轻量化/长寿命

Higher Loading / Lower Cost / Lighter Weight / Longer Lifetime




60°
90°
90°
Ø3000
Ø2800
(б)

承学术之重

Bearing Loads of Academics

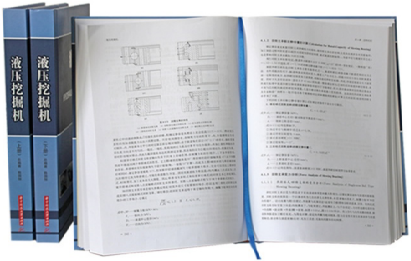
只要您提供外负荷和限制条件，其它的事由我们来做！

Provide us with your loading and limit conditions, we will achieve the else!

理论研究

Theoretical Research

- **起草行业标准**
  Drafting industry standards
- **《液压挖掘机》回转支承章节编写**
  Compiling of Chapter Slewing Ring in *Hydraulic Excavator*
- **《起重机设计手册》回转支承章节编写**
  Compiling of Chapter Slewing Ring in *Crane Design Manual*

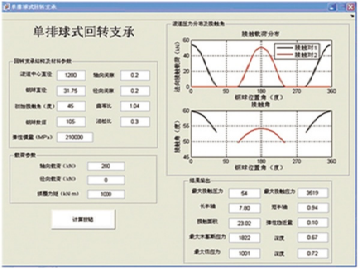


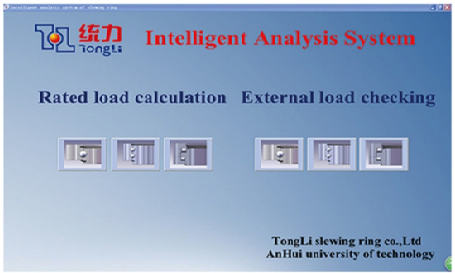
回转支承智能分析系统

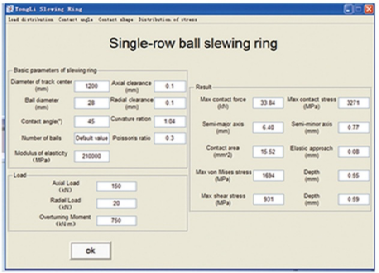
Slewing Ring Intelligent Analysis System

- 与安徽工业大学共同开发
- 填补国内空白

Slewing ring intelligent system jcintly developed with Anhui University of Technology which filled the domestic gaps.

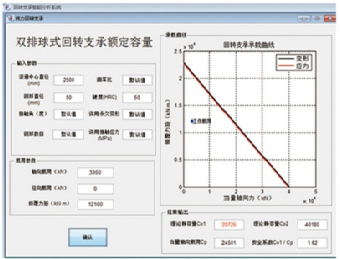






大吨位履带式起重机回转支承承载曲线及力学性能分析结果

Load curve and mechanical property analysis result on slewing ring of large-tonnage crawler cranes

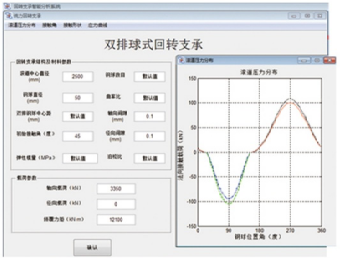


承载曲线图

Load curve

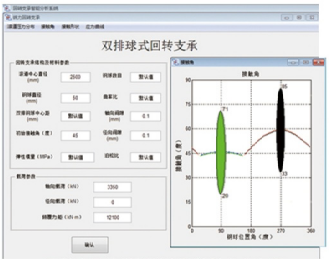
滚道接触参数及载荷计算

Raceway contact parameters and load calculation



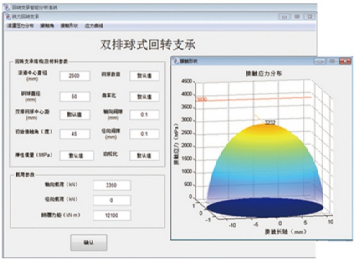
沿回转支承滚道一周钢球承受接触载荷分布图

Steel ball contact load diagram along raceway



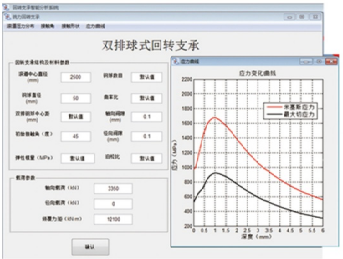
回转支承滚道钢球实际接触角分布图

Steel ball actual contact angle diagram



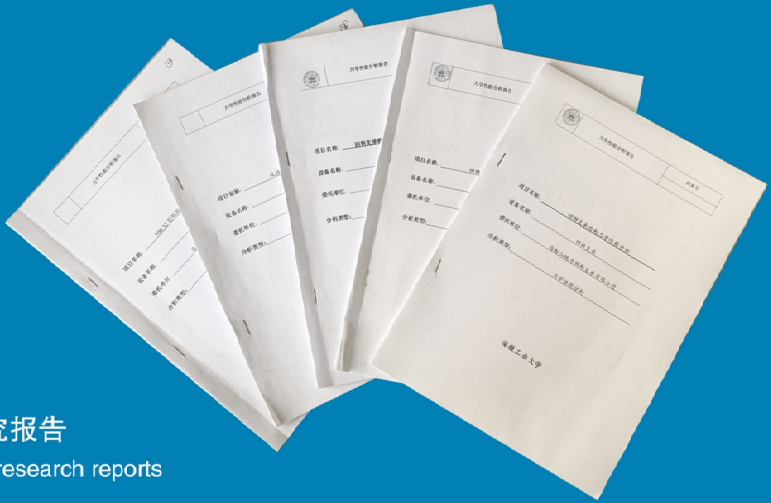
滚道接触应力分布图

Raceway contact stress diagram



滚道内部米塞斯应力及切应力变化曲线

Raceway internal Mises stress and shear stress curve



持续研究报告

Continuous research reports

主持召开行业专题研讨会

Host the Seminar of Industry --To Solve the Problem of Gear and Pinion Failure

汇聚中外企业 分享回转支承新专利
和谐大小齿轮 共筑工程机械中国梦

目 录 Table of Contents

P53 合理选用回转支承……《建筑机械》1996年第八期
1996, 'To Select the Fit Slewing Ring in Applications', *CONSTRUCTION MACHINERY*, (8)

P59 影响回转支承承载能力的四个参数……《建筑机械》2002年第一期
2002, 'To Analysis the Four Parameters Influencing the Loads of Slewing Ring' *CONSTRUCTION MACHINERY*, (1)

P65 回转支承产品标准对合理选型的影响……《建筑机械》2002年第三期
2002, 'To Critical Analysis the Influence from Different Slewing Ring Selection Standards',*CONSTRUCTION MACHINERY*, (3)

P68 回转支承早期断齿分析及解决措施 ……《建筑机械》2002年第七期
2002, 'Analysis of and Solutions to Early Slewing Ring Gear Failure' *CONSTRUCTION MACHINERY*, (7)

P74 椭圆滚道回转支承力学性能分析……《建筑机械》2010年第九期
2010,'To Analysis the Mechanical Property of Elliptical Raceway Slewing Ring' *CONSTRUCTION MACHINERY*,(9)

P79 回转支承 …… 节选自《液压挖掘机》4.1回转支承章节
2011,'Slewing Ring',*HYDRAULIC EXCAVATOR,HUST*: Huazhong University of Science and Technology Press, pp.241-255

P93 回转支承断齿分析及解决方案……《工程机械》2014年第九期
2014, 'Analysis and Solution of Slewing Ring Gear-broken Problem', *CONSTRUCTION MACHINERY AND EQUIPMENT*, (9)

P98 大直径回转支承的合理选型……《建筑机械》2017年第十一期
2017, 'To Optimize the Selection of Slewing Ring in Large Diameter',*CONSTRUCTION MACHINERY*, (11)

P103 抓木器用组合式回转驱动机构……《工程机械》2018年第十期
2018, 'To Optimize the Structure of Slewing Drive in Grappler', *CONSTRUCTION MACHINERY AND EQUIPMENT*, (10)

P114 Analysis and Solution of Slewing Ring Gear-broken Problem
2014, 'Analysis and Solution of Slewing Ring Gear-broken Problem', *CONSTRUCTION MACHINERY AND EQUIPMENT*, (9)

《建筑机械》1996年第八期

合理选用回转支承

马鞍山统力回转支承有限公司　侯宁

回转支承作为建筑机械的重要基础元件，近十年来，随着主机行业的迅速发展，得到了广泛的应用，除为挖掘机、塔吊、汽车吊及各类起重机配套外，还广泛应用于轻工机械、冶金机械、医疗机械、工业机器人、隧道掘进机、堆取料机、旋转舞台等。总之，它是一切两部分之间需作相对回转运动，又需同时承受轴向力、径向力、倾覆力矩的机械所必需的重要传力元件。

我国回转支承行业从建立至今已走过了近20年的历程，它从无到有，从小到大，逐步走向成熟。目前已具备了满足各类主机需要的回转支承的设计、制造、测试的综合开发能力，为主机行业的发展做出了一定的贡献。特别是马鞍山回转支承厂，自1984年与建设部北京建筑机械综合研究所合作，成功地开发出具有80年代国际先进水平的单排球式回转支承后，打破了我国回转支承行业以3片式交叉滚柱和双排球式为主的落后局面，大大缩小了与发达国家之间的差距，带动了我国回转支承行业的迅速发展。11年来马鞍山回转支承厂作为回转支承专业厂，共为国内外用户提供四大类回转支承2万余套，产品覆盖全国25个省、市、自治区，为十几个行业的200余种主机配套。

随着各主机行业的迅速发展，无论是自行开发，还是引进技术、合资、合作，对回转支承的要求都在日益提高，作为回转支承专业厂，加强新品开发，不断提高产品质量，满足主机发展需要，是我们责无旁贷的责任，也是市场竞争和自我发展的根本要求。但主机如何正确选择回转支承的结构型式（单排球式、交叉滚柱式、双排球式、三排柱式等）和规格尺寸（滚道中心直径Do，滚动体直径do），却由于外负荷是个复杂力系以及滚道承载能力的机理未被深刻理解，在选用中

存在着一些不合理的状况，影响了主机行业的经济效益，甚至导致重大质量事故，从而引起主机行业和回转支承行业的共同重视。本文就是以长期的回转支承设计生产和为主机选型服务的经验来探讨合理的选型，以克服使用的盲目性，保证主机使用的可靠性。

1.结构型式的选择

常用回转支承的结构型式有四种：单排球式、交叉滚柱式、双排球式、三排柱式。为使选型科学合理，先进行数据对比。

1.1 单排球式和交叉滚柱式额定静容量、额定动容量对比

额定静容量Co和额定动容量Ca的大小决定了回转支承的承载能力和使用寿命，现以外型及安装尺寸完全相同的单排球式Q1600.50和交叉滚柱式J1600.36为例分析对比如下：

单排球式Q1600.50额定静、动容量（Co1，Ca1）

$Co1=fo \cdot do^2 \cdot Z \cdot \sin\alpha$

$=38 \times 50^2 \times 89 \times \sin 50° = 6476906$（N）

式中 fo——滚道硬度系数，HRC55时为38N/mm2

Z—— 滚动体个数

α——滚道接触角，一般机械取 α=50°

$Ca1 = 95 \cdot f1 \cdot fs \cdot fc \cdot f\alpha \cdot fd \cdot Z^{2/3} \cdot fH$

$=95 \times 0.299052 \times 3.74244 \times 0.837510 \times 0.651309 \times 872.672 \times 19.9339 \times 0.732247$

$=738760$（N）

式中各符号含义及子式从略。

交叉滚柱式J1600.36的额定静、动容量（Co2，Ca2）

$Co2 = fo \cdot do \cdot Lo \cdot (Z/2) \cdot \sin\alpha$

$=76 \times 36 \times 0.8 \times 36 \times (122/2) \times \sin 45^{\circ}$

$=3398783(N)$

式中Lo滚动体有效接触长度

$Ca2 = 410 \cdot f1 \cdot fc \cdot f\alpha \cdot fo^{7/9} \cdot do^{20/27} \cdot (Z/2)^{3/4} \times fH$

$=410 \times 0.390100 \times 0.874740 \times 0.682713 \times 13.6484 \times 46.9444 \times 21.8272 \times 0.732247$

$= 978133(N)$

从上述计算，得到单排球的静载能力较交叉滚柱式高90%，但动载能力小25%，任选二种基本参数相同的单排球式和交叉滚柱式对比计算，其结论是一致的。

需要说明的是，交叉滚柱的动、静载能力实际上远达不到理论计算值。原因有二：第一，滚道角度误差，$90^{\circ} \pm 3'$；第二，轴径向间隙的存在，使内、外套圈在工作时发生相对倾斜，两者叠加，使内、外套圈本应平行的对应滚

道面，沿滚动体母线全长，最大可产生0.1mm左右的倾斜，因此，滚柱受载沿长度方向是不均匀的，两端应力差甚大，最大应力高出平均应力很多，甚至一倍以上或更多，再加上两端的相对滑动，即使其负载尚未达到其额定载荷时，其最大应力已超出许用应力，而使滚道破坏失效。尽管腰鼓形滚子的使用使上述情况有所改善，但效果并不明显。这是因为，滚柱两端的微量修缘，并不能补偿滚道角度误差及内外套圈对应面在工作过程的倾斜；而且，一种修缘尺寸，只适用于一定的Do、do及轴径向间隙，要想取得较好的效果，除对滚道角度公差有较高要求外，还应将轴、径向间隙控制在0.05mm以内。显然，目前无论是制造还是使用都难以达到（一般要求与回转支承连接的平台的平面度公差为回转支承轴、径向间隙的1/2）。即使达到了，交叉滚柱的实际动、静载能力也只是向理论动静载能力靠近了一点，差距的存在是必然的。

1.2 单排球式和双排球式对比

有一种错觉，认为双排球较单排球多一排球，因此承载能力较同一滚道中心直径的单排球式高。我们一起来做一个改型设计，看看理论计算结果：

以JB2300—84中双排球021.30.1120为对象，先计算其额定静容量Co3 。

$$Co3= fc \cdot dc^2 \cdot Z \cdot \sin 90^\circ$$

$$=38 \times 30^2 \times 103 \times 1=3522600\ (N)$$

若保持其滚道中心直径、安装孔组节圆直径和孔径不变，将它改型设计为单排球，可安排do=50~60的钢球。若取do=50，则单排球Q1120.50的额定静容量Co4为：

$$Co4= fc \cdot dc^2 \cdot Z \cdot \sin 50^\circ$$

$$=38\times50^2\times62\times\sin50^\circ=4512002\ (N)$$

很明显Co4 >Co3，大28%。

同理，其它规格的改型设计得到的结论与此是类似的。不但如此，因双排球为三片式、双滚道，材料费用，加工制造，运输费用都较单排球高，一般同一Do的差价达60~100%，而且，滚道的形状精度和表面粗糙度因不易磨削而很差。因此，是否可以说双排球式是一种质次、价高的落后结构呢？

1.3 三排柱式是重载的首选型式

三排柱式较其它三种型式有着承载能力大的明显优点，但其造价也是最高的（同一Do）。为什么它能成为重载机械的首选型式呢？我们不妨在引进单位成本额定静容量r这一判断选用回转支承型式的经济技术指数后，来分析四种型式随着Do的变化与r值变化的规律，需说明的是，r值越大，单位成本的额定静容量越大。

笔者对JJ36-91和JB2300-84标准中所有型式各种规格的r值都进行了详细计算，并以Do为横坐标，r值为纵坐标，绘制了Do-r曲线图，从图中可明显看出：①随着Do的增加，四种型式的r值都在增加；②在Do≤1800时，单排球式的r线最高。当Do>1800时，三排柱式的r线最高。也就是说在Do≤1800范围内承受同样的载荷，用单排球式造价最低；Do>1800时，承受同样的载荷，用三排柱式造价最低。

如果同意以上的分析和计算,那么结论是明显的：中小规格的回转支承应以单排球式为首选型式，大规格是三排柱式。近几年来，有些主机厂由于型式选择失当，已为此付出了沉重的代价，历史的经验值得注意。

2.规格尺寸的选择

回转支承的滚道中心直径（滚动体组节圆直径）Do和滚动体直径do是构成回转支承基本参数的核心主参数，当型式选定后，如何正确选择Do— do呢？

可以将外负载折算成当量静容量，再乘以合理的安全系数后与回转支承的额定静容量对比来选择Do—do，但我国回转支承行业既有现行的两个标准规定的数百个规格，又有自行设计或引进技术和进口主机所带来的规格，特别是单排球式规格相近的甚多，如何才能科学、合理地选择Do— do呢？

笔者对四种结构型式近千个品种的额定动、静容量用计算机进行了详细计算，并结合主机行业对寿命试验的有关规定，得出如下结论：任一型式的回转支承其Do/do的比都有一个合理取值范围，该值的大小是根据额定动、静载能力匹配的条件计算得到的。计算结果是：单排球式Do/do=30～35，交叉滚柱式Do/do=50～60，双排球式Do/do=35～40，三排柱式Do/do=80～100。大于上述值则在额定静容量下使用寿命不足，反之使用寿命过剩，前者造成回转支承过早失效，后者造成浪费。例如将单排球式1400.32（Do/do=43.75）用于25t汽车吊，虽然其额定静容量满足使用工况计算，但使用寿命不足，根据性能考核工况计算，使用寿命仅为4500次循环。国内去年就有过这种例子，虽然超载25%，静容量试验没有问题，但当进行到5000余次循环时，滚道产生了剥落，后改用1400.40（Do/do=35）通过考核。我们对JB2300—84的性能曲线图中动、静载曲线进行了分析比较，也能得出类似的结论。

当然，在一些因结构限制和一些特殊要求的使用场合，应根据具体情况确定Do—do。例如挖掘机，回转支承负载最大的工况是挖掘过程中，而回转过程中回转支承的负载较挖掘过程中要小得多。因此，只要根据静容量确定Do—do就行了。

以上观点，供主机选择回转支承时参考。

《建筑机械》2002年第一期

影响回转支承承载能力的四个参数

马鞍山统力回转支承有限公司　侯宁

回转支承的失效形式有两种，一是滚道损坏，二是断齿，而滚道损坏占的比例达98%以上，因此滚道质量是回转支承质量的核心问题，影响回转支承滚道质量的因素较多，其中滚道淬火硬度、淬硬层深度、滚道曲率半径和接触角无疑是最重要的四个影响因素，它们以不同的方式影响着滚道质量，并决定了回转支承的承载能力和使用寿命。

1.滚道硬度

回转支承滚道淬火硬度对其额定静容量影响较大，如以HRC55时额定静容量为标准1，则滚道硬度与额定静容量有下列对应关系：

滚道硬度HRC	60	59	58	57	56	55	53	50
净容量对比系数	1.53	1.39	1.29	1.16	1.05	1	0.82	0.58

标准规定的最低硬度为HRC55，通常实际平均淬火硬度在HRC57左右，因此绝大多数回转支承实际承载能力均高于按HRC55计算的理论值。从上表也可看出当硬度低于HRC53时，即使留有1.2的安全系数，使用也不安全了，特别当硬度只有HRC50时，1.7倍的安全系数也形同虚设，非常危险。硬度不够极易造成回转支承失效，从滚道表面点蚀开始直至坍塌

结束。

2.滚道淬硬层深度

滚道淬硬层深度目前尚无无损检测的方法，主要靠工艺和装备来保证。必要的淬硬层深度是回转支承滚道不产生剥落的保证。当回转支承受外负荷作用时，钢球与滚道的点接触就变成了面接触，是一个长半轴为a，短半轴为b的椭圆面。滚道除受压应力外，还受到剪切应力作用，最大剪切应力发生在表面下0.47a深处，因此滚道淬硬层深度须大于0.47a（一般取0.6a），这也是标准中根据钢球直径大小，而不是根据回转支承直径大小来规定淬硬层深度的原因，同时给出了具体最小保证值。深度不够又会对回转支承的承载能力产生什么样的影响呢？它定量化的措述是：额定静容量Co与淬硬层深度H0.908成正比。由此可计算出，将要求为4mm的淬硬层深度只淬到2.5mm，那么Co将由1降至0.65，由此而产生的回转支承失效形式为滚道剥落，即使采取焊补措施也无济于事。

3.滚道曲率半径

这里的滚道曲率半径是指滚道在垂直剖面内的曲率半径，它与钢球半径的比值t（一般为1.04~1.08）的大小也显著影响着回转支承的额定静容量和动容量（寿命Lh），设t=1.04时为额定静容量和寿命均为1，则有下列对比关系：

曲率比t	1.04	1.06	1.08	1.10
C_o	1	0.82	0.72	0.65
L_h	1	0.59	0.43	0.33

从表中可看出半径比越大额定静容量越低，使用寿命越短，即使滚道热处理硬度和淬硬层深度都符合标准要求，而不能有效控制该半径比，回转支承的承载能力和使用寿命仍达不到标准值，而这一点往往被忽视，但它却是影响回转支承性能的重要参数。

滚道曲面是通过成型砂轮磨削得到的，砂轮的修整精度直接复制到滚道上，砂轮修正时主要有三个误差源：半径对刀误差，上、下圆弧偏心距误差和修正笔回转误差，其中前二个误差的大小除与装备水平有关外，很大程度上取决于操作工的责任心和操作水平，因此有很大的不确定性，对刀误差影响着滚道半径，且它和偏心距误差共同影响着滚道接触角。

4.滚道接触角α

接触角是指钢球在滚道上的接触点和钢球球心连线与回转支承径向剖面（水平面）之间的夹角。回转支承的额定静容量Co与sinα成线性正比，一般原始接触角α取45°，之所以称之为原始接触角，是因它是滚道设计计算和测量的角度，在回转支承轴向和径向间隙为0时，原始接触角和装配后的实际接触角一致。当回转支承有间隙时，实际接触角大于原始接触角，间隙越大，实际接触角越大。在标准规定的间隙范围内，一般将增加2°~10°。即实际接触角将达到47°~55°，这是一个对承载能力有利的变化。但如果原始接触角和间隙都较大，实际接触角超过60°，随着滚道的磨损间隙将进一步加大，实际接触角也将增大，也就是钢球的落点向滚道边缘靠近，这时将出现接触椭圆面超出滚道边缘，滚道实际受力将高于理论计算应力，而造成滚道边缘压溃，回转支承失效。因此控制好原始接触角和装配间隙已不是一个简单的精度问题，而是保证承载能力和使用寿命的大事。

影响原始接触角的因素是滚道半径误差和上、下半弧偏心距误差，而实际接触角以

原始接触角为最小值，随着间隙的加大而加大，当钢球与滚道的曲率比不同时，同样的滚道半径和上、下弧偏心距误差对原始接触角误差大小的影响程度不同，见下表（一）、（二）：

表（一）偏心距误差的影响

	t=1.08	t=1.06	t=1.04
ΔE/do =+0.5‰	+1.02°	+1.37°	+2.06°
ΔE/do =−0.5‰	−1.01°	−1.34°	−1.99°
ΔE/do =+1‰	+2.06°	+2.77°	+4.21°
ΔE/do =−1‰	−2.00°	−2.64°	−3.92°
ΔE/do =+2‰	+4.21°	+5.69°	+8.81°
ΔE/do =−2‰	−3.92°	−5.17°	−7.62°
注：ΔE/do为偏心量误差与钢球直径比。			

表（二）滚道半径误差的影响

	t=1.08	t=1.06	t=1.04
ΔR/d0=+1‰	−1.38°	−1.82°	−2.67°
ΔR/d0=−1‰	+1.49°	+2.01	+3.1°
ΔR/d0=+2‰	−2.67°	−3.48°	−5°
ΔR/d0=−2‰	+3.1°	+4.25°	+6.78°
ΔR/d0=+3‰	−3.88°	−5.00°	−7.06°
ΔR/d0=−3‰	+4.86°	+6.78°	+11.29°
注：ΔR/d0为滚道半径误差与钢球直径比。			

同样，装配间隙对实际接触角的影响也与曲率比有关，曲率比越小，实际接触角越大，换言之曲率比越小，原始接触角越难控制，间隙对实际接触角影响越大。轴向间隙对接触角的影响见表（三）：

表（三）轴向间隙的影响

A/d0	2‰	4‰	8‰	10‰	12‰
t=1.04	+2.06°	+4.21°	+8.81°	+11.316°	−13.99°
t=1.08	+1.02°	+2.06°	+4.21°	+5.32	+6.45
注：A/d0 为轴向间隙与钢球直径比。					

从提高滚道的承载能力角度考虑，我们希望滚道与钢球的半径比越小越好，然而从控制接触角角度考虑，又不希望太小。目前国内大多数回转支承厂普遍使用的砂轮修整方式都很难兼顾两者，顾此失彼，且往往被一些制造厂有意无意地忽

视了，不是接触角失控就是采用增大滚道半径牺牲滚道承载能力来控制接触角，不管出现哪种情况都是用户所不愿接受的。

解决这一矛盾的有效办法是采用数控装置修整砂轮。马鞍山回转支承厂与有关厂家和高校合作研制的处于国内同行领先水平的三台数控磨床，采用西门子数控系统，砂轮修整为三坐标联动自动修整，从原理上避免了半径对刀和偏心距调整而产生的误差，滚道半径和原始接触角可得到有效保证。如果我们把滚道的淬火硬度和淬硬层深度称之为滚道的“硬件”，那么滚道的半径和接触角就是滚道的“软件”，只“硬”不“软”事倍功半，只有“软、硬”兼备的滚道才是回转支承品质的保证。数控三坐标联动修整砂轮有效地保证了滚道的“软件”水平，而滚道在热处理之前的数控车削，则为“硬件”提供了重要保证。这种保证体现在两个方面，其一：数控车削的滚道曲面、形状规则、表面粗糙度低、滚道边口圆弧倒角半径一致，且与滚道面平滑连接。规则的滚道曲面使淬硬层深度均匀成为可能，平滑连接的倒角避免了淬火时的“尖角效应”，根除了滚道边口易淬裂的缺陷；一致的倒角半径解决了过大的倒角造成的滚道有效承载区域的缩小，避免使钢球在滚道上的接触面过早地到达边口而影响使用寿命。其二：数控车削的滚道曲面除表面粗糙度外，其余尺寸与磨削后的滚道曲面完全一致，因此滚道的磨削量很小（为普通方法加工的1/2~1/3），最大限度地保留了淬硬层深度和表面硬度，同时数控车削滚道使内、外圈的滚道中心直径的一致性得到了很好的保证，避免了因配磨而损失的淬硬层深度和表面硬度，进一步提高了回转支承的承载能力和使用寿命。

综上所述，只有“软、硬”兼备的滚道，才是回转支承承载能力的有效保证，而数控化加工是目前最有效和最可靠的手段。

《建筑机械》2002年第三期

回转支承产品标准对合理选型的影响

马鞍山统力回转支承有限公司　侯宁

单排球式回转支承现行有两个行业标准：JJ36.1-91《建筑机械用回转支承》和JB/T2300-1999《回转支承》。在JJ36.1的基本参数系列表中列出了145种基本参数的145种型号单排球式回转支承，在JB/T2300中列出了120种基本参数的220种型号单排球式回转支承。目前我国除引进主机外，绝大多数主机都是按这两个标准规定的参数选择回转支承型号。由于JB2300-84较JJ36-86颁布实施得早，其覆盖面要略大于JJ36-86，两个标准都为回转支承标准化生产做出了贡献。随着各主机行业和回转支承行业的飞速发展，国外机型的大量引进，标准中的问题也逐步显现出来，甚至阻碍了各主机行业和回转支承行业的发展，应引起我们高度重视。

单排球式回转支承的滚道中心直径（Do）和钢球直径（do）是它的两个主参数，它们不但决定了回转支承的承载能力和使用寿命，也是其它参数设计的依据，因此两者的合理匹配不仅是回转支承设计水平的反映，而且将直接影响主机选用的科学性、经济性和结构的合理性。通常我们用Do/do的比值来分析主参数匹配的合理性，在Do=500~2500范围内，JJ36.1中规定Do/do=31.25~41.67；JB/T2300中，Do/do=16.67~62.5，而德国ROTHE ERDE公司标准系列规定单排球式回转支承Do/do=30~56。那么该比值在什么范围内科学合理呢？通过计算和比较我们不难找到答案。

当回转支承的Do和do值确定以后，它的额定静容量和额定动容量也随之可计算出来，并可作出静载和动载曲线。显然当静载曲线和动载曲线靠得很近时，在满足静载荷要求的同时又满足了动载荷（即寿命）的要求；如果两条承载能力曲线离得较远，只能按承载能力较低的一条曲线选用，势必造成另一种能力的浪费。从JB/T2300附录B承载能力曲线中不难看

出30.900、30.1000、30.1120、35.1250、35.1400、45.1400、45.1600、45.1800、60.2000、60.2240、60.2500等型号的动、静载曲线靠得较近，主参数匹配合理，它们的比值为30~41.67。同时也可看出，Do/do比值过小，动载曲线远高于静载曲线（例30.500比值为16.67）；有的型号比值过大，动载曲线远低于静载曲线（例40.2500比值为62.5）。在此附录中共有图B1~图B48共48幅曲线图覆盖220种型号，除上述11种主参数所代表的55种型号外，其余165种型号（占75%）的主参数匹配不合理。通过以上分析得到的答案是：Do/do=30~40为比较合理的主参数匹配。

JB/T2300-1999在修订中也意识到这一问题，将JB2300-84原有型号保留之外，每种规格又增加了钢球直径小一档的型号，共增加了20种匹配100种型号（例在40.900基础上增加一档30.900，两者除钢球直径不同外，其余参数完全一致）但令人遗憾的是在Do≥1600时，所增加10种匹配共50种规格却背离了合理匹配范围。新增的100种型号无论是否合理都没多大使用价值，这是因为每一种规格都只是在原有规格的基础上将钢球减小一档，而外型尺寸等保持不变，除降低动、静能力外，生产成本降低甚少，两者的销售价格相差无几，所以性价比很差。JB2300-84中Do≤1250的所有规格，Do/do值都过小，换言之，钢球都太大了，套用轴承的概念，即所谓的重型回转支承，这对一般工程建筑机械是没必要的。以20t级挖掘机为例，国产大多选用回转支承为40.1120，钢球直径为40，Do/do=28；而进口及国内合（独）资企业生产的20t级挖掘机配套的回转支承钢球直径都在Φ28.575以内，滚道中心直径在1073~1212范围内Do/do=30-32。由此而产生的直接后果是钢球直径越大，回转支承轴向截面积越大，自重越重，生产成本越高，造成大量的资金和原材料浪费。

JB2300-1999除了两大主参数匹配不合理外，钢球直径系列参数设计也存在不足。它的滚道中心直径Do是按R20优先数系选取的（公比为1.12的等比数列），但钢球直径do系列为：20、25、30、35、40、45、50、60、75是一个没有科学

性的数列。回转支承的额定静容量与Do·do成正比，把JB2300-1999中所有匹配的Do·do的值计算后排列起来，显然是一个杂乱无章的数列，也就是说各种匹配的额定静容量所组成的数列也是杂乱无章的数列，而不是等比数列。塔吊的起重力矩，汽车吊的起重量，挖掘机的吨级数均采用优先数字的等比数列，有级变速机床转速也是如此。借用机床转速设计时"速度损失"这一概念，额定静容量组成等比数列可使选用回转支承时，"承载能力损失"最小，例30.710的上一档为40.800，两者Co相差50%，而40.800与上一档40.900两者Co只相差12.5%，当你初选30.710计算出安全系数尚差5%时，选40.800显然"承载能力损失"45%。而初选40.800安全系数差5%改选40.900时承载能力损失仅为7.5%。

JJ36.1标准中，主参数匹配和基本参数设计都比较科学、合理，Do/do均采用优先数系，部分滚道中心直径的重叠设计（例1000.25和1000.32），使"承载能力损失"最小，并各具有单独的基本参数。因此，我们建议并希望主机厂按JJ36.1-91标准选用单排球式回转支承，在同样性能条件下会使采购成本下降10%~30%，综合经济效益和社会效益都十分显著。据估计，目前国内有些主机厂在选用回转支承标准产品中，由于某些标准参数匹配不合理，每年造成的经济损失超过千万元。我们作为回转支承专业制造厂提出这样的建议，完全是站在尊重科学的立场，因为这除了会使我们的销售收入减少外，并没有其它任何好处。

《建筑机械》2002年第七期

回转支承早期断齿分析及解决措施

马鞍山统力回转支承有限公司　侯宁

挖掘机用回转支承早期失效的主要原因有二条：一是断齿，二是滚道破坏。其中断齿是主要原因，占90%以上，且绝大多数发生在挖掘机出厂后六个月以内。这不但严重困扰着回转支承制造厂产品质量信誉，同时也对主机厂产品市场造成不利影响，因此认真解决好这一问题是回转支承制造厂和主机厂共同目标和责任，也是双方进一步合作共同发展的根本保证。

因断齿而使回转支承早期失效的根本原因是什么呢？设计问题、制造问题、材质问题、装配问题还是使用问题。透过下列现象不难发现问题的本质之所在：

在过去的十二年里，马鞍山回转支承厂共为各类主机配套回转支承二万余套，除挖掘机行业外，仅有一起回转支承断齿记录，而且是发生在晚期。当然，挖掘机的工况较塔机、汽车起重机等其它大部分使用回转支承的行业的主机工况要恶劣，回转速度较快，冲击负荷也较大，断齿的可能性相应地也大些，这也是不争的事实。因此，挖掘机用回转支承的模数较同一滚道直径的其它行业主机用回转支承要大一档，而且是硬齿面（一般在HRC47～58之间选取不同的硬度段），基本满足了挖掘机对回转支承齿轮的要求。虽然统计资料表明挖掘机用回转支承早期断齿的概率大于其它主机，但也仅限于极少的二、三种挖掘机上，大部分机种极少有回转支承早期断齿事故发生。

从我们掌握的资料分析，国内外绝大多数20～22吨级的挖掘机使用的回转支承齿轮模数都为10mm（或径节=2.5），热处理和精度等级基本一致。国产挖掘机回转支承齿轮一般采用标准齿高和标准压力角，其周向许用力P可按下式计算：

P=Kz*m*b/78 (吨)

式中 Kz=(z/150)^(±0.09)外齿取+；内齿取-

如齿宽b=80mm，模数m=10mm，齿数z=100，内啮合，材质50Mn，其齿轮许用圆周力约为

P=600kN，z-齿数 m-模数mm b-齿宽mm

若设齿宽b=80mm；齿数z=90～110；且为内啮合，则齿轮周向许用力为：

P=(90～110/150)^(-0.09)*10*80/78

=10.74～10.55(吨)

可见齿轮的周向许用力能够满足该吨级的挖掘机对回转支承齿轮负荷要求，但在该级别中个别机型出现的回转支承早期断齿率却高达2%，其它绝大部分机型无此现象发生。

通过对多起早期断齿实物的分析研究发现，大部分断齿发生在沿齿宽方向的上半部，一半以上的断裂面与轮齿的上端面相交，并成45°～60°左右的夹角，即使全齿脱落其裂纹也是自上而下扩张所致。齿轮受挤压而产生的塑性变形也相当明显，且上部较下部严重得多，整圈齿槽宽都有不同程度变化，从下至上，从根至顶齿槽宽递增。

我们认为：造成挖掘机用回转支承早期断齿的作用力并非是周向回转驱动力，而是与之啮合的小齿轮所施加的径向挤压力，且挤压时小齿轮的轴线与回转支承齿轮轴线不平行。该力产生于挖掘工况地面对挖掘斗的反作用力，由于回转支承有间隙，与回转支承内外圈分别连接的上下两部分在倾覆力矩的作用下将发生回转支承通过挖掘机大臂的轴向剖面上的相对倾斜，同时产生沿回转支承径向与大臂反方向的相对位移，位移量与回转支承径向间隙相当。因与回转支承啮合的小齿轮安装在大臂的相反方向，当两者齿侧间隙过小时，位移尚未完成，小齿轮便压上大齿轮，这种情况下本应由回转支承滚

道承担的负荷却由齿轮担当了。由于小齿轮是悬臂安装，原本倾斜的轴线在挤压力的反作用下进一步加剧，致使作用在大齿轮上的挤压力集中在齿宽的上部。开始时齿轮由塑性变形来补偿齿侧间隙的不足，随着回转支承滚道的进一步磨合，其径向间隙渐渐加大，而变形量却是有限的。通过受力分析可以看出：小齿轮对大齿轮的挤压力是地面对挖掘斗的反作用力的几倍甚至十几倍，并且作用在齿廓上的力将被再一次放大，压力角越小放大系数越大，这一经过两次放大的力足以造成大小齿轮断齿。以上分析的结论与断齿现象是吻合的。

因此，笔者认为：回转支承早期断齿的根本原因是齿圈与小齿轮的配合侧隙过小，建议主机在装配时，小齿轮与回转支承的侧隙值不小于回转支承径向间隙的1.25倍。值得参考的是，我厂近期为加拿大制造的四种型号的挖掘机用回转支承的齿轮压力角分别为25°和27°，国内合资厂也有采用小齿形，国内则大多采用标准齿形（压力角20°），标准齿形的抗径向挤压能力比上述修正齿形差。为此，建议挖掘机厂在齿轮匹配时考虑这一因素。这对提高齿轮抗径向挤压能力是有效的。

当然，诸如回转支承材质缺陷；齿淬后残余内应力较大、内部有裂纹；因回转支承滚道失效回转卡滞；挖掘机违章操作等也可导致回转支承齿轮早期失效，但应该分布面较广且离散。

《建筑机械》2010年第九期

椭圆滚道回转支承力学性能分析

侯宁[1]，许丽华[1]，汪敏[2]，戚晓利[2]，童靳于[2]，潘天成[2]，冯建有[2]
（1.马鞍山统力回转支承有限公司 安徽 马鞍山 243041；2.安徽工业大学 机械工程学院 安徽 马鞍山 243022；）

摘要：建立了椭圆滚道及圆形滚道回转支承的整体有限元模型，利用ANSYS软件对这两种滚道形状的回转支承进行了力学性能的分析计算。计算结果表明，在同种工况下椭圆滚道回转支承的承载能力较圆形滚道回转支承有明显的提高，提高的幅度在28%左右。

关键词：椭圆滚道；回转支承；力学性能

1 引言

回转支承是一切两部分之间需作相对转动，又需同时承受轴向载荷、倾覆力矩和径向载荷的机械必须的重要传力元件。随着主机行业的迅速发展，回转支承得到了广泛的应用。如何有效的提高回转支承的承载能力，成为了各生产厂家最关注的问题，也是众多学者们研究的热点问题之一。为了提高回转支承的承载能力，适应市场需求，马鞍山统力回转支承有限公司成功研制出了椭圆滚道的单排球式回转支承产品，并于2006年03月30日申请了国家发明专利。该回转支承主要特点是将单排球式回转支承的滚道型式改为椭圆形，其余参数与圆形滚道回转支承相同。椭圆滚道的长半轴、短半轴参数可以根据钢球曲率半径、滚道与钢球接触点的曲率半径和

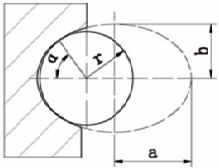


图1 椭圆滚道回转支承简图

接触角计算出。其简图如图1所示。

在低速重载下工作的回转支承[1]，由于尺寸较大，滚动体与内、圈的接触变形加大，滚道体的接触状态复杂，通过传统的赫兹接触理论计算很难得到整个应力场的分布情况。采用有限元方法，利用计算软件对其力学性能进行分析研究是一种较为理想的方法，目前还没有研究人员通过建立回转支承整体的有限元模型进行过研究。因此，本文利用功能强大的ANSYS软件，对同种型号的椭圆滚道和圆形滚道单排球式回转支承分别建立了整体的有限元模型，进行了力学性能计算与分析，为今后回转支承的设计和优化提供参考依据。

2 分析计算过程

2.1有限元模型的建立

利用三维CAD软件，严格按照图纸尺寸和《中华人民共和国机械行业标准JB/T2300－1999》分别建立了型号为010.20.200的椭圆滚道和圆形滚道回转支承的三维实体模型，以保证模型结构符合真实的形状、尺寸及布置，小球个数为24个。在不影响回转支承结构、刚度真实性的前提下，建立三维实体模型时，对某些部位做适当的简化，如不考虑密封圈的影响等，模型如图2所示。将建立好的实体模型导入ANSYS环境中，选用solid45单元进行网格划分，为使计算结果更加可靠并考虑到计算规模对计算机的要求，对网格做如下处理[2]：将小球分成内外两部分，与滚道接触的部分采用六面体网格划分，球体内部采用四面体网格划分，并对内外圈与滚动体接触部位网格划分进行人工干预，采用手动网格划分技术，进行了网格细化程序处理，保证接触区域的网格密度能够满足计算精度的要求，有限元模型如图3所示。定义弹性模量为2.1×10^{11}Pa，泊松比 $\mu=0.3$。

运用ANSYS的面-面接触问题分析功能，确定为柔体-柔体接触，以内、外圈滚道表面作为目标面，滚道体表面作为接

触面。接触单元类型选为CONTA174，目标单元类型选为TARGE170，共建立了48个接触对，这样可以有效的模拟滚动体与内圈的接触行为。

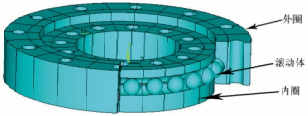


图2 回转支承三维实体模型

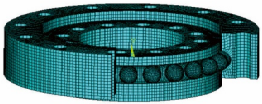


图3 回转支承有限元模型

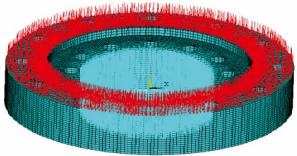
2.2 施加约束及载荷

对应回转支承不同的安装方法，在施加约束时，可以对内圈内表面施加全约束，也可以对外圈外表面施加全约束，本文中采用第一种约束方法。

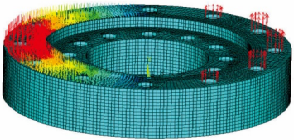
回转支承在使用过程中，所承受的作用力包括总轴向力Fa、总倾覆力矩M以及在力矩作用平面内的总径向力Fr，对于不同的应用场合，由于主机的工作方式及结构形式不同，上述三种载荷的作用组合情况将会有所变化，但大多数回转支承在实际应用中总径向力Fr很小（往往小于0.1Fa），所以回转支承主要承受轴向力和倾覆力矩。本文中选取了《中华人民共和国机械行业标准JB/T2300－1999》中的010.20.200型回转支承承载能力曲线进行了计算分析，即研究回转支承在最大轴向载荷和最大倾覆力矩作用下的机械应力，故加载时取Fa=55×10^4N和M=2.3×10^4N.m。所施加的约束及载荷如图4所

示。

对于同种型号的圆形滚道回转支承采用与椭圆滚道回转支承相同的建模方法，建立其有限元计算模型，并施加与椭圆滚道回转支承相同的约束和载荷。



(a) 施加轴向载荷和约束模型



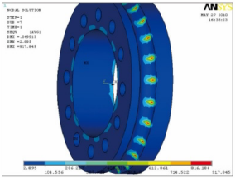
(b) 施加倾覆力矩和约束模型

图4 回转支承施加约束和载荷模型

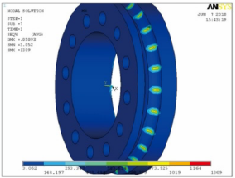
3 计算结果

3.1 轴向载荷计算结果

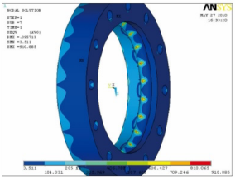
由图5可知，在Fa=55×10^4N的轴向载荷作用下，最大Mises应力发生在内圈，对椭圆滚道而言最大值为917.8Mpa，圆形滚道的最大值为1309Mpa。



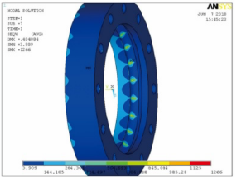
（a）椭圆滚道内圈Mises应力云图



（b）圆形滚道内圈Mises应力云图



（c）椭圆滚道外圈Mises应力云图

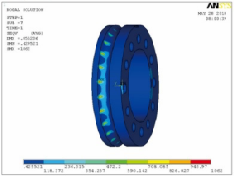


（d）圆形滚道外圈Mises应力云图

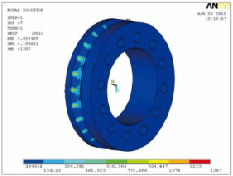
图5 轴向载荷作用下的MISES应力云图

3.2 倾覆力矩计算结果

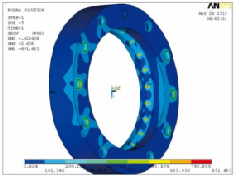
由图6可知，在M=2.3×10^{4}N·m的倾覆力矩作用下，最大Mises应力也发生在内圈，对椭圆滚道而言最大值为1062Mpa，圆形滚道的最大值为1387Mpa。



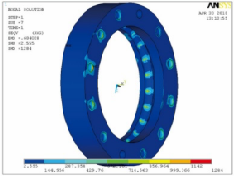
（a）椭圆滚道内圈Mises应力云图



（b）圆形滚道内圈Mises应力云图



（c）椭圆滚道外圈Mises应力云图



（d）圆形滚道外圈Mises应力云图

图6 倾覆力矩作用下的Mises应力云图

3.3 椭圆滚道与圆形滚道计算结果对比

从表1中的数据可以看出，在同种载荷作用下，椭圆滚道回转支承的Mises应力比圆形滚道回转支承的Mises应力要小，且降低的幅度较大，在28%左右。

表1 椭圆滚道与圆形滚道的计算结果

应力 / 载荷	内圈最大mises应力（Mpa）			外圈最大mises应力（Mpa）		
	椭圆	圆形	降幅	椭圆	圆形	降幅
$Fa=55\times10^4N$	917.8	1307	29.9%	910.9	1266	28%
$M=2.3\times10^4N\cdot m$	1062	1387	23.4%	891	1284	30.6%

4 结论

回转支承的失效形式有两种[3]，一是滚道损坏，二是断齿，而滚道损坏占的比例达98%以上，评判材料是否产生塑性屈服失效的一个重要准则就是Mises屈服准则。因此本文着重分析计算了回转支承的应力分布，得到了最大Mises应力值，由上述计算结果可以得出以下结论：

（1）不同滚道形状对回转支承的承载能力影响较大，椭圆滚道的Mises应力比圆形滚道的Mises应力要小，也就是说椭圆滚道回转支承的承载能力比圆形滚道回转支承的承载能力要高。提高的幅度大约在28%左右。

（2）利用三维有限元软件ANSYS能够直观、方便的获得内、外圈等各不同部位的应力分布云图，便于更加充分的了解回转支承整个结构的应力分布情况。为以后进一步全面研究回转支承（尤其是椭圆滚道回转支承）的力学性能提供了可信

回转支承整个结构的应力分布情况。为以后进一步全面研究回转支承（尤其是椭圆滚道回转支承）的力学性能提供了可信的依据。

参考文献

[1]徐立民，陈卓.回转支承[M].合肥：安徽科学技术出版社，1988.
[2]王国强.实用工程数值模拟技术及其在ANSYS上的实践[M].西安：西北工业大学出版社，2004
[3]侯宁.影响回转支承承载能力的四个参数[J].建筑机械，2002（1）：21-22.

回转支承

回转支承又称转盘轴承，是一切两部分之间需要相对回转又同时承受轴向力、径向力和倾覆力矩的机械的传力基础元件。液压挖掘机通常为工作装置和底盘可相对回转的上下结构，其连接机构自然离不开回转支承。由于挖掘时工作载荷大且变化激烈，因此对回转支承有着较高的技术要求。本文主要介绍回转支承选型、安装注意事项及使用过程中常见问题分析三个方面。

一、回转支承选型

回转支承的选型主要包括：确定回转支承的型式和主参数，验证滚道的承载能力。

1、 回转支承型式、主参数的确定

中小规格的回转支承应以单排球式为首选型式，大规格是三排柱式最佳，建议65吨级以下的挖掘机选用单排球式回转支承，65吨级以上的挖掘机以三排柱式回转支承为主。

回转支承的滚道中心直径Do和滚动体直径do是构成回转支承基本参数的核心主参数，一般来说，单排球式Do/do=30～40，三排柱式Do/do=80～100。大于上述值则在额定静容量下使用寿命不足，反之使用寿命过剩，前者造成回转支承过早失效，后者造成浪费。当然，在一些因结构限制和一些特殊要求的使用场合，应根据具体情况确定Do—do。

建议按下式初步确定挖掘机回转支承的主参数：

$$Do^2 \cdot do \geqslant 2 \cdot T \qquad (4-1)$$

式中：Do－滚道中心直径，m；

do－钢球直径，mm；

T－挖掘机吨位，t。

如选择钢球直径do=Φ60，按上式计算出的滚道中心直径Do超出限制的结构尺寸，建议改选为三排柱式回转支承，并按上述原则确定主参数。

2、验证滚道的承载能力

验证滚道的承载能力按以下步骤进行：

（1）根据选定的回转支承主参数计算额定静容量Co 。

（2）根据回转支承外负荷计算当量轴向载荷Cp。

（3）计算安全系数fs验证滚道的承载能力。

（4）当径向力小于轴向力的10%时，也可以根据组合的外载荷Fa、M各乘以安全系数f0（f0值可按下表4.1-1选取）后直接在回转支承性能曲线图上比较安全性。

表4.1-1　回转支承安全系数fo

工作类型	工 作 特 性	机 械 举 例	f_o
重 型	经常满负荷，回转快，冲击大	抓斗起重机，港口起重机，单斗挖掘机，集装箱起重机	1.30-1.45
特重型	满负荷，冲击大或工作场所条件恶劣	斗轮式挖掘机，隧道掘进机，冶金起重机，海上作业平台起重机	1.45-1.70

2.1 计算额定静容量Co

额定静容量是衡量回转支承静载能力的指标，除回转支承的原材料及其热处理状态对其影响外，加工制造过程中的滚道表面淬火硬度和淬硬层深度、球式滚道的接触角α、沟道半径与钢球半径之比t是影响回转支承承载能力的几个主参数。

下列回转支承的额定静容量计算公式在规定的条件下是安全可靠的。

1、单排球式回转支承的额定静容量Co：

$$Co = 0.6 \cdot Do \cdot do^{0.5} \qquad (4-2)$$

式中：Co —额定静容量，kN

Do— 滚道中心直径（滚动体组节圆直径），mm

d0 — 钢球公称直径，mm

本公式适用范围：

a. 沟道半径与钢球半径之比t =1.04

b. 滚道淬硬层深度为4mm

c. 滚道表面硬度≥55HRC

d. 滚道接触角α=45°

2、三排柱式回转支承的额定静容量Co

$$Co = 0.533 \cdot Do \cdot do^{0.75} \qquad (4-3)$$

式中：Co— 额定静容量, kN

Do— 上排滚道中心直径, mm

do — 上排滚柱直径, mm

本公式适用范围：滚道表面硬度≥55HRC，滚道淬硬层深度符合标准要求；

2.2计算当量轴向载荷Cp

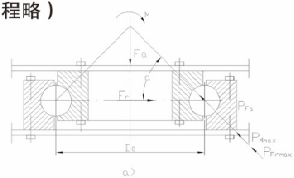
2. 2. 1计算单排球式回转支承的当量轴向载荷Cp

研究回转支承的受力状态在于求出滚动体所受的最大作用力，以便验算滚动体与滚道的接触强度。回转支承的座圈是一个以滚动体为支点的多支点弹性体，承受着轴向载荷Fa，倾覆力矩M，和径向载荷Fr。设内座圈与转台固定，外座圈与底架固定(这是为了看图和分析的直观、方便。但内齿式实际安装方向是内座圈在下与底架固定，外座圈在上与平台固定)，力的传递路线是转台经内座圈，滚动体，外座圈到底架如图4.1-3a、b所示。内力分布与内外座圈的刚度，滚动体和滚道加工精度有关，为简化计算，假定：

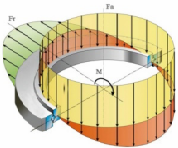
a.内外圈为绝对刚体，受力后变形只发生在滚动体与滚道接触处；

b.滚动体与滚道接触良好，无加工误差，无轴向间隙和径向间隙。

内力计算有变形叠加法和载荷叠加法，后者仅适用于作用力和变形是线性关系的情况。考虑到载荷叠加法比较简单，计算结果能满足要求，因此仍采用载荷叠加法计算内力，即上述三种载荷在滚动体上引起的正压力分别计算后再叠加。（具体过程略）



a)



b)

图4.1-3 单排球式回转支承受力图

令 $\alpha=45°$ ，回转支承在Fa，M和Fr共同作用下，受力最大的滚动体对滚道的正压力可近似表达为：

$$P_{max}=\frac{1}{Z\sin\alpha}\left(F_a+\frac{4.37M}{Do}+4.37Fr\right) \qquad (4-6)$$

当轴向载荷Fa，倾覆力矩M起主导作用时，组合后外载荷的当量轴向载荷可表达为:

$$Cp=Z\sin\alpha\cdot P_{max}=F_a+\frac{4.37M}{Do}+4.37Fr) \qquad (4-7)$$

当Fr起主导作用时，单个座圈上有两条滚道受力，此时组合后外载荷的当量轴向载荷可表达为：

$$Cp=Fa+\frac{4.37M}{D_0}+2.185Fr \qquad (4\text{-}8)$$

式中： Cp— 当量轴向载荷， kN

M — 倾覆力矩，kN · m

Fa— 轴向力，kN

Fr — 径向力，kN

Do— 滚道中心直径，m

Z — 滚动体个数

2.2.2 计算三排柱式回转支承的当量轴向载荷Cp

三排柱式回转支承有一排径向柱子专门承受径向力，因此，这里不讨论径向力Fr对三排柱式回转支承的影响。

假定：三排柱式回转支承内外圈为绝对刚体，受力后变形只发生在滚动体与滚道接触处；滚动体与滚道接触良好，无加工误差，无轴向间隙和径向间隙。对三排柱式回转支承承受轴向载荷Fa，倾覆力矩M进行受力分析，则受力最大的滚动体对滚道的正压力可近似表达为：

$$P_{max}=\frac{1}{Z}\left(F_a+\frac{4M}{D_c}\right) \qquad (4\text{–}9)$$

单排球式回转支承存在间隙时，实际接触角有增大的趋势，这对单排球式回转支承的受力总体说是有利的，因此当量轴向载荷Cp按式（4-7）、（4-8）计算是安全的。但对三排柱式来说，有间隙存在，在倾覆力矩的作用下，内、外套圈将发生相对倾斜，内、外套圈本应平行的滚道面也相对倾斜，受载不均匀，应力有集中的趋势。因此三排柱式的当量轴向载荷按下式计算是比较安全的：

$$C_p = F_a + \frac{4.5M}{D_o} \qquad (4-10)$$

式中：Cp— 当量轴向载荷， kN

M — 倾覆力矩， kN · m

Fa— 轴向力， kN

Do— 上排滚道中心直径，m

Z — 滚动体个数

2.3计算安全系数fs验证滚道的承载能力

fs = Co / Cp≥fo　fo值可按下表4.1-1选取

3、中小级别挖掘机常用回转支承　见表4.1-2

表4.1-2　中小级别挖掘机常用单排球式回转支承一览表

序号	1	2	3	4	5	6
挖掘机类别	1.3吨	3.5吨	4.5吨	6吨	7吨	8吨
推荐用回转支承的主参数Do·d	465.20	567.20	600.22	683.25	760.25	800.25

7	8	9	10	11	12	13
12吨	15吨	20吨	23吨	30吨	35吨	40吨
1012.25	1100.28	1200.28	1220.32	1405.35	1405.40	1405.50

二、回转支承安装注意事项

1.齿圈回火带（外部标记“S”处）及设有钢球装卸孔堵塞处应置于非负荷区、非经常负荷区或轻负荷区。

2.安装平台必须清洁、平整，不得有铁屑、毛边或其他杂物，其平面度应符合表4.1-4的规定。

表4.1-4 包含角偏差在内的平面度许可值

滚道中心直径	安装支架平面度		
Do（mm）	单排四点接触式	双排球式	滚柱式
~1000	0.15	0.20	0.10
>1000~1500	0.19	0.25	0.12
>1500~2000	0.22	0.30	0.15
>2000~2500	0.25	0.35	0.17
>2500~4000	0.30	0.40	0.20

注：表4.1-4中的数值为最大值，在180°的扇形区内只允许有一处波峰达到该值，并在0°～90°～180°区域内平稳上升或下降。不允许忽升忽降，以避免峰值负荷。

3.安装支架必须有足够的刚度，以防止回转支承安装因支架刚度不够产生变形导致回转支承不能正常工作。在额定负荷作用下，其支架平面最大挠度应符合表4.1-5的规定 。

表4.1-5 最大允许负荷下的挠度

滚道中心直径	~1000	>1000~1500	>1500~2000	>2000~2500	>2500~3000	>3000~3500	>3500~4000
支架平面最大挠度 Amax(mm)	0.6	0.8	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5

4.齿轮安装注意事项：

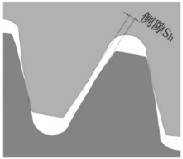
挖掘机回转驱动装置中大小齿轮的安装非常重要，好的装配质量可避免回转支承齿轮的早期断齿。

（1）保证大小齿轮中心轴线的平行；

（2）装配小齿轮从回转支承大齿轮的齿跳最高点标记处开始装配，并且在该处齿轮与小齿轮间的齿侧间隙Sh应符合表4.1-6的规定。

表4.1-6

齿轮啮合型式	侧隙Sh(mm)
外啮合	≥0.03m(m为齿轮模数)
内啮合	≥0.06m(m为齿轮模数)



5. 回转支承用螺栓的选择与安装注意事项

5.1、 螺栓按 GB 3098.1和 GB 5782 选用，亦可自行设计大六角头螺栓。性能等级为8.8级、10.9级和12.9级。对于普通挖掘机，建议采用10.9级螺栓。对于额定载荷下螺栓静强度要求和最大载荷下螺栓屈服强度要求很高，而对于疲劳强度要求不严格时，可选用12.9级螺栓。对于载荷频繁多变，螺栓疲劳强度要求极为严格的场合，可选用8.8级螺栓。

5.2、紧固螺母按 GB 3098.2 和 GB 6175 选用或自行设计大六角头螺母。其性能等级应与螺栓

图4.1-9

相配。

5.3、不应采用弹簧垫圈防松。建议采用其他可靠地防松措施。

5.4、拧紧螺栓时，应在螺栓的螺纹及螺母端面涂润滑油，并用扭矩扳手在180°方向对称均匀多次拧紧。如图4.1-9所示：

5.5、螺栓必须有足够的预紧力，其预紧力在螺栓上产生的预紧应力应符合表4.1-7的规定。

5.6、螺栓夹紧长度L≥5·d（d--螺栓直径）。

表4.1-7　螺栓的预紧扭矩或预紧力

5.5、螺栓必须有足够的预紧力，其预紧力在螺栓上产生的预紧应力应符合表4.1-7的规定。

5.6、螺栓夹紧长度L≥5·d（d--螺栓直径）。

表4.1-7　螺栓的预紧扭矩或预紧力

螺栓规格	螺栓强度等级（GB/T3098.1-2000）		
	8.8	10.9	12.9
	预紧扭矩 M_A(N·m)		
M10	44	62	75
M12	77.5	110	130
M14	120	170	210
M16	190	265	320
M18	260	365	435
M20	370	520	620
M22	500	700	840
M24	640	900	1080
M27	950	1350	1620
M30	1300	1800	2160
	预紧力 F_A(10^3N)		
M33	293	412	495
M36	344	484	581
M39	414	584	698
M42	473	665	798
M45	553	777	932
M48	623	876	1050
M52	749	1054	1265
M56	863	1214	1457
M60	1008	1418	1621

5.7、当采用螺孔安装联接方式时，螺栓在回转支承中的最小拧入长度应符合表4.1-8的规定。

表4.1-8 螺栓在回转支承中的最小拧入长度

螺栓性能等级	8.8	10.9	12.9
l	0.70T	0.75T	0.8T

注：T为螺孔螺纹长度

5.8、为确保螺栓工作的可靠性，避免螺栓预紧力的不足，在单排球回转支承工作的第一个100 h和500 h后，均匀检查螺栓预紧扭矩。此后每工作1000小时应检查一次预紧扭矩。

三、回转支承安装使用过程中常见问题及原因分析

1、断齿产生的原因

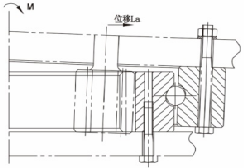


图4.1-10 挖掘机大小齿轮实际啮合

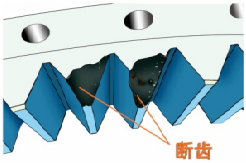


图4.1-11 断齿图片

挖掘机冲击载荷较大，经常出现断齿现象。造成挖掘机回转支承早期断齿有多种原因，作者经调研和分析发现断齿的

作用力并非是周向回转驱动力，而是与之啮合的小齿轮对其施加的径向挤压力，且挤压时小齿轮的轴线与回转支承齿轮轴线不平行。该力产生于挖掘阻力，由于回转支承有间隙的原故，与回转支承内外圈分别联接的上下两部分在倾覆力矩的作用下，将产生相对倾斜，同时产生沿挖掘阻力方向的相对位移La，位移量等于回转支承径向间隙与滚道的弹性变形量之和。与回转支承齿圈啮合的小齿轮也产生相对位移La（见图4.1-10），大小齿轮间的齿侧间隙将减少ΔSh（ΔSh=2·tgα·La,其中α为啮合角）。当大小齿轮间原有齿侧间隙小于ΔSh时，位移尚未完成，小齿轮便压上大齿轮，这种情况下本应由回转支承滚道承担的径向负荷却由齿轮担当了，由于小齿轮是悬臂安装原本倾斜的轴线在挤压力的反作用下进一步加剧，致使作用在大齿轮上的挤压力集中在齿宽的上部。开始齿轮由塑性变形来补偿齿侧间隙的不足，随着回转支承滚道的进一步磨合，其径向间隙渐渐加大，而变形量却是有限的。通过受力分析可以看到：小齿轮对大齿轮的挤压法向力是地面对斗的反作用力的几倍甚至十几倍，并且作用在齿廓上的力将在齿形角形成的楔形空间内再一次放大，压力角越小放大系数越大。这一经过两次放大的力足以造成大小齿轮断齿（见图4.1-11）。究其根本原因是与小齿轮的配合侧隙过小。

2、回转支承转动不灵活、异响产生的原因

2.1 装机前的主要原因是回转支承机加工和热处理的残余应力释放引起变形。

2.2安装后的原因主要有以下两点：

（1）因螺栓预紧导致回转支承变形，且回转支承的轴向间隙无法补偿该变形值。安装平台刚度越好、平面误差越大时产生这种情况的可能性越大。

（2）大小齿轮啮合的齿侧间隙过小。

《工程机械》2014年第九期

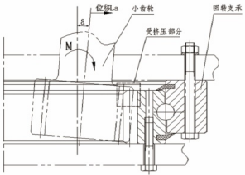
回转支承断齿分析及解决方案

马鞍山统力回转支承有限公司　侯宁，朱良银，胡恒强
徐工集团徐工机械建设机械分公司　彭方

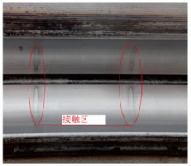
回转支承断齿问题主要发生在内啮合、硬齿面（齿面硬度≥HRC50）的回转支承（如挖掘机、旋挖钻机及履带式起重机等设备所采用的回转支承）上，而外啮合、软齿面（齿面硬度≤HRC30）的回转支承很少出现断齿现象。据不完全统计，不同时期，不同品牌国产挖掘机用回转支承断齿概率有所不同，约在1%~2%，而挖掘机后市场（配件市场）反馈的回转支承断齿率却高达5%~6%。特别在某些国产品牌的5t级、7t级及8t级挖掘机上，甚至曾经出现过两位数百分比的大面积断齿问题。

一、断齿原因分析

笔者在《回转支承早期断齿分析及解决措施》一文中明确提出，回转支承断齿绝大部分出现在整机出厂早期的一年内，而且是径向倾斜挤压造成的。与回转齿圈（大齿轮）啮合的小齿轮采用“浮动轴传动”（见图一），由于回转支承本身存在的固有间隙，在挖掘机工作时，会产生一定的倾翻力矩M，小齿轮的中心线会随之产生一定倾斜角度α和径向位移（偏移量）La，齿轮传动的中心距和齿侧间隙随之发生变化。



图一 回转支承齿轮传动挤压示意图



图二 受载后钢球和回转支承滚道的接触区

一般情况下，挖掘机用回转支承的出厂间隙＜0.20mm，经过一段时间的使用，回转支承的间隙＜0.30mm。在实际工作时，回转支承的滚道会产生一定的弹性变形。以一款回转支承为例。受载后，滚道和钢球的接触区是面接触（见图二），这么大的接触面积，滚道的单边弹性变形量在0.20mm左右，双边就是0.40mm，加上主机机架变形等等各种因素，连接在挖掘机上车架上的小齿轮的径向偏移量达到1.0mm左右，对应的大小齿轮的挤压量也是1.0mm左右。在如此大的偏移量下，结合文献的受力分析，本应由回转支承滚道承载的载荷却由回转支承轮齿承载，反复挤压后最终导致回转支承发生断齿。

二、解决方案

回转支承的挤压断齿现象通常发生在沿齿宽方向的上半部，断裂面与轮齿的上端面相交，并成45°~60°左右的夹角

（见图三、图四），即使全齿脱落其裂纹也是自上而下扩张。轮齿受挤压而产生的塑性变形也相当明显，且上部较下部严重得多，整圈齿槽宽都有不同程度变化，从下至上，从根至顶齿槽宽递增。

对于挖掘机用回转支承的断齿问题，解决方案经历了以下几个过程：

1、确保大小齿轮啮合的齿侧间隙不小于0.06m （m为模数）。对20t级挖掘机，回转支承的模数是10mm，大小齿轮啮合的齿侧间隙不小于0.60mm。在挖掘机后市场 （配件市场），由于客户对于大小齿轮啮合时的齿侧间隙不太注重，导致断齿率居高不下，于是我公司就宣贯断齿与齿侧间隙的关系，让客户了解：齿侧间隙控制不好，回转支承断齿是必然。经过几年的宣贯，挖掘机后市场（配件市场）回转支承的断齿率由以前的6%下降到5%左右。

2、37°斜角齿轮式回转支承。将回转支承齿圈非安装面上的轮齿部分由全齿宽改为具有37°的倒角（见图五），将回转支承常发生断裂的部分人为切去，从而避免小齿轮产生位移时挤压力集中在齿宽的上部，这样，回转支承的轮齿部分不会在使用早期就产生挤压裂纹，可以有效延缓回转支承轮齿早期断齿问题。经过两年的统计，挖掘机后市场 （配件市场）采用该型回转支承后的断齿率由以前的5%下降到4%左右。

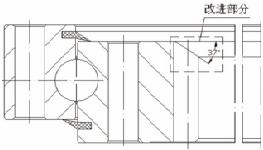
图三 断齿图

图四 有37°斜角的断齿图

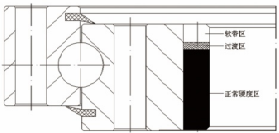
3、渐变硬度齿式回转支承。由于回转支承的断齿是挤压造成的，因此如何预防大小齿轮之间的挤压成为研究重点。在齿轮进行感应淬火时，将齿轮加热区段分成正常硬度区、过渡区和软区三段（见图六），硬区的硬度为HRC50~56,软区的硬度为钢件基体的调质硬度。这样，大小齿轮啮合产生挤压时，回转支承轮齿上端面的软区就会产生挤压塑形变形，而不会挤断。经过一年的数据统计，挖掘机后市场（配件市场）采用该型

回转支承后没有发生断齿故障。渐变硬度齿式回转支承很好的解决了断齿问题。

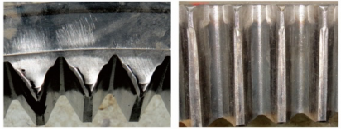
经过实验，当回转支承渐变硬度齿轮在受挤压产生的软齿面变形2mm时（见图七），大小齿轮仍能正常啮合，完好的传动；当软齿面挤压变形达到3mm时（见图八），过渡区及硬齿面区产生断裂现象。



图五 37° 斜角齿轮式回转支承



图六 渐变硬度齿式回转支承



图七 软区齿面挤压变形2mm时的啮合情况

图八 软区齿面挤压变形3mm时的断齿情况

三、结束语

以往解决回转支承断齿的方法是加大大小齿轮的齿侧间隙，但是一味的加大齿侧间隙，会导致挖掘机动臂的左右摆动量增大，这是任何主机厂和挖掘机客户都不愿意看到的结果。渐变硬度齿式回转支承很好的解决了这一问题。经过试验，当小齿轮与大齿轮的挤压变形量为2mm时，渐变硬度齿式回转支承仍能完好地正常工作。根据相关资料，挖掘机和旋挖钻机在正常工作时，大小齿轮的挤压量一般是不会超过2mm的，因此大小齿轮啮合时的齿侧间隙可以适当的减小，从而减小动臂的摆动量。此外，在回转支承出现断齿的时候，回转减速机构也容易损坏，采用渐变硬度齿式回转支承后，回转减速机构的损坏概率也大大降低。这样，渐变硬度齿式回转支承既解决了断齿问题，又能控制挖掘机和旋挖钻机动臂摆动量大的问题，同时又降低了回转减速机构的损坏概率，达到一箭三雕的目的。

渐变硬度齿式回转支承投放市场一年多来，2000多套产品至今未出现一例断齿问题。实践证明，渐变硬度齿式回转支承是解决挖掘机、旋挖钻机等工程机械用回转支承断齿问题的一次技术突破。

大直径回转支承的合理选型

马鞍山统力回转支承有限公司　许丽华，侯宁

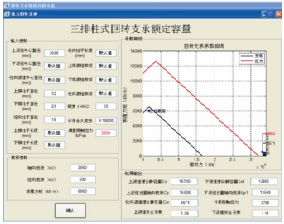
回转支承作为重要的基础部件，在我国经过近四十年的发展得到了广泛的应用。但如何正确选择大直径回转支承的结构型式，保证使用可靠性及高的性价比，依然是主机行业普遍关注的问题。

文章《合理选用回转支承》（建筑机械，1996年第8期）认为“中小规格的回转支承应以单排球式为首选型式，大规格是三排柱式。”现在市场上应用的中小规格回转支承普遍为单排球式，大规格为三排柱式，验证了该观点。随着回转支承行业制造工艺的进步及基础理论研究的深入，我们发现大直径回转支承选择双排八点接触球式结构较三排柱式优势更为突出。下面以相同主参数的三排柱式及双排八点接触球式回转支承进行计算分析。

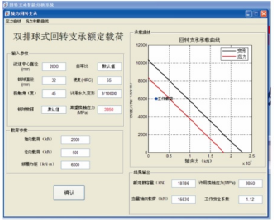
这里应用马鞍山统力回转支承有限公司与高校联合开发的国内首个回转支承智能分析软件进行分析计算。该软件可实现的主要功能包括：给定载荷（轴向力、倾翻力矩、径向力）、滚道间隙条件下，单排、双排球式及三排柱式回转支承的额定静容量计算，并绘制出给定主参数回转支承的承载曲线；单个滚动体的接触参数计算、显示接触形状；滚道内部的米塞斯应力及切应力分布规律，并可绘制应力变化曲线图。

1 双排八点接触球式较三排柱式承载能力高

以滚道中心直径为Φ2000mm，滚动体直径为Φ32mm为例，假定轴向力2000kN、径向力500kN、倾翻力矩为6000kN.m。三排柱式及双排八点接触球式的承载能力分别见图1a)、b），图中两根曲线分别代表许用接触应力3850MPa及许用永久残留变形为滚动体直径万分之三时的静载曲线。



a)三排柱式



b)双排球式

图1　额定容量计算

由图1a)b)对比三排柱及双排八点接触球式的静容量看出，三排柱式静容量为16700kN,双排八点接触球式的静容量为18786kN。这是由于：

1.1 失效形式不同

回转支承滚道失效形式有两种：一是滚道表面接触应力超过材料许用接触应力；二是滚道永久残余变形超过滚动体直径的万分之三。

由图1a）可知，三排柱式应力线远高于变形线，因此它的失效形式是滚道的永久残余变形量超过滚动体的万分之三。当许用接触应力3850MPa时滚道的永久残余变形量达到滚动体的万分之十五。滚道的永久残余变形量为滚动体的万分之

三时滚道的许用接触应力为2750MPa。

由图1b）可知，双排球式应力线远低于变形线，因此它的失效形式是滚道表面接触应力超过材料许用接触应力。许用接触应力3850MPa时滚道的永久残余变形量为滚动体的万分之二。

因此，三排柱式的表面许用接触应力不能达到双排球式的3850MPa。

1.2 受力特点不同

三排柱式的三排滚动体独立承载。见图2.1，图中Fm为倾翻力矩产生的当量轴向力，Fa为轴向力，Fr为径向力。

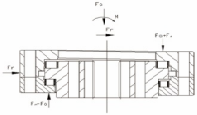
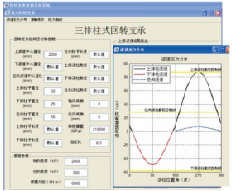
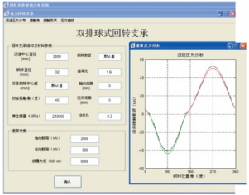


图2.1 三排柱式回转支承受力示意图

由图2.2a)可看出在承受倾翻力矩、径向力时三排柱最多一半滚柱承载。由图2.2b)可看出双排八点接触球式任何时候双排球均联合受载。



a)三排柱式

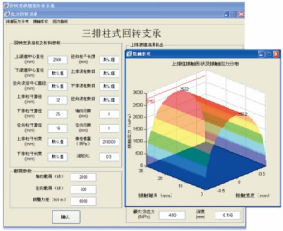


b)双排球式

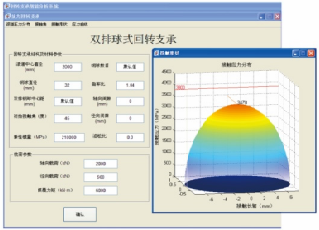
图2.2 零间隙时滚动体负荷分布图

1.3 接触区均为面接触

三排柱式回转支承受力时滚动体与滚道的接触投影面为矩形面(图3a)，而双排八点接触球式的滚动体与滚道接触投影面为椭圆面（图3b），均是面接触，有别于传统的点、线接触之分。



a)三排柱式



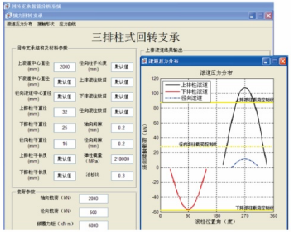
b) 双排球式

图3 零间隙时滚道接触形状及应力分布

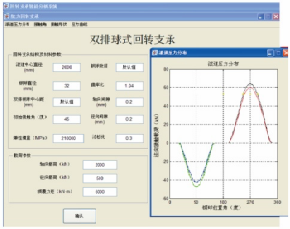
1.4 滚道间隙对三排柱式的影响较双排球式更大

由图4与图2.2分别对比可知，在间隙作用下，三排柱式及双排球式受载的滚动体个数均减少。再对比图5与图3可知，三排柱式的滚道接触应力由2572MPa增至3055MPa，增幅为18.7%；双排球式的滚道接触应力由3478MPa增至3714MPa，

增幅为6.7%。三排柱的受力特点决定了，一旦滚道磨损，间隙加大，会加速失效。而双排球式回转支承的承载能力与接触角的正弦值成正比，在有间隙时，其实际接触角由理论的45°变为50°～60°，抵消了部分因承载滚动体减少带来的承载能力损失。

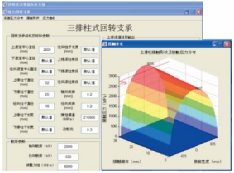


a)三排柱式

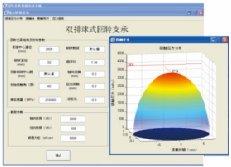


b)双排球式

图4 0.2mm间隙时滚动体负荷分布图



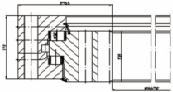
a)三排柱式



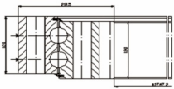
b)双排球式

图5 0.2mm间隙时滚道接触应力分布

2 双排球式结构更紧凑



a) 2000.32型三排柱式



b) 2000.32型双排球式

图6 主参数2000.32回转支承的外形图

由图6可看出相同主参数的三排柱式结构不如双排八点接触球式紧凑。三排柱式为三圈式，毛坯边界重量2370kg；而双排球式为两圈式，毛坯边界重量1230kg，材料利用率高。且三圈式的加工成本高于两圈式。因此三排柱式的材料费、加

工制造成本远高于双排球式。

双排球式双排滚动体受力的同步性是产品品质的核心，需严格保证内、外圈上下两排滚道的中心距的一致、单圈上下滚道径向尺寸的一致。这对加工机床的精度和滚道加工工艺提出了更高的要求。否则，双排球就变成了1.8排球、1.5排球……

3 市场应用

2011年以来徐工、三一、抚挖、日立住友、杭州杭重、浙建等在保证外形及安装尺寸不变的情况下，用双排球替换原三排柱式回转支承，共计2000余台，无一客户投诉，成本节约30%以上。

4 结论

综上所述，双排球式在承载、结构、成本三个方面均优于三排柱式回转支承。大直径回转支承选型应优先选用双排八点接触球式结构。

《工程机械》2018年第十期

抓木器用组合式回转驱动机构

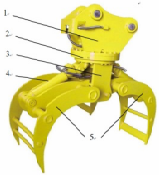
马鞍山统力回转支承有限公司　朱良银，窦方浩，毕娟娟

摘要：对液压挖掘机属具抓木器2种主要回转驱动，蜗轮蜗杆传动回转驱动（以下简称：蜗轮式回转驱动）结构使用寿命低及齿轮传动回转驱动（以下简称：齿轮式回转驱动）液压马达油封经常漏油损坏进行原因分析，分析表明：蜗轮式回转驱动因蜗轮材料（50Mn或42CrMo）选用不当、润滑（锂基脂润滑）和散热（封闭式结构）不良，导致该结构使用寿命低；齿轮式回转驱动因其齿轮传动不能实现自锁，而且传动比较大需要大排量的马达，导致液压马达油封经常漏油损坏。给出一种油浴润滑齿轮蜗轮组合式回转驱动结构（以下简称：组合式回转驱动），该结构是蜗轮蜗杆与齿轮和回转支承组合二级回转驱动，蜗轮采用蜗轮常用材质（铸造锡青铜），蜗轮蜗杆润滑采用浸油润滑。组合式回转驱动，可达到蜗轮式回转驱动使用寿命的3～6倍，有效解决了齿轮式回转驱动液压马达油封漏油损坏的问题。

关键词：抓木器；回转驱动；蜗轮蜗杆传动；齿轮传动；润滑；自锁

抓木器是液压挖掘机的专用属具，是最近几年国内新兴市场的一种产品，如图1所示。抓木器主要用于木材、甘蔗、石材等物料的装卸及搬运作业。抓木器的出现，代替人工，大大提高了作业效率，降低了作业人员的劳动强度，从而得到迅速推广。如图2所示，抓木器主要由挖掘机连接座、回转驱动、左右夹爪连接座、液压组件及左右夹爪等部件组成。

图1 液压挖掘机抓木器作业



1. 挖掘机连接座　3. 左右夹爪连接座
2. 回转驱动　4. 液压组件　5. 左右夹爪

图2 抓木器结构示意图

回转驱动是抓木器的核心部件之一，它实现抓木器360°旋转，利于物料的装卸和放置。市场调查发现国内此类抓木器回转驱动主要有2种，一种是蜗轮蜗杆传动回转驱动（以下简称：蜗轮式回转驱动），另一种是齿轮传动回转驱动（以下简称：齿轮式回转驱动）。这2种结构的回转驱动占抓木器市场90%以上的份额。

调查还发现蜗轮式回转驱动使用寿命低，一般使用寿命5～8月；齿轮式回转驱动液压马达油封经常漏油损坏，平均3个月需要更换一次液压马达油封，液压马达损坏也有发生，导致施工作业停止，需更换液压马达。

本文针对蜗轮式回转驱动使用寿命低及齿轮式回转驱动的液压马达油封经常漏油损坏，进行原因分析，提出一种油浴润滑齿轮蜗轮组合式回转驱动（以下简称：组合式回转驱动），旨在为抓木器回转驱动设计提供参考。

1 回转驱动寿命低原因分析

1.1 蜗轮式回转驱动结构及工作原理

蜗轮式回转驱动的组成如图3所示，主要由外壳、蜗轮式回转支承、蜗杆、液压马达、轴承及轴承盖等组成。

参见图2和图3，蜗轮式回转支承内圈（无齿）与外壳、外壳与挖掘机连接座均采用螺栓连接固定，不旋转；蜗轮式回转支承外圈（蜗轮，有齿）与左右夹爪连接座采用螺栓连接固定，随抓木器一起旋转；蜗杆支撑在外壳内两端轴承上，并设有轴承盖，轴承盖对轴承起止推作用；液压马达安装在外壳轴承盖上，外壳轴承盖开设止口孔安装液压马达，并采用螺栓连接。液压马达输出轴与蜗杆动力输入端通过花键连接。

其工作原理是：液压马达作为抓木器旋转的动力源，液压马达驱动蜗杆，蜗杆与蜗轮（蜗轮式回转支承外圈）啮合，蜗轮（蜗轮式回转支承外圈）与左右夹爪连接座刚性连接，实现抓木器旋转。

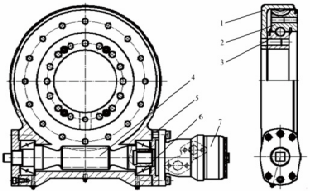


图3 蜗轮式回转驱动结构示意图

1. 外壳
2. 回转支承外圈（蜗轮）
3. 回转支承内圈
4. 蜗杆
5. 轴承盖
6. 轴承
7. 液压马达

蜗轮式回转驱动的优点：1）能实现大的传动比，传动链零部件少，结构紧凑；2）啮合齿较多，重合度较高，故冲击载荷小，传动平稳、噪声低；3）当蜗杆螺旋升角小于啮合面的当量摩擦角时，蜗杆传动具有自锁性能。

蜗轮式回转驱动的缺点：1）传动效率低，一般为60%左右，当处于自锁状态传动效率仅有40%；2)蜗轮蜗杆磨损严重，从而引起发热量大，导致润滑恶化。

1.2 齿轮式回转驱动结构及工作原理

齿轮式回转驱动的组成如图4所示，主要由外壳、回转支承、小齿轮、液压马达、轴承及轴承盖等组成。

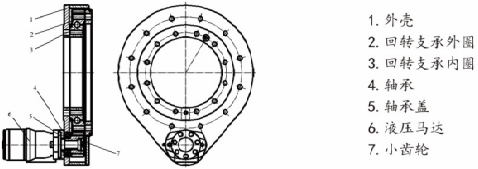


图4 齿轮式回转驱动结构示意图

参见图2和图4，回转支承内圈（无齿）与外壳、外壳与挖掘机连接座均采用螺栓连接固定，不旋转；回转支承外圈（有齿）与左右夹爪连接座采用螺栓连接固定，随抓木器一起旋转；小齿轮支撑在外壳内一端轴承上，并设有轴承盖。液压马达安装在外壳轴承盖上，外壳轴承盖开设止口孔安装液压马达，并采用螺栓连接。液压马达输出轴与小齿轮内孔通过

平键连接。

其工作原理是：液压马达作为抓木器旋转的动力源，液压马达驱动小齿轮，小齿轮与回转支承外圈（有齿）啮合，回转支承外圈与左右夹爪连接座刚性连接，实现抓木器旋转。

齿轮式回转驱动的优点是传动效率高，可达95%以上。缺点是不能实现自锁。

1.3 蜗轮式回转驱动寿命低原因分析

蜗轮式回转驱动的损坏形式有3种，一是蜗轮蜗杆的磨损；二是回转支承滚道存在间隙，在不同载荷下滚道发生形变不同，导致蜗轮蜗杆中心距不稳定；三是蜗轮蜗杆不能很好啮合，出现“啃齿”现象，导致回转驱动装置抖动。

一般蜗轮材质为铸造锡青铜（ZCuSn10P1，ZCuSn5Pb5Zn5）、铸造铝青铜（ZCuAl10Fe3）及灰铸铁（HT150、HT200）等。锡青铜和铝青铜材料耐磨性好，摩擦系数小，传动效率高，可应用于滑动速度4m/s的传动，但是价格较高。灰铸铁材料滑动速度不高（<2m/s），传动效率不高。由于受锡青铜和铝青铜成本和回转驱动的空间布置的影响，蜗轮式回转驱动中的蜗轮为回转支承外圈，所用材料为回转支承用50Mn或42CrMo，该材料硬度偏高，耐磨性低，传动效率低， 现有资料查证50Mn或42CrMo不是蜗轮常用的材料，不适合作为蜗轮材料，推断这是导致蜗轮式回转驱动寿命低的主要原因。导致寿命低还有2个原因分别是润滑和散热，一般蜗轮蜗杆润滑采用浸油润滑，而抓木器用蜗轮蜗杆采用锂基脂润滑，会出现润滑不良，导致传动效率低，并带来较大的磨损，产生胶合破坏。在散热方面差，回转驱动采用的是封闭式结构设计，封闭式设计的目的是防止杂物或粉尘进入啮合区，从而牺牲了散热。

1.4 齿轮式回转驱动故障原因分析

齿轮式回转驱动的产生就是解决蜗轮式回转驱动传动效率低和寿命低的问题，齿轮传动效率可以达到95%以上。采用齿轮传动后，传动比减小，若要获得相同的输出转矩，就需要增大动力输出，也就需要大排量的马达。由于齿轮传动不能实现自锁，在制动时需要液压系统制动，导致液压马达受到冲击，致使其液压油封经常漏油损坏。

2 解决方案

经上述分析，针对蜗轮式回转驱动结构，蜗轮材料不适宜、润滑和散热不良，导致其使用寿命低，出现了齿轮式回转驱动结构，但因其齿轮传动不能实现自锁，而且需要大排量的马达，在制动时导致液压马达受到冲击，致使液压马达油封经常漏油损坏。我公司开发了一种组合式回转驱动，提高了抓木器回转驱动使用寿命。

2.1 组合式回转驱动结构与工作原理

组合式回转驱动的组成如图5所示，主要由回转支承、立轴齿轮、底座、蜗轮蜗杆组件及液压马达等组成。

参见图2和图5，回转支承内圈（无齿）与底座采用螺栓连接固定，底座采用螺栓连接固定在挖掘机连接座上，不旋转；回转支承外圈（有齿）与左右夹爪连接座采用螺栓连接固定，随抓木器一起旋转；立轴齿轮与回转支承外圈啮合旋转，立轴齿轮的端轴支撑在底座箱体内轴承上，并通过平键与蜗轮连接。

蜗轮蜗杆组件的组成主要由蜗轮、蜗杆、蜗杆轴承、轴承座、立轴齿轮轴承及立轴齿轮盖板等组成。蜗轮蜗杆组件安装在底座箱体内，箱体内装有齿轮润滑油，蜗杆及蜗轮蜗杆啮合部分均浸入在润滑油中，即油浴润滑，蜗轮蜗杆组件处在底座箱体内全封闭结构。液压马达输出轴与蜗杆动力输入端通过花键连接。

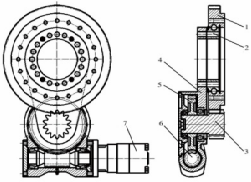


图5 组合式回转驱动结构示意图

1.回转支承外圈
2.回转支承内圈
3.立轴齿轮
4.底座
5.蜗轮
6.蜗杆
7.液压马达

组合式回转驱动的工作原理是：液压马达作为抓木器旋转的动力源，液压马达驱动蜗杆，蜗杆与涡轮啮合，作为抓木器回转驱动的第一级传动。涡轮带动立轴齿轮旋转，立轴齿轮与回转支承外圈啮合，构成抓木器回转驱动的第二级传动。回转支承外圈与左右夹爪连接座刚性连接，实现抓木器360° 旋转。

2.2 组合式回转驱动方案分析

蜗轮材质采用蜗轮常用的铸造锡青铜（ZCuSn10P1，ZCuSn5Pb5Zn5），由于蜗轮尺寸较小，成本增加不多，但是蜗轮蜗杆的耐磨性和传动效率提高显著。蜗杆采用淬火加磨削的处理，硬度要求55～65 HRC，淬硬层深度＞1.5 mm，与氮化蜗杆相比，蜗杆的使用寿命是氮化的1.3倍；蜗杆表面粗糙度要求小于0.8 μm，利于传动效率，进而降低蜗轮蜗杆的啮合发热。

蜗轮蜗杆润滑采用浸油润滑，使蜗轮蜗杆保持良好的冷却和润滑，避免了蜗杆在高速传动时锂基润滑脂失效，实现了蜗杆在温控方面很好的控制，延长了蜗轮蜗杆传动的使用寿命，从而提高了回转驱动的使用寿命。

组合式回转驱动是二级传动，一级是蜗轮蜗杆，另一级是齿轮和回转支承，具有较大的传动比，在动力输出方面，可以选用小排量的液压马达。蜗轮蜗杆传动可以实现自锁，解决了齿轮式回转驱动抓木器制动时导致液压马达受到冲击，致使液压马达油封经常漏油损坏的问题。

2.3 组合式回转驱动应用实例

我公司开发的1 t级抓木器组合式回转驱动主要技术参数：

传动比i 70:1

回转速度（回转支承外圈）/（r/mim） 0～10

承载最大轴向力/ kN 800

最大倾翻力矩/（kN·m） 41

最大输出转矩 /（kN·m） 10

保持力矩 /（kN·m） 10

液压马达排量/（mL/r） 80

回转驱动机构质量/ kg 58

外形尺寸(长×宽×高)（mm×mm×mm） 604×440×162

蜗轮材质：ZCuSn10P1；蜗杆材质：20CrMnTi；立轴齿轮材质：40Cr；回转支承外圈（有齿）材质：50Mn。

该组合式回转驱动配套1 t级抓木器，该抓木器作为某液压挖掘机的专用属具实际应用，经持续跟踪施工现场80台，一年半左右时间，没有出现质量问题。定期跟踪检测蜗轮蜗杆及立轴齿轮与回转支承外圈啮合齿侧间隙，蜗轮蜗杆、立轴齿轮和回转支承外

圈（有齿）磨损均在正常使用范围。经设计理论计算及实际装机使用估算，该驱动使用寿命达到3年以上，是蜗轮式回转驱动使用寿命的3～6倍。

3 结束语

本文对目前国内液压挖掘机属具之一抓木器，蜗轮式回转驱动结构使用寿命低及齿轮式回转驱动结构液压马达油封经常漏油损坏，进行了原因分析，给出了组合式回转驱动结构的解决方案。

蜗轮蜗杆与齿轮和回转支承组合二级传动回转驱动结构，蜗轮采用蜗轮常用材质，蜗轮蜗杆润滑采用浸油润滑。组合式回转驱动，可达到蜗轮式回转驱动使用寿命的3～6倍，有效解决了齿轮式回转驱动液压马达油封经常漏油损坏的问题。

我公司开发的1 t级抓木器组合式回转驱动，施工作业应用效果良好，抓木器组合式回转驱动具有较高的推广价值，也可为抓木器回转驱动设计提供参考。

参考文献

[1] 徐立民，陈卓．回转支承[M]．合肥：安徽科学技术出版社，1988.
[2] 濮良贵，纪名刚．机械设计[M]．7版．北京：高等教育出版社，2001.
[3] 曾志新，吕明．机械制造技术基础[M]．武汉：武汉理工大学出版社，2001.
[4] 孙恒，陈作模，葛文杰．机械原理[M]．8版．北京：高等教育出版社，2013.
[5] 冯旻，刘艳杰，高郁．机械工程材料及热加工[M]．2版．哈尔滨：哈尔滨工业大学出版社，2009.

Analysis of and Solution to Slewing Ring Gear Failures

Ning HOU
Senior Engineer, Maanshan Tongli Slewing Ring Co., Ltd, Maanshan, Anhui, China

Liangyin ZHU
Department of Technical, Maanshan Tongli Slewing Ring Co., Ltd, Maanshan, Anhui, China

Hengqiang HU
Heat Treatment Laboratory, Maanshan Tongli Slewing Ring Co., Ltd, Anhui, China,

Fang PENG
Technical Department, XCMG Building Machinery Co., Ltd. Building Machinery Co. Xuzhou, Jiangsu, China

Special thanks MR. **Lester Milton** *and Ms.* **Su Ye** *for revising the translation*

Abstract

This article illustrates and analyses failures of slewing ring inner ring gears in service. To reduce failures the first solution was to control the backlash between the slewing ring and pinion gears to be no less than 0.06 x module. Later a 37 deg angled chamfer made some further improvements. Based on theoretical work and experimentation, the slewing ring with

gear hardness gradient is presented as a solution to inner ring gear failure which has now been applied to over 2000 slewing rings still in service.

Key words

Slewing ring; Gear failure; Backlash; Gear hardness gradient

Introduction

The author has 30 years' experience in the design and manufacture of domestic excavator slewing rings, as well as 15 years' experience with foreign, after-market excavator slewing rings. The problem of slewing ring gear failure occurs mainly in hardened inner ring gears (hardness > 50 HRC) operating in excavators, rotary drill rigs, crawler cranes etc. The problem is rarely seen in unhardened outer ring gears (hardness < 30 HRC).

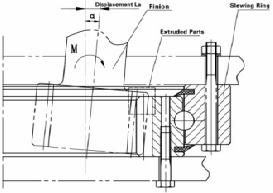
According to statistics the failure rate of domestic excavator slewing ring gears is about 1% - 2% (varying between periods and brands), while the gear failure rate of aftermarket rings reaches 5% - 6%. In particular, double digit failure rates have been found in 5 ton, 7 ton and 8 ton domestic brand excavator slewing rings.

Analysis of excavator gear failure

The author clearly states in "Slewing Ring Early Stage Gear Failure Analysis" (Hou and Liang, 2002) that most gear

failures occur within one year of delivery and are caused by radial tilt extrusion (Figure 1). The concept of a floating transmission shaft is employed to illustrate the engagement between gear and pinion. Tilting moment 'M' would be generated in service due to the existence of clearance between the inner and outer ring. The centre line of the pinion will be displaced by angle A with radial displacement La, changing the center distance and the backlash of the gear system.

Figure 1 Title: An illustration of the gear and pinion system

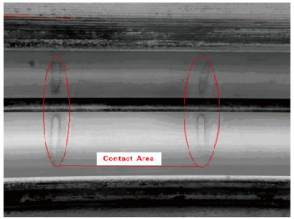


Source: Hou N and Liang W (2002), Slewing Ring Early Stage Gear-Broken Analysis & Solution, Construction Machinery, No.7 pp. 58-59

The usual radial internal clearance of a slewing ring is less than 0.20mm, which may increase in service (due to wear) to around 0.30mm. The raceway will deform (elastically) under normal operating conditions. For example, assume a slewing ring raceway is deformed by 0.2mm on one side, or 0.4mm on both sides as the contact area changes under load. (Figure 2). Combined with additional deformation of the machine frame and other factors, the radial displacement of the upper part

of the pinion may reach 1mm. Based on this displacement, force analysis by Hou and Liang (2002) shows how the resultant forces are transmitted through the gear teeth which will break under repeated loading.

Figure 2 Title: The contact area of steel ball and raceway after 125% overloading applied



Source: Adopted from the Quality Report of Maanshan Tongli Slewing Ring Co., Ltd.

Characteristics of failure

Slewing ring gear failures usually occur in the upper part of the gear face. The fractured surface intersects the slewing ring top surface at between 45 – 60 degrees (Figure 3, Figure 4). On occasion the crack extends across the entire tooth face. The tooth is plastically deformed, more so on the upper sides. The width of the gear groove (or distance between teeth) increases from bottom to top.

Figure 3 Title: Traditional gear failure

Source: Adapted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Quality report.

Figure 4 Title: Failure of gear with 37 degree chamfer

Source: Adapted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Quality report.

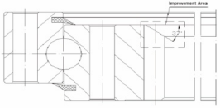
Solutions

Regarding excavator slewing ring failures, the following solutions have been employed:

Firstly, the backlash between gear and pinion was specified to be no less than 0.06 x module. For example, the module on a 20 ton excavator is 10, so the backlash was no less than 0.6mm. It is noted that in the aftermarket the end users ignore the importance of backlash during installation which results in the higher failure rate. The relationship between gear failure and backlash is well known and has been constantly pointed out by the manufacturers for many years, which may have resulted in a small decrease in aftermarket failures from 6% to 5%.

Secondly, the 37 degree chamfer gear design was adopted. The teeth on the non-mounting surface of the slewing ring are chamfered by 37 degrees (Figure 5). By purposely removing the easily fractured portion of the gear, the interference on the upper gear surfaces is avoided when the pinion is displaced. The slew ring gear would not be deformed and failure would be delayed. According to 2 year statistic data, the gear failure rate in aftermarket bearings improved from 5% to 4%.

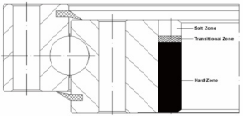
Figure 5 Title: Illustration of the 37 degree chamfer



Source: Adapted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Quality report.

The slewing ring with gear hardness gradient is the latest patent intended to resolve this gear failure problem. The hardness of the hardened zone is 50-60 HRC, while the hardness of the soft zone is that of the quenched and tempered forged material. When the slewing ring gear and pinion engage and deform, the soft zone of the gear is elastically deformed only. No gear failures have been observed by the researchers in the excavator slewing ring aftermarket since the product was introduced into the market one year ago.

Figure 6 Title: The slewing ring with gear hardness gradient invented by Tongli



Source: Adopted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Technical Document

By experiment, when the elastic deformation of the soft zone reaches 2mm (Figure 7), the slewing ring with gear hardness gradient can still engage normally with the pinion and maintain transmission. The hardened zone and transition zone will break when the deformation of the soft zone reaches 3mm (Figure 8)

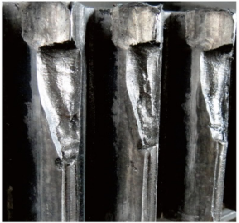
Figure 7

Title: In the circumstance when plastic deformation of “Soft Zone” reaches 2mm

Source: Adopted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Technical Document

Figure 8

Title: In the circumstance when plastic deformation of "Soft Area" reaches 3mm



Source: Adopted from Maanshan Tongli Slewing Ring Co. Ltd Technical Document

Conclusion

Increasing gear backlash is one way to reduce gear failures, but this affects the swing zone of the boom. Excessive backlash is not advisable. The slewing ring with gear hardness gradient is the best solution. As explained above, the slewing ring with gear hardness gradient works well even if the deformation reaches 2mm, but the displacement of the pinion in excavators and rotary drill rigs will not normally reach these values in normal service. Thus the backlash can be reduced to limit the boom swing zone.

When the slewing ring gear is broken, the slewing reducer can break as well, but the rate of failure is effectively reduced by adopting the slewing ring with gear hardness gradient. Thus the gear hardness gradient reduces gear failures, limits the boom swing and reduces reducer failures – 3 targets at once. The slewing ring with gear hardness gradient was introduced to the market 12 months ago. Over 2000 units have now been sold and no failures in service have been recorded.

In conclusion, the slewing ring with gear hardness gradient is a revolutionary breakthrough in technology that eliminates the issue of gear failures in construction machinery such as excavators or rotary drilling rigs.

Reference list

Hou N (2001), The four parameters that affect the loading capacity of slewing ring, Construction Machinery, No.1, pp. 21-22

Hou N and Liang W (2002), Slewing Ring Early Stage Gear-Failure Analysis & Solution, Construction Machinery, No.7 pp. 58-59

Lin X (1991), The selection, design and manufacture of hardening inductor, China Machine Press, Beijing

Pu L and Ji M (2001), Mechanical Design, Higher Education Press, Beijing

Xu L and Chen Z (1988), Slewing Ring, Anhui Science& Technology Publishing House, Hefei

Appendix

[1] **Hou Ning**,professor engineer,Chairman & CEO, graduated from South China University of Technology.

He has been devoting to slewing ring theoretical research, designing, tooling designing,CNC upgrading of machines,technical management and marketing management since 1984. As one of the drafters, he participated in composing of two national standards and five industrial standards, compiling slewing ring chapter in Hydraulic Excavators. He has won more than ten technical progress awards. He is Member of board as well as secretary general of the TCST(technical committee for standardization) for lifting platforms, member of board of TCST for construction machinery and equipment, mentor for torch program, senior expert of standardization in Anhui, leader of strategic emergingindustry of Anhui in 2015,one of ten outstanding youth in Maanshan in 2009 and part-time professor of College of Mechanical Engineering of Anhui university of technology.A number of papers of Hou Ning's are published in professional journals.

[2] **Wu Liping**, professor engineer, Party branch secretary , Chairman of Labor Union, graduated from Anhui Polytechnic University.

He has been dedicated to slewing ring R&D and processing technique research since 1984, served as deputy director / director of processing department in Maanshan Slewing Ring Institute. As one of the drafters , he participated in composing JJ36 slewing ring standard, has won technical progress awards for many times.

[3] **Zhang Zongjiang**,Professor engineer, graduated from Hefei University of Technology. He has been dedicating to slewing ring heat treatment processing research since 1984. He won third Prize of National Science & Technology Progress, the second Prize of Maanshan Science& Technology Development and Maanshan Five Small Inventations Award.

[4] **Xu Lihua**,chief engineer, Vice president graduated from Anhui University of Technology, majored in Mechanical designing and manufacturing. She is member of Foundation Construction Technical Committee and participated in composing JB/T10837-2008,JB/T10838-2008, JB/T10839-2008, JB/T2300-2018 totally 4 industry standards and Chapter Slewing Ring in Hydraulic Excavator, has won lots of technical progress awards in provincial and city level. She received the 7th Anhui Excellent Youth Science and Technology Innovation Award and the 8th Ten Outstanding Youth Award. She was appointed as leader of "Xu Lihua Labor Model and Innovation Studio" by Maanshan Trade Union Federation. She has applied 35 patents totally and 2 of them are national patents,one is " Elliptical Raceway Single Row Ball Slewing Ring and Processing Method ", the other is" Asymmetrical Raceway Ball Slewing Ring and Processing Method ".

[5] **Zhu Liangyin**,senior engineer,director of technical department.He graduated from Anhui University of

Technology, received the 2nd Prize of Maanshan Science & Technology Development Award ,Expert of Youth Station Award, Maanshan Scientific and Technical Awards-Special award for technological innovation,labor model,member of Maanshan All-China Youth Federation. He has been dedicating to slewing ring design, new products development, process improvement, technological upgrading, and etc.

He has applied 18 patents totally, one of which is innovation patent. Gyro turntable project hosted by Zhu win the First Piece of Ahhui. Zhu has been involved in 50 process improvements and presided over 18 projects, including completing process technics of 4-meter slewing ring on 3-meter CNC gantry milling and drilling machine .

[6] **Hu Hengqiang**,Director of equipment department and diretor of heat treatment research institute.He has been working on heat treatment researching and equipment management as one of the inventors of slewing ring with gear hardness gradient.He won the Top Ten Outstanding Youth Award and Top Ten Excellent Craftsmen Award in 2017.

[7] **Bi Juanjuan**,Vice director of technical department of Tongli slewing ring, graduated from Anhui University of Tecnology. She obtained 24 patents for utility models and composed 26 manufacturer's standards. Bi has provided customers with nearly 500 optimized designs since 2019.

马鞍山统力回转支承有限公司
TongLi slewing ring co.,Ltd.

地 址：中国马鞍山经济技术开发区（243041） 网址：www.mastli.com
国内贸易部：0555-3255555 传真：3276666 邮箱：sales1@mastli.com
技 术 支 持：0555-2108281 传真：2108580 邮箱：tech@mastli.com

Add:Maanshan Economic&Technological Development Zone, Anhui,P.R.of China
Http://www.mastli.com
International Sales:+86-555-8323556 Fax:3276666 E-mail:sales@mastli.com
International Sales II :+86-555-8323978 Fax:8323607 E-mail:sales2@mastli.com
Technical Support:+86-555-2108281 Fax:2108580 E-mail:tech@mastli.com

- End -

2021年2月 第1版

1st Edition, Feb. 2021