

摘 要

三环减速器是为适应工程发展需要,在综合分析平行轴少齿差减速器技术发展趋势的基础上开发的一种新型传动装置,属于少齿差行星传动的范畴。三环减速器是将少齿差减速机的机架化为行星轮而成的,行星轮是减速器的薄弱环节,使用一段时间后易出现断齿,裂纹等现象。涟源钢铁厂的三环减速器在使用中发生疲劳断裂,为避免减速器报废必需设计一块新环板与原机器匹配,并对环板进行相关分析。

论文的主要研究内容如下:

1、通过到现场的大量数据测量工作和大量的运算工作,取得的重新设计一块减速器环板的必要数据,并重新设计了一块环板,避免了三环减速器剩余部件的浪费和重购买一台三环减速器而带来的巨大花费。

2、对三环减速器环板进行断裂力学分析,分析其寿命,找出损坏的原因。

3、利用 ANSYS 软件对三环减速器环板进行有限元分析,分析环板中的应力分布情况。

关键词: 三环减速器 断裂力学 有限元

ABSTRACT

Based on the synthetic analyses of technical development trend of planet gear transmission reducers with parallel axis, three-ring type gear reducer is developed to adapt the development needs of mechanical engineering. three-ring type gear reducer's planetary gear are change from few tooth reducer's rack, the planetary gear is weak link. After using period of time, it easy to appeared breaks the tooth, crack and so on phenomena. LianYuan iron and steel plant's three-ring type gear reducer has the endurance failure in using, Essential design a new board to match the original machine In order to avoid the reduction gear abandonment. Then carries on the correlation analysis to the link board.

The paper's main research content is as follows:

(1) Obtains the essential data to redesign gear board through mass data surveying and operation work, and designed a new board. Avoided three-ring type gear reducer's surplus part's waste and purchases the huge expenditure which again a three link reduction gear brings.

(2) Carries on the analysis to three-ring type gear reducer's board through fracture mechanics and find the reason of damage.

(3) Carries on the finite element analysis to three-ring type gear reducer's board in using the ANSYS software, obtains stress distribution situation in board.

Key words: three-ring type gear reducer fracture mechanics
finite element.

原创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了论文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在论文中作了明确的说明。

作者签名：_____ 日期：_____年___月___日

关于学位论文使用授权说明

本人了解中南大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留学位论文，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用复印、缩印或其它手段保存学位论文；学校可根据国家或湖南省有关部门规定送交学位论文。

作者签名：_____ 导师签名_____ 日期：_____年___月___日

第一章 绪论

1.1 引言

机械传动是机械工程的一个重要部分，齿轮传动由于其恒功率输出的特性，又是机械传动的一种主要形式，它具有范围宽、功率范围广、传动效率高、结构紧凑可靠等一系列优点，广泛应用于各种机械设备和仪器仪表中，也是现代机械产品中所占比例最大的一种传动形式。其性能直接影响到机械产品的质量，在一定程度上标志着机械工程技术的水平，被公认为工业和工业化的象征。为此，国内外对齿轮传动的研究不断深入。行星齿轮传动的功率和速度范围宽，应用条件广，一直倍受各国企业家和学者的关注，也成为各国机械传动方面的一个重点研究方向。渐开线齿轮行星传动是一种具有动轴线的齿轮机构，它是由一系列互相啮合的渐开线齿轮所组成，并且在传动时至少有一个齿轮的几何轴线是绕另一个齿轮的固定几何轴线回转的。行星齿轮传动与普通齿轮传动相比，具有体积小、重量轻、结构紧凑、传动功率大、承载能力高、工作可靠、传动效率高、传动比大等一系列优点。常被用作减速器、增速器、差速器和换向机构以及其它特殊用途，是世界各国机械传动发展的重点。已被广泛用于航空发动机、轮船、汽车、电工机械、仪器及仪表、化工机械、轻工机械、冶金机械、农业机械、纺织机械等许多领域。

三环减速器是在普通行星减速器技术的基础上为了适应对机械传动技术提出的新要求而开发的一种新型传动装置，属于少齿差行星传动的范畴。三环减速器是将少齿差减速机的机架化为行星轮而成的，行星轮是减速器的薄弱环节，使用一段时间后易出现断齿，裂纹等现象，本文针对涟源钢铁厂的三环减速器的断齿现象，对减速器环板各尺寸进行科学测量，试图设计新环板，并利用断裂力学理论和有限元理论进行分析，达到最优结果。

1.2 三环减速器的出现及发展趋势

三环减速器是在普通少齿差行星齿轮减速器基础上开发的一种新型减速器，它具有传动比大、结构紧凑、加工制造简单、成本低、适用范围广等优点。随着科研的不断投入，该减速器在冶金、矿山、建材、能源、交通运输等领域的使用越来越广泛。由于其具有普通减速器所不具有的优点，将会有更好的发展前景。

1.2.1 三环减速器的出现

1956年我国著名的机械学家朱景悖教授根据双曲柄机构的原理提出了一种新型少齿差传动机构，该机构的特点是当输入轴旋转时，行星轮不是作摆线运动

(高速公转与低速自转的合成),而是通过双曲柄机构导引作圆周平动。这种独特的“双曲柄输入少齿差传动机构”得到国内外同行的高度评价。1958年开始研制摆线针轮减速器,1960年代投入工业化生产,并于1960年研制成第一台二齿差渐开线行星齿轮减速器,传动比 37.5 ,输入功率为 16KW ,用于桥式起重机的提升机构中,目前该减速器已形成系列,制定了相应的标准,并广泛用于各类机械中。但是,由于历史原因,双曲柄输入时式少齿差传动一直没有得到应有的发展,直到近十几年才逐渐为人们所重视。1985年重庆钢铁设计院提出了平行轴式少齿差啮合齿轮传动——三环减速器。

在国外方面,德国人首先提出以外摆线为齿廓曲线,而且其中的一个齿轮采用针轮的摆线针轮少齿差行星传动原理,并于30年代后期在日本研制生产。60年代摆线磨床的出现,更加速这种传动的发展。上个世纪70年代中期,日本已开始进行圆弧少齿差行星减速器的系列化生产。

1.1.2 三环减速器的发展趋势

齿轮传动技术是机械工程技术的重要组成部分,在一定程度上标志着机械工程技术的水平,因此,齿轮被公认为工业和工业化的象征。随着少齿差行星齿轮传动的深入研究,已成功开发出不少新的渐开线少齿差行星轮传动形式。为了提高机械的承载能力和传动效率,减少外形尺寸质量及增大减速机传动比等,国内外的三环减速器传动正沿着高承载能力、高精度、高速度、高可靠性、高传动效率、小型化、低震动、低噪音、低成本、标准化和多样化的方向发展。

三环减速器具有体积小重量轻结构紧凑传动比大效率高优点,广泛用于矿山冶金等许多领域。三环减速器传动有着广泛的发展前景。

1.3 三环减速器在涟源钢铁厂的应用情况

1.3.1 减速器应用情况

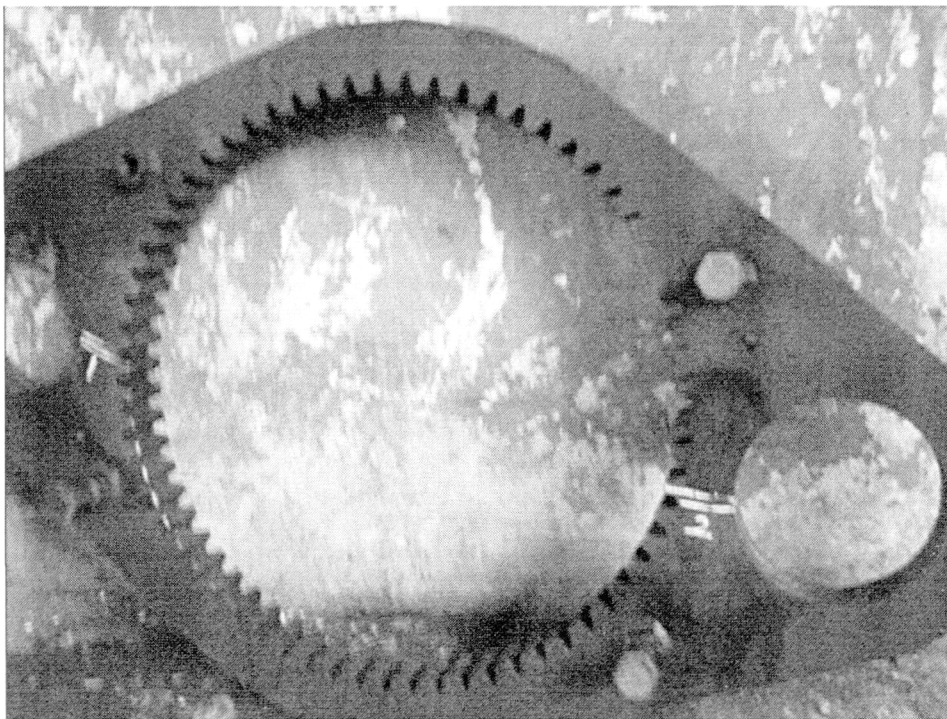
涟钢转炉炼钢厂二台六机六流连铸机分别于2000年9月、12月投产,其大包回转台传动装置使用的是三环减速机,其主要功能是将大包回转台回转臂上的钢水与钢水待浇位进行对接。在使用过程中,虽然出现过箱体联接螺栓与地脚螺栓松动情况,但问题并不严重,通过在减速机箱体接合面增加定位销数量解决了箱体联接螺栓松动的问题,总的运行情况还可以。2004年,为适应转炉扩容改造后对大包回转台的要求,涟钢对转炉炼钢厂1#连铸机、2#连铸机的大包回转台进行了相应的扩容改造,于3月更换了回转臂,其公称能力由 $2\times 160\text{t}$ 提高到了 $2\times 200\text{t}$,但对传动部分未进行改造,由于传动负载的加大,减速机在使用过程中容易发生故障,先后出现2#连铸机大包回转台减速机地脚螺栓松动和1#

连铸机大包回转台减速机箱体联接螺栓松动、箱盖相对箱体产生移动等问题，每周都必须对地脚螺栓进行二次检查和紧固，使用三个月后至6月中旬，2#机大包回转台减速机出现异常响声，在停机过程中尤为明显，主用端制动器与电机振动较大，其螺栓容易松动，于2004年8月4日更换了2#机大包回转台减速机，并对全部回转支承的联接螺栓进行了紧固，换下的减速机送制造厂家进行修复。

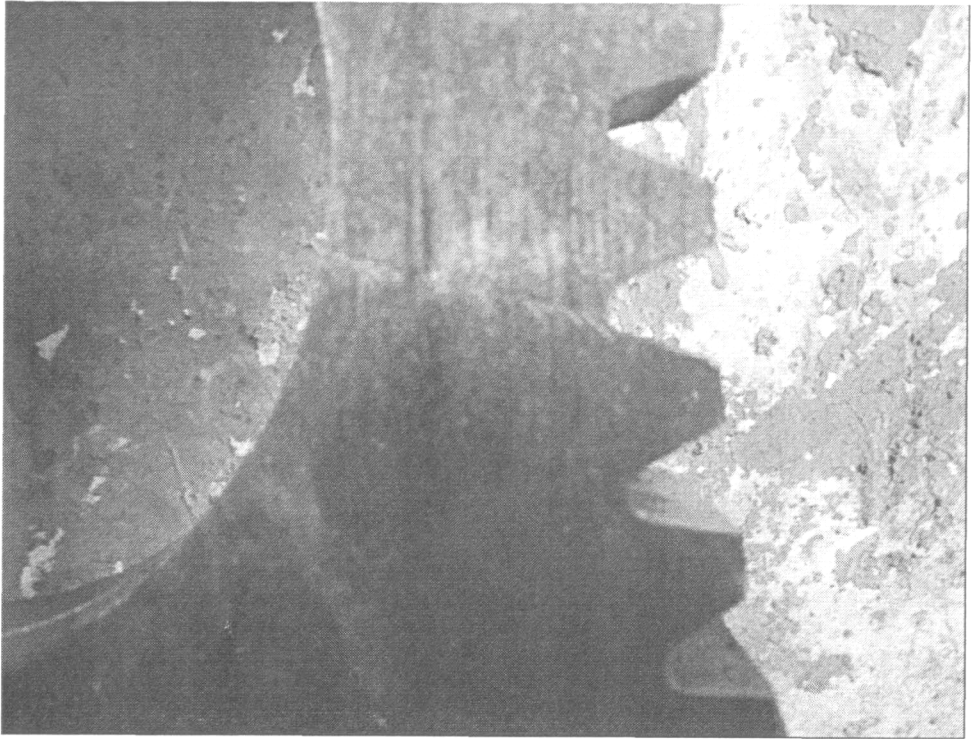
1#机大包转台减速机自扩容改造后，使用6个月，至2004年9月份也发现有输出轴摆动现象，11月，减速机状况开始出现恶化，待修复的减速机于12月底回厂后，于12月28日安排更换了1#机大包转台减速机，2005年2月初，又出现减速机地脚螺栓松动，用液压力矩扳手紧固后，从2月开始，减速机箱体联接螺栓（里端）经常松动，每周都需紧固，3月初，又出现减速机输出轴摆动现象，4月5日发现输入轴上制动器螺栓松动，减速机状况在进一步恶化，4月12日发现减速机在运转过程中出现异常响声。4月14日发现减速机在启动时声音异常。4月18日减速机运转时出现连续响声，但声音有所降低，4月28日减速机运转时声音有所加大，后又发现在停车时响声大，至5月5日时，减速机状况恶化加剧，5月28日，在1#连铸机年检时更换了减速机。

1.3.2 减速机解体后环板开裂的照片

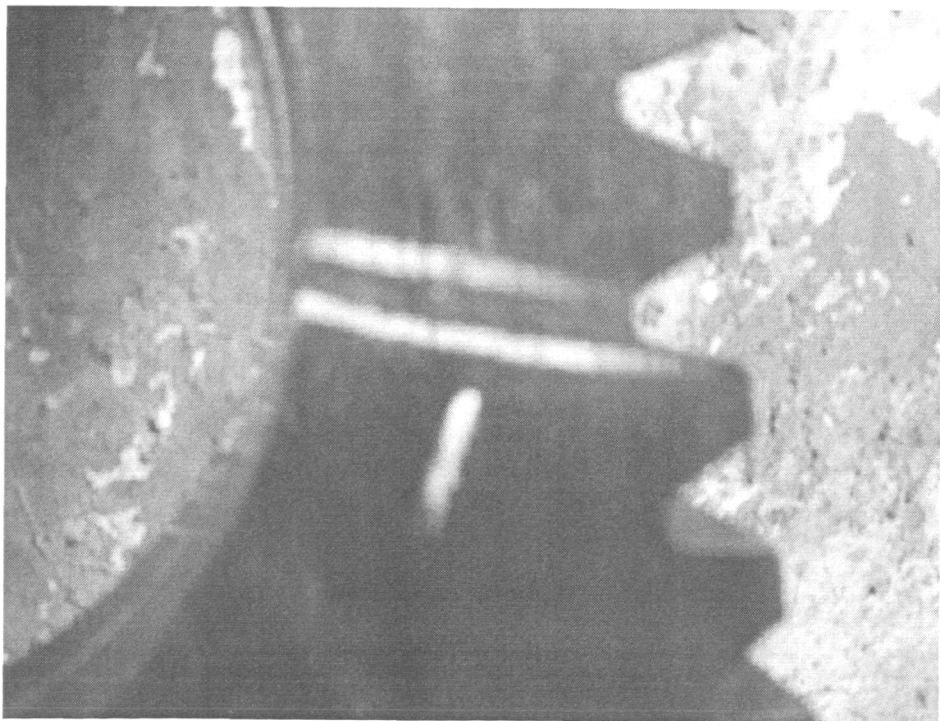
照片一：



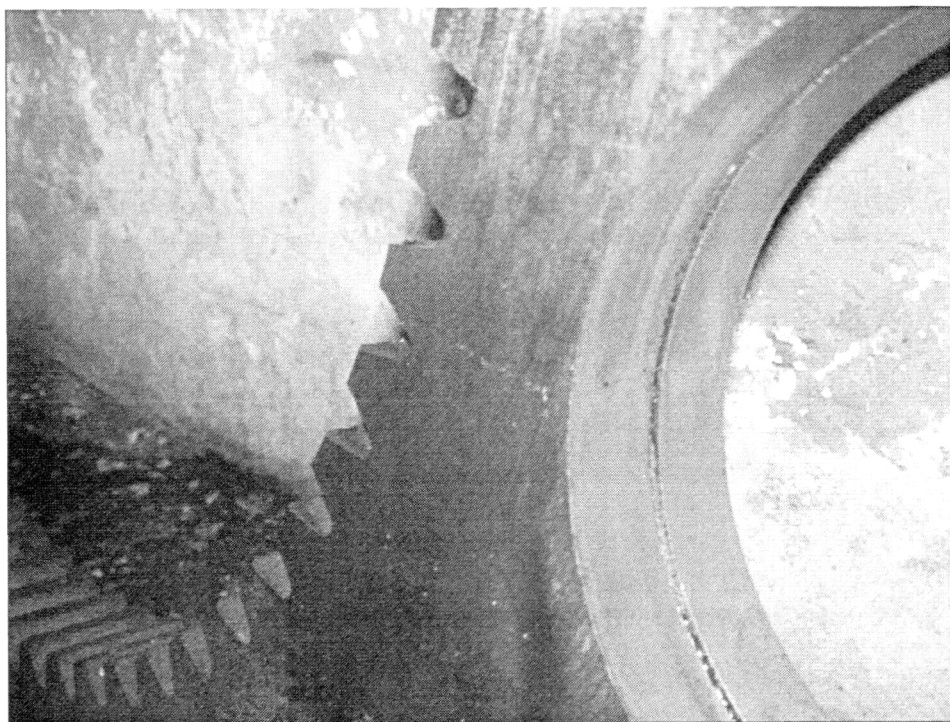
照片二:



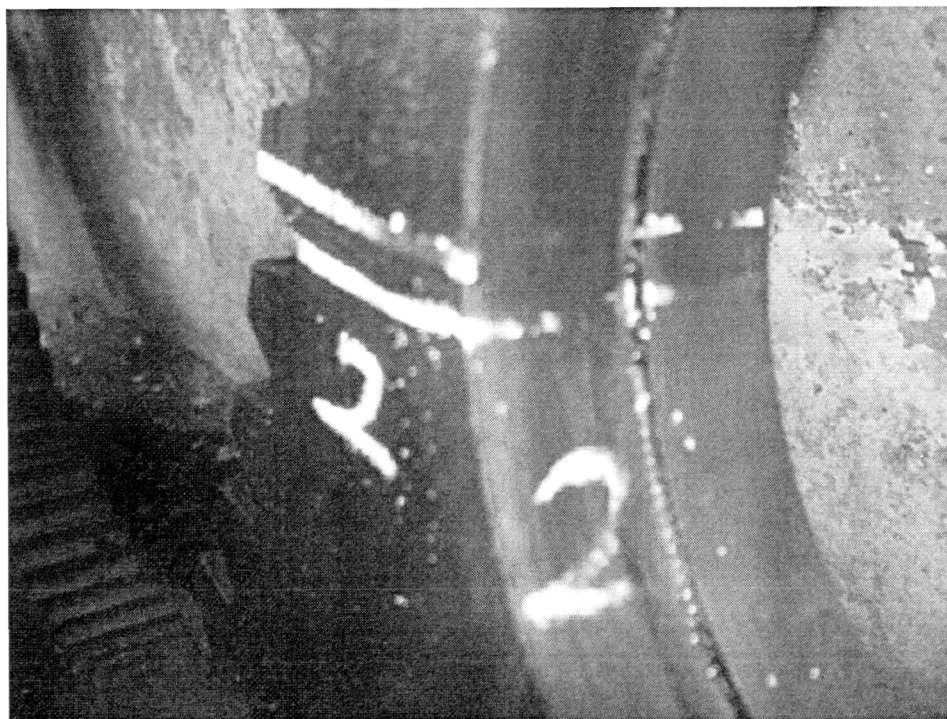
照片三:



照片四：



照片五：



1.3.3 本文主要工作任务

- 一、根据测量参数设计三环减速器环板
- 二、对减速器进行断裂力学分析
- 三、对齿轮啮合处进行有限元分析

1.4 本章小结

本章主要从概念上介绍了三环减速器，以及其出现和发展趋势，并结合实际对涟源钢铁厂所使用的三环减速器作了大致介绍。

第二章 三环减速器的原理及环板的设计

2.1 渐开线少齿差行星传动

本文所研究的三环减速器是基于少齿差行星传动的原理而开发出来的，少齿差行星传动根据齿形又可分为很多种，如摆线少齿差行星传动，渐开线少齿差行星传动等。而本文研究的三环减速器是一种渐开线少齿差行星传动，因此，有必要对渐开线少齿差行星传动的原理和结构特点作一定的了解。

2.1.1 渐开线少齿差行星传动的基本原理

渐开线少齿差行星齿轮传动是行星齿轮传动中的一种，由一个外齿轮与一个内齿轮组成一对内啮合齿轮副，由于采用的是渐开线齿形，而且内外齿轮齿数相差很小，故称为渐开线少齿差行星传动。

行星齿轮传动是动轴齿轮传动的一种主要方式，其最基本的形式是 $2K-H$ 型（即两个中心轮和一个转臂），如图 2-1 所示。

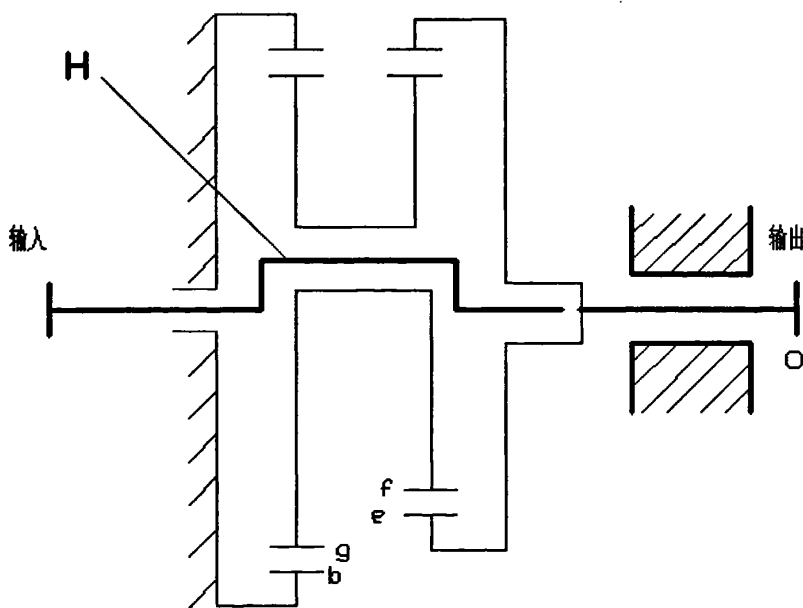


图 2-1 $2K-H$ 型少齿差行星传动内齿轮 e 输出

该行星传动是由单偏心的转臂 H 和两个内啮合齿轮副组成。一般，这两个齿

轮副的齿数差和模数均相同, 即 $z_{pb} = z_b - z_g = z_{pe} = z_e - z_f$ 和 $m_b = m_e$ 。而双联行星轮 $g-f$ 分别与内齿轮 b 和 e 相啮合。另一种结构的 $2K-H$ 型少齿差行星传动是采用内、外啮合的双联行星轮 $g-f$, 它们分别与内齿轮 b 和外齿轮 c 相啮合, 如图 2-2 所示。显见: 这种类型的少齿差行星传动的一个突出优点是: 它不需要输出机构。但由于器转臂 H 为单偏心轴结构, 为了使其回转构件达到传动时的平稳, 则必须在主轴线的垂直面上设置两个配重。

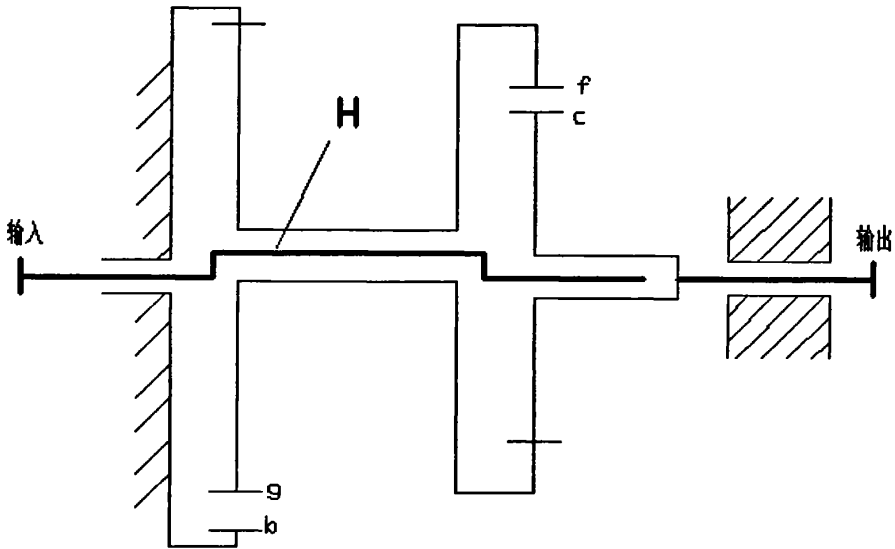


图 2-2 $2K-H$ 少齿差行星传动外齿轮 c 输出

$2K-H$ 型少齿差传动中, 较常用的传动方式就是上面图 2-1 和图 2-2 所示的两种, 这两种传动方式的传动比范围比较广, 可以从 10 到几千。但其传动效率不高, 且随着传动比 i 值的增加而降低。当传动比 $i < 50$ 时, 效率 η_{He}^b 可达 80%。在传动比 $i = 30 \sim 100$ 的范围内, 其结构最为合理。但当转臂 H 的角速度很大时, 其运转中会产生一定的噪声; 即使采用平衡重量也难以完全消除; 因此该类传动类型适用于短期工作。

除了 $2K-H$ 型外, 还有一种 $K-H-V$ 型传动。该类型的少齿差行星传动必须采用输出机构。其转臂 H 通常有单偏心轴和双偏心轴两种。双偏心的转臂 H 是采用相对 180 度的偏心轴上安装两个行星轮 g , 且可使由于偏心而产生的离心力互相抵消。两行星轮 g 与输出轴 V 之间可采用销轴连接。这种类型的传动也分内齿轮固定 (图 2-3) 和构件 V 固定 (图 2-4) 两种。

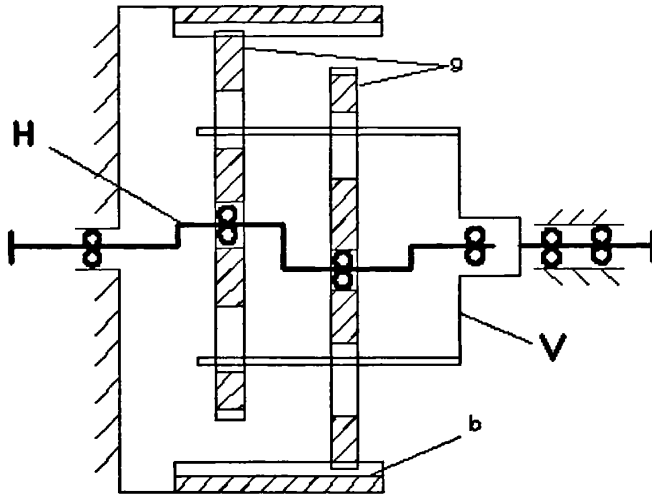


图 2-3 K-H-V 型内齿轮 b 固定传动

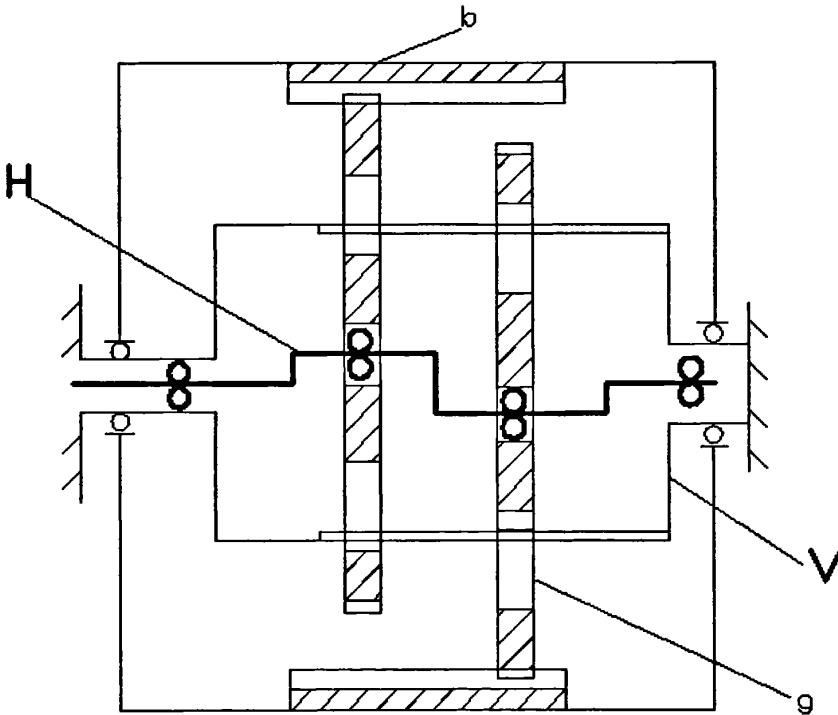


图 2-4 K-H-V 型构件 V 固定传动

图 2-3 中的方式是内齿轮 b 与机壳固连在一起，转臂 H 输入、构件 V 输出。图 2-4 中的方式是构件 V 固定，转臂 H 输入、内齿轮 b 输出。由于上述两种传

动方式中的输出件与固定件的不同,故其传动比 i_{hb}^b 与 i_{hb}^v 值的大小和输出件的转动方向均不同,因此,它们具有不同的用途。

2.1.2 渐开线少齿差行星传动的特点

渐开线少齿差行星传动具有以下优点:

一、加工方便,制造成本较低。渐开线少齿差传动的特点是用普通的渐开线齿轮刀具和齿轮机床就可以加工齿轮,不需要特殊的刀具与专用设备,材料也可以采用普通齿轮材料。因此,容易加工。

二、传动比范围大,单级传动比为10~1000以上

三、结构形式多,应用范围广。由于其输入轴与输出轴可以在同一条轴线上,也可以在不同轴线上,所以能适应各种机械的需要。

四、结构紧凑、体积小、重量轻。由于采用内啮合行星传动,所以结构紧凑。当传动比相等时,与同功率的普通圆柱齿轮传动相比,体积和重量均可减少1/3~2/3。

五、效率高。当传动比为10~200时,效率为80%~94%。效率随着传动比的增加而降低。

六、传动平稳、噪音小、承载能力大。由于是内啮合传动,两啮合齿轮一为凹齿、一为凸齿,两者的曲率中心在同一方向,曲率半径又接近相等,因此接触面积大,使齿轮的接触强度大为提高。又因采用短齿制,轮齿的弯曲强度也提高了。此外,少齿差传动时,不是一对轮齿啮合,而是3~9对轮齿同时接触受力,所以运转平稳、噪音小,并且在相同的模数情况下,其传递力矩比普通圆柱齿轮大。

七、运转可靠、使用寿命长。

基于以上优点,小到机器人的关节、大到冶金矿山机械,以及从要求不高的农用、食品机械到要求较高的印刷和国防工业都有应用实例。但是,渐开线少齿差行星传动还存在以下的缺点:

一、计算复杂;

二、转臂轴受力较大,寿命较短;

三、必要的结构需加平衡块。

随着对少齿差传动认识的深入,这些缺点是会逐渐被克服的,渐开线少齿差行星传动会日益广泛的应用于各行各业的机械设备中。

2.2 三环减速器的原理

三环减速器是在我国发展起来的新一代的减速器,其构造新颖奇特,获国家发明专利,经过数十年的研制开发和生产使用证明,此种减速器性能优良,成本

较低，有巨大的经济效益。

2.2.1 减速器的原理

三环减速器基本型的工作原理如图 2-5 所示，由一根具有外齿轮套接的低速轴 1、二根由三个互呈 120 度偏心的高速轴 2 和三片具有内齿轮的环板 3 组成。减速时，高速轴 2 作为输入轴，带动环板 3 上的内齿轮做平面运动，靠内齿轮与低速轴 1 上的齿轮啮合实现大速比。

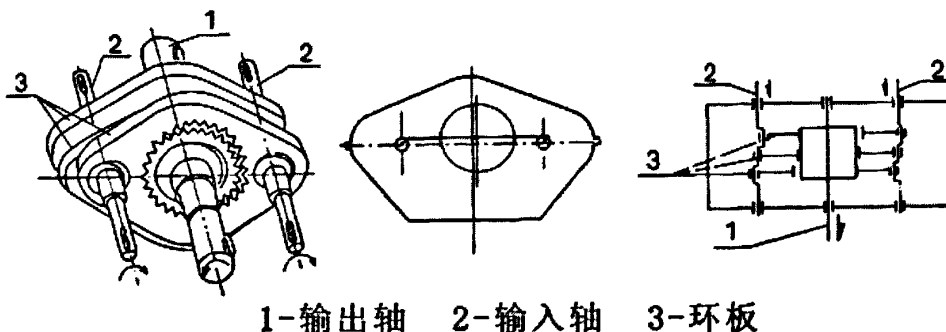


图 2-5 三环减速器原理图

由上图可见，三环减速器的三个环板完全一样，只是互相存在 10 度的偏心，其每个环板的受力和运动都是相同的，只是时间上有所差异。对于每个环板，其运动相当于一个平面四杆机构的运动，如图 2-6 所示。

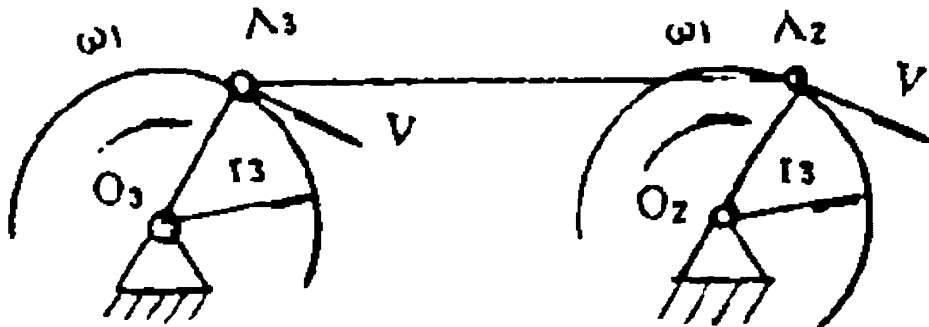


图 2-6 环板简化成的平面四杆机构

若环板中间是节圆直径为 d_1 的外齿轮，轴线是固定的，外齿轮只能绕它的固定轴回转，与外齿轮啮合的是节圆直径为 d_2 的内齿环，内齿环用滚动轴承装在

两根偏心轴上，两轴的偏心距相同为 $r_3 = d_3 / 2$ ，偏心的方向也相同，当偏心轴回转时内齿环作平动，齿环上任何一点都有相同的轨迹和速度，内外齿轮直径与偏心距之间有下列关系：

$$d_3 = d_2 - d_1 \quad (2-1)$$

在偏心轴回转时，齿环与外齿轮始终是啮合的，设偏心轴顺时针回转角速度为 ω_1 ，偏心轴的铰心 A_2 及 A_3 点线速度为 V ，则在啮合点 A_1 处齿环的线速度也是 V ，将推动外齿轮反时针回转，不管偏心轴转到什么位置齿环始终在啮合点处以线速度 V 推动外齿轮反时针回转，设外齿轮角速度为 ω_2 ，则有：

$$V = \omega_1 d_3 / 2 = \omega_2 d_1 / 2 \quad (2-2)$$

将式 2-1 及 $d_1 = mZ_1, d_2 = mZ_2$ 代入式 2-2 得：

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_1 / (d_2 - d_1) = Z_1 / (Z_2 - Z_1) \quad (2-3)$$

以上式子中 m ——齿轮模数；

Z_1, Z_2 ——外齿轮、内齿轮齿数；

i 为速比。

为了使受力均衡，中心外齿轮较厚，内齿环板有三块，重迭放置，都与外齿轮啮合，偏心轴上偏心较相错 120 度，因此命名为三环减速器。

2.2.2 减速器的特点

三环减速器作为一种独特的减速器，有着其自己的特点。在此主要通过与普通的外啮合齿轮减速器和与原少齿差减速器的比较来凸现其特点。

与普通外啮合齿轮减速器相比较：

一、减速比大，三环减速器单级减速比为 11~99，普通外啮合齿轮减速器单级速比最大为 10。

二、体积小、重量轻，外啮合齿轮只在一点啮合，接触应力是影响传动的瓶颈，三环式三点啮合，接触处两齿廓曲率半径在同侧，尺寸接近，接触面积大，接触应力小，设计时用不着核算接触应力，只要弯曲应力就行了。同功率同扭矩的减速器，三环式的重量只有普通减速器重量的 1/3，体积只有 1/4，这里无疑有巨大的经济效益。

三、过载能力强、寿命长，三环式减速器除了三点啮合外，在过载时由于齿的弹性形变，会有很多对齿同时工作，由于接触应力小，有利于润滑，三根轴上的载荷都呈 120 度均匀分布，所以轴的弯曲应力小，主轴轴承载荷小，有利于承

受过载载荷，使寿命延长。

四、制造容易、成本低，由于对接触强度及弯曲强度都要求不高，轴的应力也较一般的低，所以对材质、热处理无特殊要求，调质就可以了，齿轮精度一般为 8 级，能生产原少齿差的制造厂都能生产。

与原少齿差减速器比较有如下特点：

一、原少齿差传动比三环减速器多一个输出机构，输出机构有几种不同型式。但不管用那种型式，都使重量增加、效率降低、受力更不均衡，并且限制了凸轮的尺寸，这两者都是限制少齿差传动的瓶颈。三环减速器不需要输出机构，凸轮轴承尺寸限制少，比相同体积的摆线针轮减速器承载能力提高了 40%。

二、原少齿差传动只能是两点啮合，三环减速器为三点啮合，这也是承载力提高的一个重要原因。

三、原少齿差传动由于输出和输入轴同一轴线，所以轴承布置不太合理，存在悬臂结构，载荷不均衡。三环减速器轴承对称布置，载荷均衡，采用适当的均载方法，目前三个齿环的不均系数在 1.1 以内，使寿命和过载能力都高于原少齿差传动。

四、原少齿差传动对材质、热处理规范和制造精度要求更高，因此成本也明显高于三环减速器。

三环减速器相对于其他减速器有比较明显的优点，但是也存在一些自身的不足之处：

一、三片齿环平时不在同一平面，所以其惯性力不能完全平衡，对高速轴的转数有一定的限制。

二、滚动轴承用得较多，一台三环减速器要用 12 盘滚动轴承。但由于载荷为间隔 120 度角三点均布，互相抵消了相当得部分，所以主轴载荷很小，相对来说凸轮轴上得偏心轴承载荷较大。

三、内齿环板用插齿机加工，由于插齿机容许回转半径得限制，使得精度受到影响。

2.3 减速器环板的设计

在仿制国外引进的先进机器设备或在机器的维护和检修时，齿轮的测绘工作将是广泛的。本文基于链钢所坏掉的三环减速器环板而设计一个新的环板，由于产品为购买的别的公司的成品，不知道环板齿轮的必要参数，因此，必须进行齿轮测绘工作

2.3.1 环板内齿轮的测绘

齿轮的测绘工作是一项比较复杂的工作，测绘时主要是根据实物找出原设计

参数并确定制造时所必须的尺寸。在测绘时，首先判定被测绘齿轮是公制（模数制）还是英制（径节制）的，是标准齿形还是短齿形，是标准齿轮还是变位齿轮。然后，逐渐量出或计算出如下基本参数：

- 1、模数 m 或径节 DP
- 2、分度圆压力角 α_0
- 3、齿顶高系数 ha'
- 4、变位系数 x
- 5、齿顶圆直径

在测绘时，对于一些能够直接测量出的参数要认真测量，力求准确。但有些参数无法直接测量出，就必须根据已测参数，重新设计并确定参数。链钢三环减速器只是出现裂纹，并未出现断齿和严重磨损等影响直接测量的问题。因此，所需参数一般均可直接测量。

（1）齿数

通过拆开减速机箱，目测可以数出环板那齿轮的齿数为 64，中心外齿轮的齿数为 63，两啮合的齿轮齿数相差为 1，属于少齿差传动。

（2）齿顶圆直径 da 的测量

在测量时要求做到：用精密游标卡尺或千分尺测量时要在三至四个不同直径位置上进行测量，取其中的最大值。当齿数 Z 为偶数时，可直接测量出；当齿数 Z 为奇数时，所测量的数值还需要进行修正。因此可知，环板内齿轮的齿顶圆直径可以直接测出，而中心外齿轮的齿顶圆直径还需要进行修正。

经测量，有：

环板内齿轮齿顶圆直径为 563mm

中心外齿轮齿顶圆直径为 581mm

根据修正公式：

$$da = \frac{da'}{\cos^2 \theta} \quad (\text{式 2—4})$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} \frac{b}{2da'} \quad (\text{式 2—5})$$

其中： da' 为测量所得的齿顶圆直径

da 为修正后的齿顶圆直径

b 为相邻两齿的齿间距离

经过三次测量，中心外齿轮相邻两齿的齿间距离的数值分别为：17.8mm, 17.9mm, 18.0mm. 对其取平均值，因此有：

$$b = 17.9\text{mm} \quad (\text{式 2—6})$$

将式 2—6 代入式 2—5 可得：

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1} \frac{17.9}{2 \times 581} = 0.8825 \quad (\text{式 2—7})$$

再将式 2—7 代入式 2—4 可得：

$$da = \frac{581}{\cos^2 0.8825} = 582 \quad (\text{式 2—8})$$

因此，最终确定下来的中心外齿轮的齿顶圆直径为 582mm，而环板内齿轮的齿顶圆直径仍然为 563mm。

(3) 基节 t_j

游标卡尺跨几个齿测量到的公法线长度为 L_n ，它包含有跨齿数 $(n+1)$ 个 t_j

和一个基圆齿厚 S_j ，即：

$$L_n = (n-1)t_j + S_j$$

同理有：

$$L_{n-1} = (n-2)t_j + S_j \quad (\text{式 2—9})$$

$$L_{n+1} = nt_j + S_j$$

$$\text{所以，有 } t_j = L_n - L_{n-1} \quad (\text{式 2—10})$$

$$\text{或 } t_j = L_{n+1} - L_n \quad (\text{式 2—11})$$

由于测量基节主要是通过 $t_j = m \cos \alpha_0$ 来查表确定， m 和 α_0 对于一对相啮合的齿轮而言，其 m 和 α_0 相同。因此，只需测量一个齿轮即可。考虑到环板为内齿轮，测量起来较复杂，所需的测量工具也多，并且不能保证精度。所以，在此选择中心外齿轮来进行测量，测量工具为游标卡尺，共测量四组数据，如：

$$L_8 : 203.1mm$$

$$L_7 : 176.6mm$$

$$L_6 : 150.0mm$$

$$L_5 : 123.3mm$$

根据式 2—11 可得：

$$L_8 - L_7 = 26.5mm$$

$$L_7 - L_6 = 26.6mm$$

$$L_6 - L_5 = 26.7mm$$

$$\text{取其平均值，可得： } t_j = 26.6mm \quad (\text{式 2—12})$$

(4) 全齿高

测量全齿高尺寸，可以用来确定被测量齿轮是正常齿轮还是变位齿轮；还可

以用来确定齿顶高系数，其测量方法如下：

方法一：

用精密游标卡尺测量从齿轮的孔壁到齿顶的距离 H_1 和到齿根的距离 H_2 。此

时，则有全齿高 $h_a = H_1 - H_2$ (式 2—13)

或者测齿顶圆直径 d_a 和齿根圆直径 d_f ，此时则有全齿高为：

$$h_a = \frac{d_a - d_f}{2} \quad (\text{式 2—14})$$

方法二：

直接利用深度尺直接测量全齿高，但这一种方法相对来说准确程度较差，误差较大。为了得到的数据更准确，在此采用方法一来进行测量。并且测出两齿轮的全齿高均为 16.5mm。

2.3.2 根据测定的数据确定齿轮设计的必要参数

上一小节中已经将齿轮的一些基本参数测试并确定下来，现在，进一步通过查手册或公式计算得出齿轮设计所必需的数据。

首先，应该搞清楚所测绘的齿轮是模数制还是径节制。从齿轮的基节 $t_j = \pi m \cos \alpha_0$ 的数值表中可以查处。若所查模数为整且为国家标准模数，则齿轮应该是模数制；反之若查得模数不为整，则齿轮应该为径节制。 $t_j = \pi m \cos \alpha_0$ 得数值表如下：

表 2—1 基节 $t_j = \pi m \cos \alpha_0$ 数值表

模数 m	径节 DP	$t_j = \pi m \cos \alpha_0$				
		$\alpha_0 = 22.5^\circ$	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 17.5^\circ$	$\alpha_0 = 15^\circ$	$\alpha_0 = 14.5^\circ$
7.257	3.5	21.063	21.424	21.743	22.022	22.072
8	3.1750	23.220	23.617	23.969	24.276	24.332
8.467	3	24.575	24.996	25.369	25.693	25.573
9	2.8222	26.122	26.569	26.966	27.311	27.374
9.236	2.750	26.807	27.266	27.673	28.027	28.092
10	2.54	29.024	29.521	29.962	30.345	30.415
10.160	2.5	29.489	30.000	30.441	30.831	30.902
11	2.3091	31.927	32.473	32.958	33.380	33.457

上节中通过测量和计算所得基节 $t_j = 26.6\text{mm}$ ，对照表 2—1，可得出齿轮得模数为 $m=9$ 。故该齿轮应为模数制。此外，还可从表中得知，该齿轮得分度圆压力角为 $\alpha_0 = 20^\circ$ 。

其次，还应该确定一对啮合齿轮各自得齿顶高系数 h_a^* 。

对于环板内齿轮而言：

$$h_a^* = \frac{1}{2}(Z - \frac{d_a}{m}) = 0.72 \quad (\text{式 2—15})$$

该数值接近于 0.8，则由此可以推断出，三环减速器环板内齿轮的轮齿应该是短齿形的，其齿顶高系数为 0.8。

对于中心外齿轮而言：

$$h_a^* = \frac{1}{2}(\frac{d_a}{m} - Z) = 0.77 \quad (\text{式 2—16})$$

同样，该数值接近于 0.8，则由此可以推断出，三环减速器中心外齿轮的轮齿应该是短齿形的，其齿顶高系数为 0.8。

式 2—15 和式 2—16 分别只是对环板内齿轮和中心外齿轮的齿顶高系数的定性分析，下面通过计算，对齿顶高系数 h_a^* 和变位系数 X 进行定量分析，确定是否有变位，如果有，计算出变位系数 X 的值。

对于环板内齿轮：

$$d_a = mZ - 2(h_a^* + X)m \quad (\text{式 2—17})$$

故有：

$$X = \frac{Z}{2} - \frac{d_a}{2m} - h_a^* = -0.07 \quad (\text{式 2—18})$$

由上式可知，环板内齿轮的变位系数几乎为零，故应该是标准短齿形的齿轮，没有采用变位。

通过测量的全齿高数据对式 2—18 计算的数据进行验算：

$$\text{全齿高 } h_a + h_f = m(2h_a^* + c^*) = 16.65 \text{ mm} \quad (\text{式 2—19})$$

通过计算得出得数据为 16.65mm，而通过测量得出的数据为 16.5mm，两者十分接近，结果吻合。

对于中心外齿轮：

$$d_a = mZ + 2(h_a^* + X)m \quad (\text{式 2—20})$$

故有:

$$X = \frac{d_a}{2m} - \frac{Z}{2} - h_a^* = -0.02 \quad (\text{式 2—21})$$

同样,由上式可知,中心外齿轮的变位系数几乎为零,故应该是标准短齿形的齿轮,没有采用变位。

通过测量的全齿高数据对式 2—21 计算的数据进行验算:

$$\text{中心外齿轮全齿高 } h_a + h_f = m(2h_a^* + c^*) = 16.65 \quad (\text{式 2—22})$$

通过计算得出数据为 16.65mm,而通过测量得出的数据为 16.5mm,两者十分接近,结果吻合。

由此,设计三环减速器环板内齿轮所需的全部数据都已得出:

模数 $m = 9$

分度圆压力角 $\alpha_0 = 20^\circ$

齿顶高系数 $h_a^* = 0.8$

齿根高系数 $c^* = 0.25$

变位系数 $X = 0$

此时,已可以根据机械设计中齿轮设计方法进行环板内齿轮得设计,具体方法可以参照手册,在此就不再介绍详细设计过程。设计好的环板如图 2—7 所示。

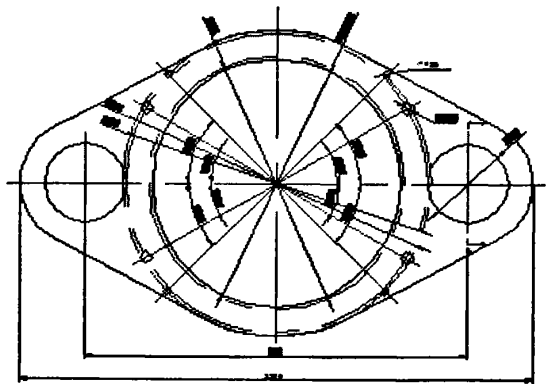


图 2—7 三环减速器环板

2.4 本章小节

本章主要介绍的渐开线少齿差行星传动的原理和特点,并在此基础上介绍了一种新型的减速器——三环减速器。解决了涟源钢铁厂实际生产过程中的实际问题。坏掉的三环减速器,通过到现场的大量数据测量工作和大量的运算工作,取

得的重新设计一块减速器环板的必要数据，并重新设计了一块环板。可以通过加工来制造一块新的环板安装于原先的三环减速器上，避免了三环减速器剩余部件的浪费和重购买一台三环减速器而带来的巨大花费。

第三章 三环减速器断裂力学分析

断裂力学和其它学科一样,是在生产实践中产生和发展的,是近一、二十年才发展起来的一门新型学科。它应用力学成就,研究含缺陷材料和结构的破坏问题^[17]。由于它与材料或结构的安全直接有关,因此尽管出现的时间很短,但实验和理论均有迅速的发展,并已开始为生产服务。本章利用断裂力学对三环减速器环板进行分析,计算其理论寿命。

3.1 断裂力学简介

航空航天、车辆等机械及其零部件在运行中承受着连续的随机载荷,疲劳破坏是主要的失效形式,因而其随机疲劳分析研究越来越受到设计人员的关注。多年来,疲劳分析一直沿用传统的名义应力方法,这种方法比较简单,所以,迄今为止仍然被广泛应用。然而该方法未能真实确切的反映疲劳损伤部位的实际应力应变状态,也不考虑加载次序的影响以及其它有关因素,所以其结果不够准确。而且仅仅适用于高周疲劳($C > 10^6$ 循环次数)。近年来国际疲劳研究中出现了一种新的疲劳寿命分析方法—Y氏周疲劳寿命分析法(亦叫局部应力分析法),这为机械零部件的疲劳寿命分析提供了一种新的途径。它以比较合理的理论,更加接近实际的计算结果而日益受到重视,并在各个领域应用中获得成功。铁道车辆尤其是货车车体及其零部件在随机载荷作用下产生弹性应力和应变,但是在一些局部位置如开孔区、焊接区部位或者由于装配等原因而引起的高应力集中区,其应力水平有可能超过弹性极限而引起局部塑性变形,从而萌生裂纹而发生低周疲劳损伤。研究表明,应变疲劳寿命分析法对疲劳寿命在 10^6 循环次数内的构件疲劳分析具有更高的精度,而且,也能推广到高周疲劳问题。因而,这一方法对于铁道车辆及车辆零部件的疲劳分析也是适用的。

应变疲劳寿命分析法已经受到国内外航空航天、车辆等机械行业界的重视并正用以指导整个机械系统以及零部件的疲劳设计。在我国,航空航天部门用该方法进行飞机和飞行器的疲劳设计,在农机等领域这一方法也得到了应用。但是到目前为止关于出现故障后机械零件和结构剩余寿命的研究还不多,还有待于深入研究。研究剩余寿命直接和结构的强度因子相关,这是断裂力学研究的重要内容

之一。目前断裂力学已经逐渐发展起来,虽然应用还不成熟,但已经取得了一些可喜的成果,对今后的研究有着重要的启示作用。本章结合目前对强度因子研究的一些有用结论,探讨建立故障模型以及采用模型进行寿命预测的方法,对研究故障构件的寿命提供一种有用的方法。

3. 2 环板裂纹分析

涟源钢铁厂的三环减速器在使用过程中发生故障,经过开箱检查,发现其中一块环板的轴承处至齿根处有裂纹,如图 3—1 所示。



图 3—1 减速器环板裂纹图

三环减速器环板所使用的为 45 号钢,环板在使用过程中承受交变载荷。一个具有初始裂纹 a_0 的构件,在低于临界应力的静应力作用下是不会发生破坏的。但是在交变应力的作用下,裂纹会缓慢地扩展。当它达到临界裂纹尺寸 a_c 时,就会发生失稳扩展而断裂。裂纹在交变应力作用下由 a_0 到 a_c 这一扩展过程就叫

做疲劳裂纹的亚临界扩展^[20]。对于没有宏观裂纹的试件，在交变应力作用下，也可能萌生裂纹，最后裂纹扩展至断裂。也就是说，在交变载荷作用下，裂纹长度 a 随交变载荷循环次数的增加而增大，故有 $a-N$ 的变化曲线图，如下图3—2所示。

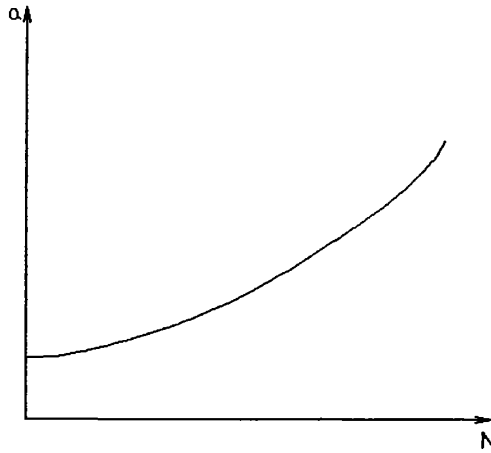


图3—2 $a-N$ 的变化曲线图

疲劳裂纹属于疲劳破坏。疲劳破坏的过程比较复杂，受很多因素的影响。但金属材料的疲劳破坏过程大致可以分为以下四个阶段：

(1) 裂纹成核阶段：

如果材料内部没有非金属夹杂物、缺陷或切口之类的应力集中源，则由于零部件表面区域处于平面应力状态，有利于塑性滑移，因而通常在表面成核。尽管零部件的表面应力低于 σ_s ，但对于取向最不利的晶粒仍有可能达到屈服而产生滑移。多次滑移就有可能形成微纹（尺寸在 $10^{-4} \sim 10^{-5} \text{ mm}$ ，相当于一两个晶粒）。因此微裂纹都出现在零件表面，此即为滑移生核阶段。

(2) 微裂纹扩展阶段：

随着滑移次数的进一步增加，微观裂纹逐渐扩展。扩展的方向由开始时的与拉应力成45度的方向逐渐过渡到与拉应力垂直的方向。此阶段裂纹扩展的速率是缓慢的，一般为 10^{-5} mm/每循环 ，裂纹尺寸小于 0.05 mm 。

(3) 宏观裂纹扩展阶段:

此阶段裂纹扩展的方向与拉应力垂直, 且为单一裂纹扩展。此阶段裂纹尺寸从 0.05mm 扩展到临界裂纹尺寸 a_c 为止, 其扩展速率为 10^{-3}mm/每循环 , 速度是微裂纹扩展阶段的 100 倍。

(4) 断裂阶段:

当裂纹扩展至 a_c 时, 则裂纹产生失稳扩展, 并且很快断裂。因而, 出现宏观裂纹后的机器不宜再使用^[20]。

链钢所使用的三环减速器其中一块环板出现较大的宏观裂纹, 而在使用中没有不规范的行为, 因此估计减速器为正常的疲劳损坏。在此, 利用断裂力学原理对环板进行分析, 并确定三环减速器的使用寿命。

3. 3 内齿环板受力分析

三环减速器的速度和力矩通过两根相互平行且各具有三个偏心(相位差 120 度)的低速轴传递给三片内齿环板, 内齿环板与高速轴(与低速轴平行)的齿轮实现内啮合, 把速度和力矩传递给低速轴。三块环板上的内齿轮同时与高速轴上的外齿轮相啮合, 啮合点相位差 120 度。

减速器环板所受的力主要是啮合力, 如图 3—3 所示。

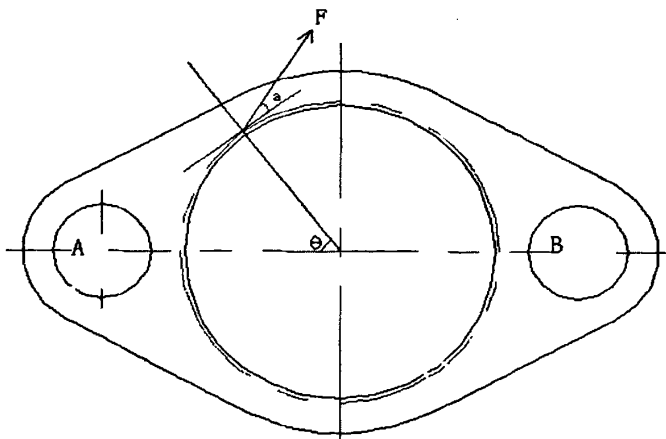


图 3—3 三环减速器环板受力简图

上图中 A 孔 B 孔为光孔，C 孔为内齿轮孔。

假设每快板传递总功率的三分之一，则有：

$$F \cdot \cos \alpha = \frac{1}{3} T \div \left(\frac{1}{2} mZ \right) \quad (3-1)$$

上式中：F——啮合力

T——环板内齿轮的扭矩

α ——为分度圆压力角

将式 3—1 化简后可得：

$$F = \frac{2T}{3mZ \cos \alpha} \quad (3-2)$$

$$\text{而 } T = \frac{P}{\omega} \quad (3-3)$$

其中 P——电机功率

ω ——环板转速

对于三环减速器而言，其传动比为：

$$i = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} \quad (3-4)$$

其中 Z_1 ——内齿环板的齿数

Z_2 ——中心外齿轮的齿数

$$\text{又因为：} i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (3-5)$$

其中 ω_1 ——内齿环板的转速

ω_2 ——中心外齿轮的转速

$$\text{所以：} \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} \quad (3-6)$$

联立式 3—2，3—3 和 3—6 即可求出内齿环板啮合力 F。

对于计算所需的数据均可从电机或减速器铭牌上面查得：

电机转速为 962r/min

电机功率为 18.5KW

将数据带入上面三个式子，可以求出内齿环板齿轮上的啮合力为 $F=28.5N$ 。

3.3.1 内齿环板断裂力学分析模型的建立

有了内齿环板内齿轮上的啮合力 F ，便可对环板进行断裂力学分析。在此之前，还需建立一个内齿环板的断裂力学模型。

对于三环减速器环板来说，最脆弱的地方为减速器的 A 孔和 B 孔到齿轮孔的这一段环板实体位置（链钢的三环减速器的断裂处也为此处），这恰恰也是三环减速器的一个缺点。因此，我们断裂力学分析应侧重于对此处位置的分析。在这个位置，每当环板转一圈，将会受到一次力 F 的作用。在此我们以 A 孔区域为研究对象，如图 3—4。

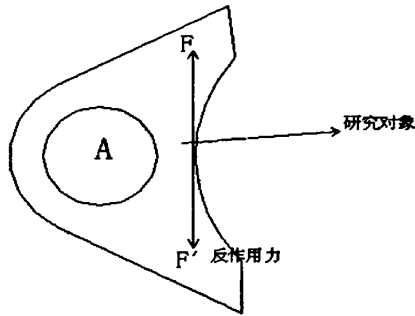


图 3—4 A 孔区域的齿轮内齿环板

上图中引出箭头所标识的即为研究对象，也是链钢三环减速器环板出现裂纹的位置。 F 为内齿轮的啮合力， F' 为啮合力的反作用力。为了便于断裂力学的分析的进行，我们应该将模型简化。根据环板内齿轮的结构特点，我们可以将模型简化为“具有单边裂纹的有限宽板”模型。如图 3—5 所示。

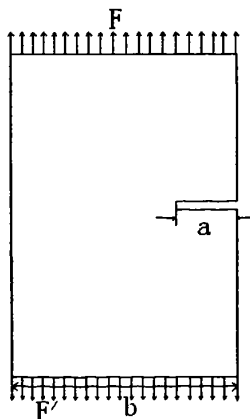


图 3—5 简化后的减速器环板模型

其中 a ——裂纹宽度

b ——有限宽板的宽度

图中的裂纹为减速器环板中存在的初始微裂纹，可以通过紫外线探伤从环板材料中测出，也可以通过查手册得出。而板的宽度可以近似的认为内齿轮齿顶圆到 A 孔圆周的距离。

简化后的模型属于 I 型张开型裂纹。裂纹按其力学特征可以分为张开型裂纹，滑开型裂纹和撕开型裂纹。

(1) 张开型：

在裂纹面正交的拉应力作用下，裂纹面产生张开位移而形成的一种裂纹（位移与裂纹面正交即沿拉应力方向）。

(2) 滑开型：

在平行于裂纹面而与裂纹尖端垂直方向的剪应力作用下，使裂纹产生沿裂纹面（即沿作用的切应力）的相对滑动而产生的一种裂纹。

(3) 撕开型：

在平行于裂纹面而与裂纹尖端线平行的方向的切应力的作用下，使裂纹面产生沿裂纹面外（即沿作用的切应力方向）的的相对滑动而产生的一种裂纹。

3. 3. 2 利用断裂准则判断裂纹是否失稳扩展

裂纹是否会发生失稳扩展取决于值 K 的大小。因此，可以利用 K 因子建立断裂准则（亦称 K 准则），即 $K = K_{IC}$ ，其含义是：当裂纹在弹性体外载荷的作用下，裂纹尖端的 K 因子达到裂纹发生失稳扩展时材料的临界值 K_{IC} 时，裂纹就会发生失稳扩展而导致裂纹体的断裂^[21]。

对于 I 型裂纹而言，在平面应变的条件下，其断裂准则为：

$$K = K_{IC} \quad (3-7)$$

其中， K_{IC} 是 I 型裂纹的应力强度因子。

对于本文中简化后的模型，即 I 型裂纹。根据边界配位法可以求出来，有：

$$K_I = \alpha\sigma\sqrt{\pi a} \quad (3-8)$$

其中修正系数为:

$$\alpha = 1.12 + \left[-0.231 \left(\frac{a}{b} \right) + 10.55 \left(\frac{a}{b} \right)^2 - 21.70 \left(\frac{a}{b} \right)^3 + 30.55 \left(\frac{a}{b} \right)^4 \right] \quad (3-9)$$

除了式 3—8 所示的方法外, 本文中的模型还有另一种近似表达式为:

$$K_I = F \cdot \left[\frac{2b}{\pi a} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi a}{2b} \right]^{1/2} \cdot \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3-10)$$

其中:

$$F = \frac{0.752 + 2.02 \left(\frac{a}{b} \right) + 0.37 \left(1 - \sin \frac{\pi a}{2b} \right)^2}{\cos \frac{\pi a}{2b}} \quad (3-11)$$

对于式 3—8 和式 3—10, 其中 a,b 都为已知数据, 只有 σ 一个未知数据。

$$\text{而 } \sigma = \frac{F}{A} \quad (3-12)$$

其中 F 为齿轮的啮合力, $F=28.5\text{N}$

A 为受力面积

$$\text{而 } A = a \cdot s \cdot l \quad (3-13)$$

其中 a—为初始裂纹长度

s—为三环减速器环板的厚度

l—为齿轮平均厚度

计算得出 $A=1.476 \times 10^{-6} \text{m}^3$

将 A 的数值代入式 3—12 可得:

$$\sigma = 19.26 \times 10^6 \text{N/m}^3$$

再将所有数据代入式 3—8 和 3—9 可得出第一种方法求出的 K_I :

$$K_I = 66.12 \text{MPa}\sqrt{\text{m}}$$

将所有数据代入式 3—10 和 3—11 可得出第二种方法求出的 K_I :

$$K_I = 70.46 \text{MPa}\sqrt{\text{m}}$$

此时, 应确定材料的 K_{IC} 值, K_{IC} 值可以通过手册查处, 见表 3—1。

表 4—1 几种国产材料常温下的 K_{IC} 值

材料	热处理状态	强度指标/MPa		K_{IC} /MPa \sqrt{m}	主要用途
		$\sigma_{0.2}$	σ_b		
40 钢	860 度正火	294	549	70.7~71.9	轴类
45 钢	正火	HRc = 52.3	804	101	轴类
40CrNiMoA	200 度回火	1579	1942	42.2	转子
铜钼球铁	正火	—	—	34.1~35.7	内燃机曲轴
重轨钢	—	510 ~ 628	853 ~ 1040	37.2~48.4	50kg/m 钢轨
稀土球铁	加热后恒温	HRc = 38~42	—	49.6~52.7	轴类

通过表 3—1 可知, 45 号钢在常温下有 $K_{IC} = 101 \text{ MPa}\sqrt{m}$ 。

因此有, $K_I < K_{IC}$

故符合断裂准则。

3. 3. 3 环板最大容限尺寸的估计

最大容限尺寸的物理意义是: 在一定的循环应力作用下, 裂纹通过临界扩展, 当达到临界值 a_c 时, 构件当即失稳而瞬时断裂^[21]。也指当零件中的裂纹尺寸小于该尺寸时, 零件可以正常工作, 而裂纹不会发生失稳扩展; 一旦裂纹尺寸超过该尺寸, 裂纹扩展将进入扩展的第四个阶段, 裂纹将会急速扩展, 最终导致零件的破坏。

根据公式:

$$a_c = \left(\frac{K_{IC}}{\alpha\sigma\sqrt{\pi a}} \right)^2 \quad (3-14)$$

可以计算出 $a_c = 23.4\text{mm}$

当裂纹扩展超过这个数值, 环板就会发生断裂。

3.3.4 裂纹扩展寿命的预测

断裂力学着重研究疲劳裂纹的亚临界扩展规律,从而正确预测裂纹的扩展寿命。容许构件在使用期内出现裂纹,但必须具有足够的裂纹亚临界扩展寿命,也即构件的使用寿命。要想知道裂纹的扩展寿命,首先必须知道疲劳裂纹的扩展速率。

疲劳裂纹扩展的定量表示用 $\frac{da}{dN}$, dN 是应变力的循环次数的增量, da 相应的裂纹长度的增量, $\frac{da}{dN}$ 称为疲劳裂纹的扩展速率。它表示交变应力每循环一次裂纹的平均增量,它是裂纹长度 a , 应力幅度或应变幅度的函数^[21]。如果已知瞬时裂纹扩展速率 $\frac{da}{dN}$, 则有裂纹扩展制断裂的循环次数为:

$$N_c = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{\left(\frac{da}{dN}\right)} \quad (3-15)$$

其中 a_0 为初始裂纹长度

a_c 为临界裂纹长度

根据 Paris 公式, 有:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m \quad (3-16)$$

上式中 ΔK 可以用一个公式表示:

$$\Delta K = \alpha \cdot \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3-17)$$

对于各种金属而言 m 大约在 2~7 的范围内, 在这里我们取 $m=2$ 。

而 $C = AB^m$

B 约为 1/55, A 在普通钢约为 1/20000。

将式 3—17 代入式 3—16 中可得三环减速器环板裂纹的疲劳扩展寿命的表达式为:

$$N_c = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{C(\Delta K_I)^m} da = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{AB^m (\alpha \Delta \sigma \sqrt{\pi a})^m} da \quad (3-18)$$

将所有已知数据代入上式, 可得:

$$N_c = 1.1 \times 10^9 \text{ 次}$$

由此可得,新设计的环板在从初始裂纹发生疲劳裂纹亚临界扩展到临界裂纹时可以循环 1.1×10^9 次。

3.3.5 减速器寿命的估算

众周所知,疲劳现象是非常复杂的。因为材料的微观、细观构成是随机的。在估算寿命时,一般不会考虑到这些微观、细观结构的随机性带来的影响,导致估算结果的精确性降低。但是,机器或构件的寿命的估算,防止灾难性的破坏事故的发生,以成为工程中越来越重要的一个环节。

据国内外资料介绍:微裂纹的疲劳寿命约占构件整个寿命的 $79\% \sim 80\%$ ^[22]。保守的进行估算,在此取 60% ,因此可知整个减速器的寿命 N 为:

$$N = \frac{5}{3} N_c \quad (3-19)$$

从裂纹的疲劳寿命换算成三环减速器的使用寿命,必须弄清楚三环减速器的工作情况。

若在链钢采取8小时工作日,则每天三环减速器运转:

$$N_i = 8 \text{小时} \times 60 \text{分钟} \times 962 \text{转/分钟} = 4.6 \times 10^5 \text{圈}$$

也即应力循环了 4.6×10^5 次。

故正常工作情况下,减速器的寿命为:

$$n = \frac{N}{N_i} \quad (3-20)$$

联立式3—19和式3—20可得:

$$n = 2391 \text{天, 约为 } 6.5 \text{年。}$$

因此,在正常使用的情况下,链钢的三环减速器环板的理论寿命为6.5年,在有其他因素的影响的情况下,减速器在使用5年后发生损坏,基本可以认定为减速器寿命已到,属正常损坏。

必须指出:上述寿命的估算,应该得到现场的定期验证和反复核算,即采用逐步可靠性估计法。通过逐步估算寿命,可以部分消除由于金属材料疲劳寿命本身固有的分散性所带来的不确定性,使估算得来的寿命更加接近三环减速器得真实寿命。

3.4 本章小结

基于原先三环减速器使用中出现的环板断裂问题,对环板进行了断裂力学分析。此外,通过对环板的疲劳裂纹的扩展速率的计算还估算了减速器的寿命。但是因为基于条件的影响和本人知识的有限,在估算时忽略了一些影响疲劳裂纹扩展速率的因素,如:平均应力的影响、超载的影响、加载频率的影响、温度的影响等等。

通过建立断裂力学模型和大量的分析计算,可以得知该减速器的损坏属于正常损坏。因为该减速器的使用时间已达5年,与计算出来的环板寿命十分接近(如果考虑其它因素如:超载、温度等,实际使用时间一定是比理论时间稍短)。若要解决环板薄弱这一问题而使减速器的寿命延长,可以采用性能高于45号钢的材料来制造环板。不同的材料有不同的裂纹扩展情况和裂纹扩展寿命,采用裂纹扩展寿命较长的材料可以是减速器的使用寿命也得到增加。

第四章 三环减速器环板的有限元分析

4.1 有限元方法的简介

有限元是近似求解一般连续问题域问题的数值方法。它最先应用于结构的应力分析,很快就广泛应用于求解热传导、电磁场、流体力学等连续问题。有限元方法可适应于任意复杂的几何区域,便于处理不同的边界条件,这一点比常用的差分法更为优越。满足一定条件之下,单元越小,节点越多,有限元数值解的精度也就越好,电子计算机的大存贮量和高计算速度对此提供了必要的手段。另外,由单元计算到集合为整体区域的有限元分析,都很适应于计算机的程序设计,可由计算机自动完成,这也是有限元法迅速发展的原因之一。科学技术与工程生产是密切相关的。在建筑和航空工程中,对于复杂的钢架、蒙皮钢架等结构早已采用了结构的矩阵分析方法。这些结构都是明显的由元件组成的。对此,只要分别找出各元件的受力与位移的弹性关系,就可以组成整个结构受力与位移的基本方程。这种求解方法与现代的有限元法是一致的,但还不是有限元法。

有限元法是与工程密切结合的,是直接为产品设计服务的,因而随着有限元理论的发展与完善,各种大小、专用的、通用的有限元结构分析程序也大量涌现出来。目前,一般的工程结构分析问题,都可以直接用通用的程序求解,不必再花费精力和时间另编计算程序。但通用程序不可能是万能的,使用也不是最方便的,针对某一类结构分析,适用于各种特殊问题的专用有限元程序则是更大量的。积累与组成有限元分析程序库,对工程应用是很有实际意义的,有限元法在这当中起着重要的作用。

有限元法发展至今已有了 30 年的历史了,已是比较成熟了,多数人认为它已基本定型,不会像 60 年代那样,有很多戏剧性的突破了。但在巩固有限元方法的物理、数学基础方面,扩大其应用领域,以及求解诸如非线性、不同物理作用相互耦合、动态分析以及由材料微观结构计算其力学性能等复杂问题方面,有限元法还会不断发展并取得成功。在我国实现四化过程中有限元法有着举足轻重的作用。

4.2 环板内齿轮变形的计算方法

对于齿轮受载应力和变形的测试,目前主要有机械测量法、电测法、光弹法等。机械测量法是将测头直接接触轮齿表面,这种方法测试精度和测试灵敏度都较低。电测法需要在轮齿不同位置贴应变片,由于轮齿齿廓形状的复杂性,且应变片尺寸不可能太小,故测试精度也不高。光弹法属于模型实验技术,采用双折射

特性材料制造齿轮模型来进行测试，能加工成与实际物体一样的试件，具有较高的测试精度，并能测出全场应力，在实际工程测试中的应用也较多。

轮齿变形的计算是齿轮啮合的一个非常重要的因素。设轮齿宽度为 b ，齿轮所受到的载荷为 F ，轮齿的总变型量为 δ ，轮齿单位齿宽上的载荷 ω 为：

$$\omega = \frac{F}{b} \quad (\text{式 4—1})$$

轮齿的变形为：

$$q = \frac{\delta}{\omega} \quad (\text{式 4—2})$$

则齿轮的啮合刚度为：

$$K = \frac{1}{q} = \frac{\omega}{\delta} = \frac{F}{b \cdot \delta} \quad (\text{式 4—3})$$

轮齿的变形有切向和法向两种变型两种，本文采用方法较成熟的 Weber-Banascheck 公式。

Weber—Banascheck公式采用的轮齿模型为渐开线齿廓，如图4—1所示。轮齿变形可以视为几种局部变形之和，Weber公式选取了三种比较主要的变形进行计算，即轮齿的弯曲、剪切变形 δ_2 ；轮体弹性产生的轮齿变形 δ_A ；齿轮接触变形 $\delta_{H1,2}$ 。

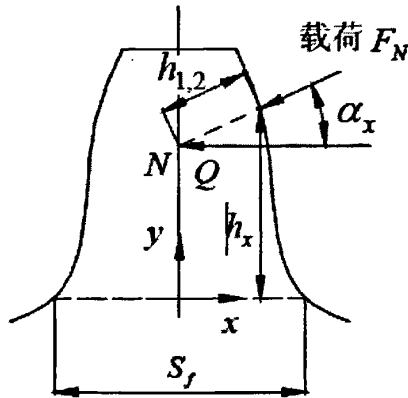


图4—1 Weber公式的轮齿模型

当轮齿为刚性体时，轮齿受载后在啮合线方向的弯曲、剪切变形 δ_2 为：

$$\delta_z = \frac{F_N}{E \cdot b} \times (\cos \alpha)^2 \times \left[10.92 \times \int_0^{h_x} \frac{(h_x - y)^2}{(2x)^3} dy + 3.1 \times (1 + 0.294 \times (\operatorname{tg} \alpha_x)^2) \times \int_0^{h_x} \frac{dy}{2x} \right] \quad (\text{式4—4})$$

式中 F_N 为齿廓计算点所受的法向力, x, y 分别为计算点的坐标, α_x 为计算点的压力角, b 为齿宽。

同样, 给出由于轮体弹性产生的轮齿沿啮合线方向的变形为:

$$\delta_A = \frac{F_N}{E \cdot b} \times (\cos \alpha)^2 \times \left[5.2 \times \frac{h_x^2}{s_f^2} + 1.0 \times \frac{h_x}{s_f} + 1.4 \times (1 + 0.294 \times (\operatorname{tg} \alpha_x)^2) \right] \quad (\text{式4—5})$$

这样, 一个轮齿的中线和啮合线的交点在啮合线方向的变形量可由下式得出:

$$\delta^* = \delta_z + \delta_A \quad (\text{式4—6})$$

计算轮齿接触变形时, 通过接触点做齿廓的公法线, 从接触到各轮齿中心的距离分别为 h_1, h_2 , 在 h_1, h_2 范围内考虑变形, 其变形量为:

$$\delta_{H1,2} = 0.58 \times \frac{F_N}{E \cdot b} \times \left(\ln \frac{2 \cdot h_1}{a} + \ln \frac{2 \cdot h_2}{a} - 0.429 \right) \quad (\text{式4—7})$$

式中

$$a = 1.52 \times \sqrt{\frac{F_N}{E \cdot b} \times \frac{1}{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}}$$

ρ_1, ρ_2 分别为各齿齿面在接触点处的曲率半径。

由上面的计算可求出一对轮齿的总变形量为:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_{H1,2} \quad (\text{式4—8})$$

式中 δ_1 、 δ_2 对应主、从动齿轮轮齿的 δ^* 值。在齿廓上依次取点对 δ_Σ 进行计算, 便可得出轮齿在啮合过程中的变形曲线。

4.3 基于 ANSYS 的环板齿轮有限元分析

上节中利用传统的有限元方法给出了齿轮环板的变形计算方法, 本节中将利用有限元分析软件 ANSYS 进一步分析三环减速器齿轮环板的变形, 并分析环板上的应力分布情况。

4.3.1 ANSYS 简介

ANSYS 软件是大型通用有限元分析软件。有限元法是一种采用电子计算机求解结构静、动态力学特性等问题的数值解法。由于有限元法具有精度高、适应性强以及计算格式规范统一等优点, 故在短短 50 多年间已广泛应用于机械、宇航航空、汽车、船舶、土木、核工程以及海洋工程等诸多领域, 已成为现代机械产品设计中的一种重要工具。特别是随着电子计算机技术的发展和软、硬件环境的不断完善以及高档计算机和计算机工作站的逐步普及, 为 ANSYS 的推广应用创造了更为良好的条件, 并展示出更为广阔的工程应用前景。

ANSYS 软件提供了一个不断改进的功能清单, 包括: 结构分析、电磁分析、流体动力学分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分、参数设计语言等功能。

尽管 ANSYS 程序功能强大, 但它友好的图形用户界面 (GUI) 使其易学易用。通过 GUI 可以方便的交互访问程序的各种功能、命令、用户手册和参考资料, 可以一步一步地完成整个分析, 因而使 ANSYS 易于使用。

ANSYS 按功能作用可分为: 一个前处理器、一个求解器、两个后处理器、几个辅助处理器等。前处理器用于生成有限元模型; 求解器用于施加载荷及边界条件。完成求解计算; 后处理器用于获取求解结果, 以便对模型作出评价。

而且 ANSYS 提供了数据接口程序, 使得在其他 3D 软件中建立的模型很方便地导入 ANSYS 中。

利用 ANSYS 程序, 机械工程师可以构造出机械产品、零部件或系统地计算机模型, 对它们施加载荷或其他设计条件, 可以得出相应的动静特性, 对产品进行优化设计, 以降低生产成本。

ANSYS 程序可以运行于 Windows 98、Windows NT、Windows 2000 和 UNIX 操作系统下的 PC 机、工作站。下面介绍的 ANSYS 程序都是运行于操作系统为 Windows 2000 下的 PC 机上。

4.3.2 环板有限元模型的创建

ANSYS 有限元分析, 其模型有两种来源方式, 一种是利用 ANSYS 软件本身的建模功能进行建模; 另一种是通过其他软件建好模型, 然后保存为相应的格

式，在启动 ANSYS 后调入图形。

方法一：利用 ANSYS 软件建模

ANSYS 中有两种模型，实体模型和有限元模型，它们各有优缺点。大多数情况下都选择实体建模技术。先建立实体模型，然后利用 ANSYS 提供的分网工具划分为有限元模型。这里主要介绍自底向上的实体建模方法来建立三环减速器内齿环板实体模型。

(1) 生成关键点：

Main Menu>Preprocessor>Modeling>Great>Keypoints>In ActiveCS, 在“keypoint number”后面输入关键点的编号“1”，在“Location in ActiveCS”后面输入关键点“1”相对应的坐标值，单击“Apply”，则在图形屏幕上生成第一个关键点，重复上述过程，分别输入 11 个齿廓上的关键点的坐标值和编号。

(2) 连样条线：

Main Menu>Preprocessor>Great>Line>Splines>Spline thru KPs, 依次拾取各点，则在屏幕上生成一条曲线，即齿轮轮齿的外轮廓曲线。

(3) 镜像生成另一边的轮廓线：

Main Menu>Modeling>Preprocessor>Reflect>Lines, 用鼠标在图形上拾取样条线。

(4) 生成齿顶圆的圆弧线：

Main Menu>Preprocessor>Creat>Line>Arcs>Through 3 KPs, 用鼠标在图形上按顺序依次拾取齿顶圆弧线将通过的关键点。

(5) 输入参数：

Utility Menu>Parameters>Scalar Parameters, 弹出一个对话框，在“Selection”下面的输入栏中输入“a=360/64”。

(6) 生成一个圆弧面：

Main Menu>Preprocessor>Creat>Areas>Circle>Partial Annulus. 则生成一个圆弧面。

(7) 由关键点生成面：

Main Menu>Preprocessor>Creat>Arbitrary>Through KPs, 出现一个对话框，用鼠标在图形屏幕上一次选取围成一个面的关键点。

(8) 面相加操作:

Main Menu>Preprocessor>Operate>Add>Areas,出现一个拾取框,单击“Pick All”,则将齿廓面和圆弧面相加起来生成一个轮齿。如图 4—2。

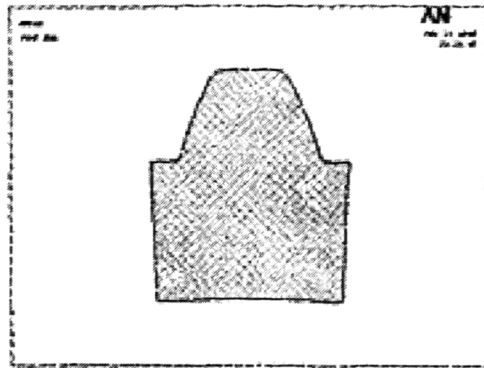


图 4—2 生成的一个轮齿

(9) 复制生成整个齿圈:

Main Menu>Preprocessor>Modeling>Copy>Areas, 出现一个拾取框,单击“Pick All”,则弹出一个对话框,在“Number of copies”后面输入栏输入复制生成的个数 64,在“Y-offset in active CS”后面输入角度“a”,单击“OK”,生成的结果如图 4—3 所示。

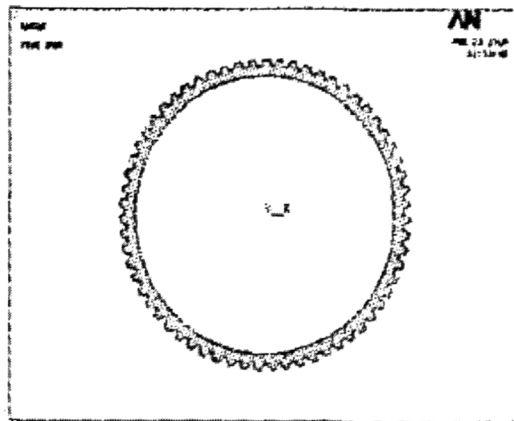


图 4—3 复制后生成的整个齿圈

(10) 将内齿圈的线练成一条线:

Main Menu>Preprocessor>Operate>Add>Lines, 出现一个拾取框,用鼠标在图形窗口上依次拾取内齿圈的 63 条线,使其成为一个整体。

(11) 将每个齿的齿底圆弧线相加:

Main Menu>Preprocessor>Operate>Add>Lines, 出现一个拾取框,用鼠标在

图形窗口上依次拾取每个齿底的两断圆弧线。

(12) 生成一个扇行面:

Main Menu>Preprocessor>Modeling>Creat>Circle>By dimensions。输入能表示环板外形的参数。则, 环板外形轮廓大致做好。

(13) 删除多余元素:

Main Menu>Preprocessor>Modeling>Delete> Areas only / Lines and Below

(14) 连直线:

Main Menu>Preprocessor>Modeling>Creat>Lines>Straight Line。

(15) 由线生成面:

MainMenu>Preprocessor>Modeling>Creat>Areas>Arbitrary>By Lines。选择外轮廓线。

(16) 面相减操作: Main Menu>Preprocessor>Operate>Subtract>Areas。选择编号为“s1”的面, 单击“Apply”, 选择编号为“s2”的面。

(17)删除中间的面: Main Menu>Preprocessor>Modeling>Delete>Areas and Below。选择中间的面。

(18) 面相减操作。生成的内齿环板的平面模型。

(19)内齿环板三维实体模型的建立沿面的法向拖拉生成内齿环板的三维实体模型: Main Menu>Preprocessor>Operate>Extrude>Along Normal, 出现一个对话框, 用鼠标拾取面, 在“Length of extrution”后面的输入栏中输入内齿环板的厚度“20”, 则模型完全建好了。

方法二: 利用其他软件进行建模

本文采用 PRO-E 软件对三环减速器环板进行建模模型如图 4—4。建好的模型在 PRO-E 中另存为*. IGES 格式, 几乎所有的三维软件都支持这种格式。启动 ANSYS 后, 通过 File>import>*. IGES 即可打开模型, 由于这种方式建模较上一种方法要方便, 故文中也使用这种方法建模。

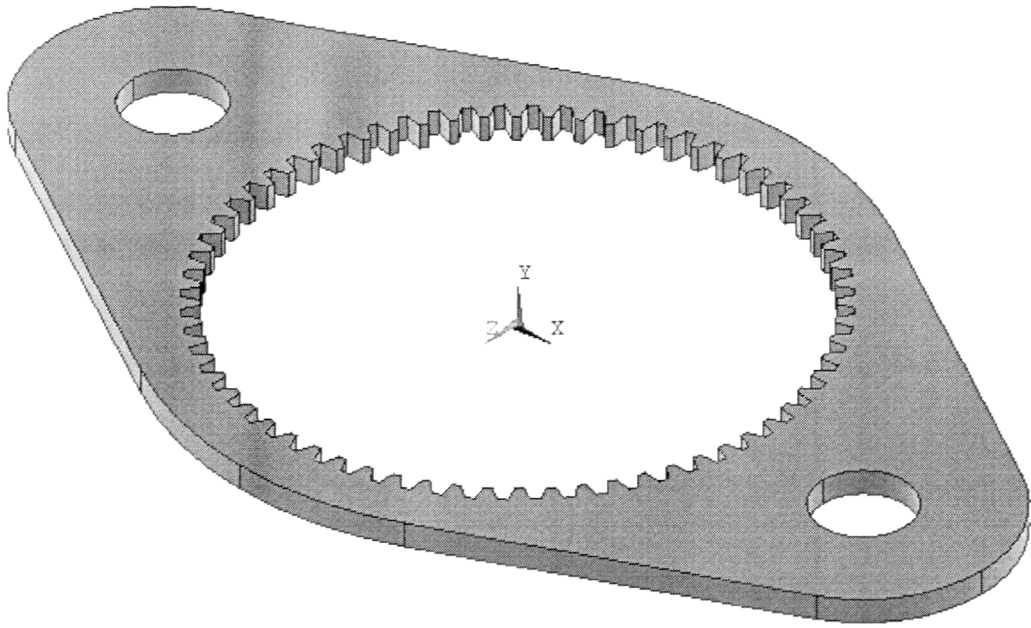


图 4—4 利用 PRO-E 建立的减速器环板模型图

4.3.3 模型材料的选择及网格单元的划分

(1) 指定材料性能

三环减速器环板所采用的材料为 45 号钢。通过查表可知，其力学性能为：弹性模量 $E=1.93 \times 10^5 \text{ MPa}$ ，泊松比 $\nu = 0.29$ ，密度 $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ 。

选取菜单 Main Menu>Preprocessor>Material Props>Material Models 则弹出一个对话框，如图 4—5。

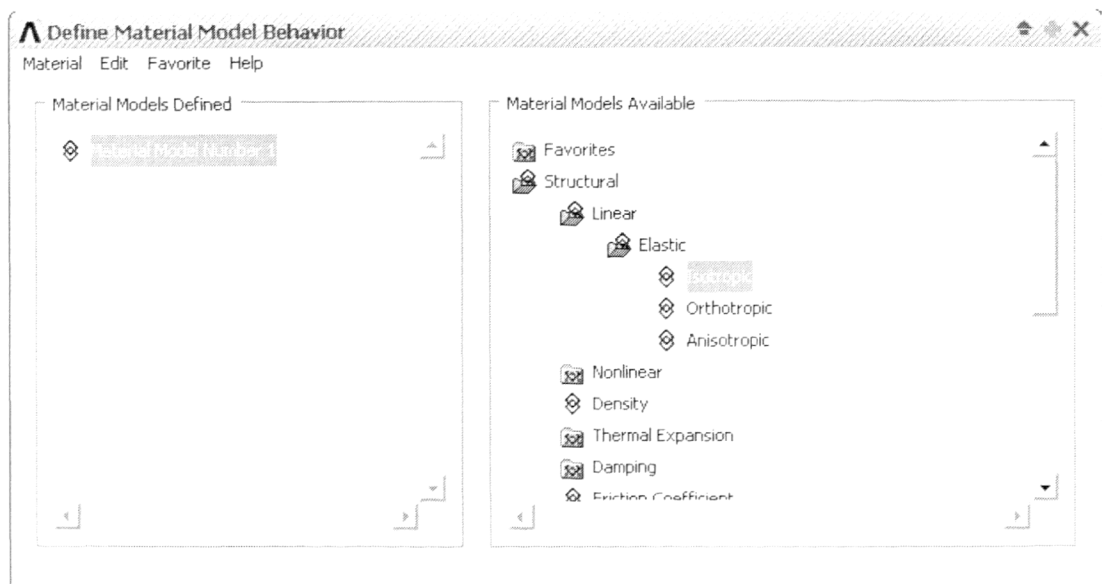


图 4—5 材料性能选项对话框

在该对话框中依次选择 Structural>Linear>Elastic>Isotropic 则会出现另一个对话框,如图 4—6 所示。在对话框中输入弹性模量 EX 1.93e11 和泊松比 0.29。

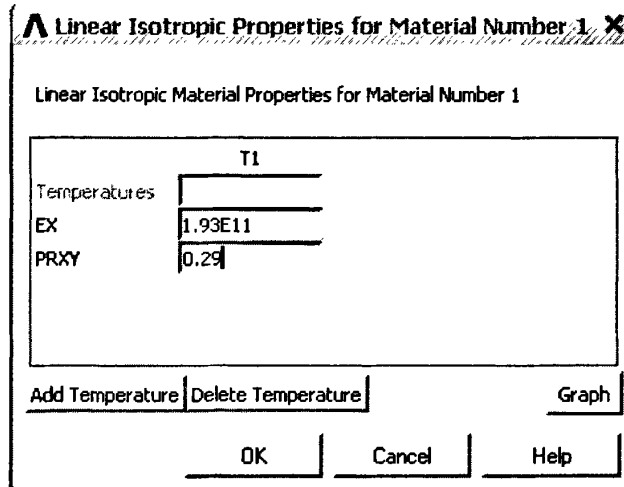


图 4—6 定义材料性质

(2) 模型网格单元划分

考虑到齿轮结构较复杂以及对计算机性能的要求,采用三角形三节点单元,对齿轮进行智能网格划分,可利用实体模型线段长度,曲率自行进行最佳网格化。在应力集中的地方网格加密一倍。这里选择计算单元为 Solid Tet 10node 92。Solid 92 是三维 10 节点四面体结构实体单元,在保证精度的同时允许使用不规则的形状。Solid 92 有相同的位移形状,适用于曲边界的建模。每个节点 3 个自由度,沿节点坐标 X,Y,Z 方向的平动。Solid 92 有塑性、蠕变、应力强化、大变形和大应变功能。

选择菜单 Preprocessor>Element Type>Add/Edit/Delete, 在出现的对话框中点击 Add, 则出现如下对话框,如图 4—7。

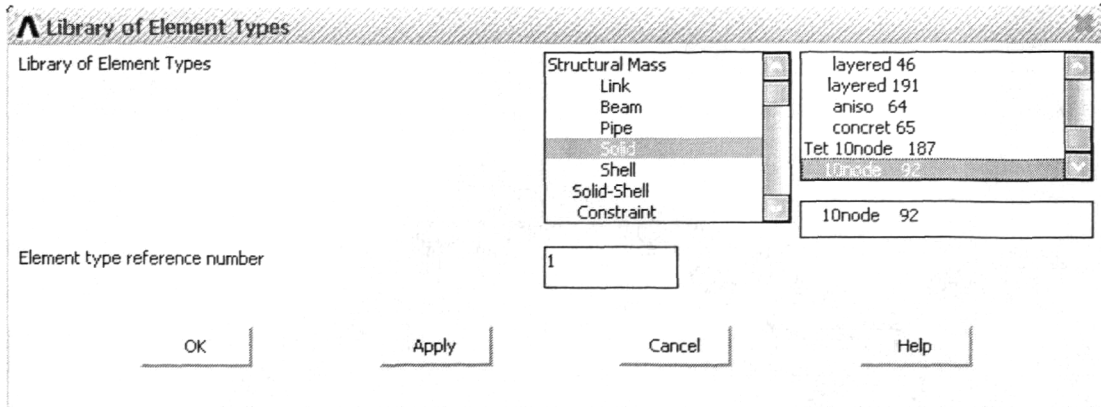


图 4—7 定义节点单元的对话框

网格密度:

选择菜单 Preprocessor>Meshing>Size Control>Manual Size>Line>Pick Line, 在弹出的对话框中选择 Pick All,则会弹出如下对话框,如图 4—8,在对话框的 Size 处输入 0.005,然后点击 OK。

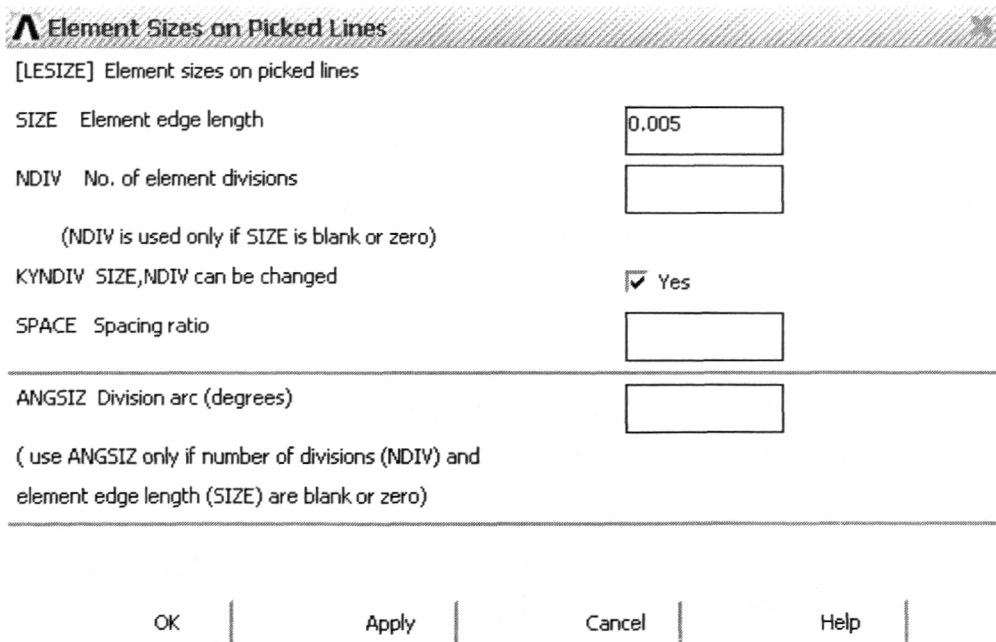


图 4—8 定义网格密度的对话框

网格划分:

选择菜单 Preprocessor>Meshing>Mesh>Volumes>Free, 在弹出的对话框中点击 Pick All,然后点 OK, 则软件开始对模型进行网格划分, 这需要一点时间。划分好后, 程序会提醒划分完毕, 这时, 可以看到划分好网格后的模型, 如图 4—9 所示。

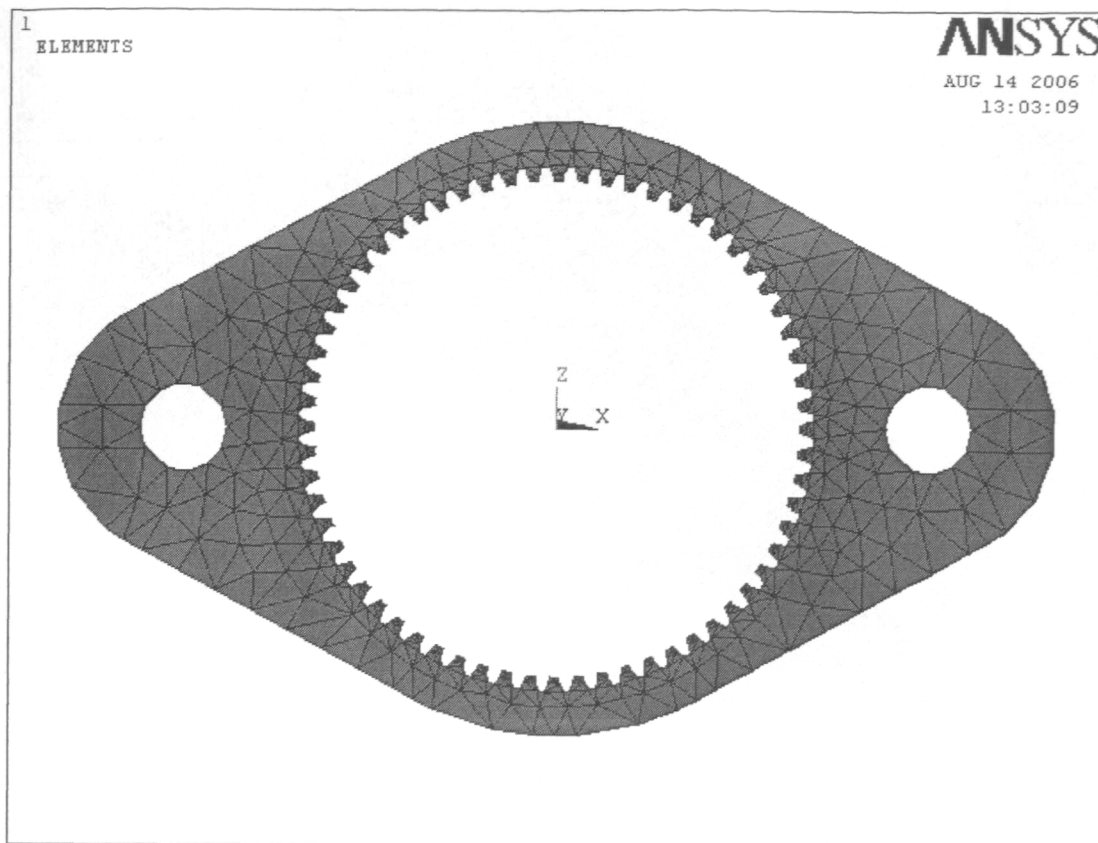


图 4—9 划分网格后的模型图

4.3.4 添加约束和施加载荷

(1) 约束条件:

环板通过键连接在轴上,通过外界输入转矩使齿轮和轴一起转动。这里是对齿轮采用静力分析。将环板轴孔处固定,使其在 X,Y,Z 法向均不产生位移,还约束其绕 X,Y 和 Z 轴的旋转。

选择菜单 Preprocessor>Load>Define loads>Apply>Structural>Displacement>On Areas。在弹出的对话框中选择 All Dof,如图 4—10,然后单击 OK 则模型被加上了约束,如图 4—11 所示。

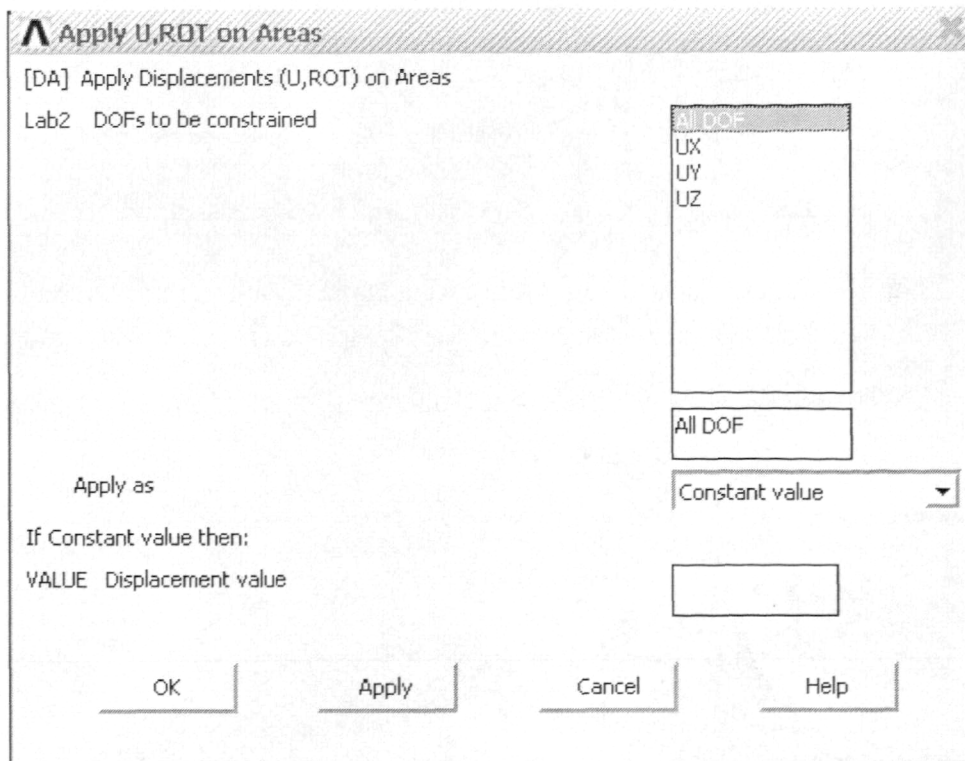


图 4—10 定义约束的对话框

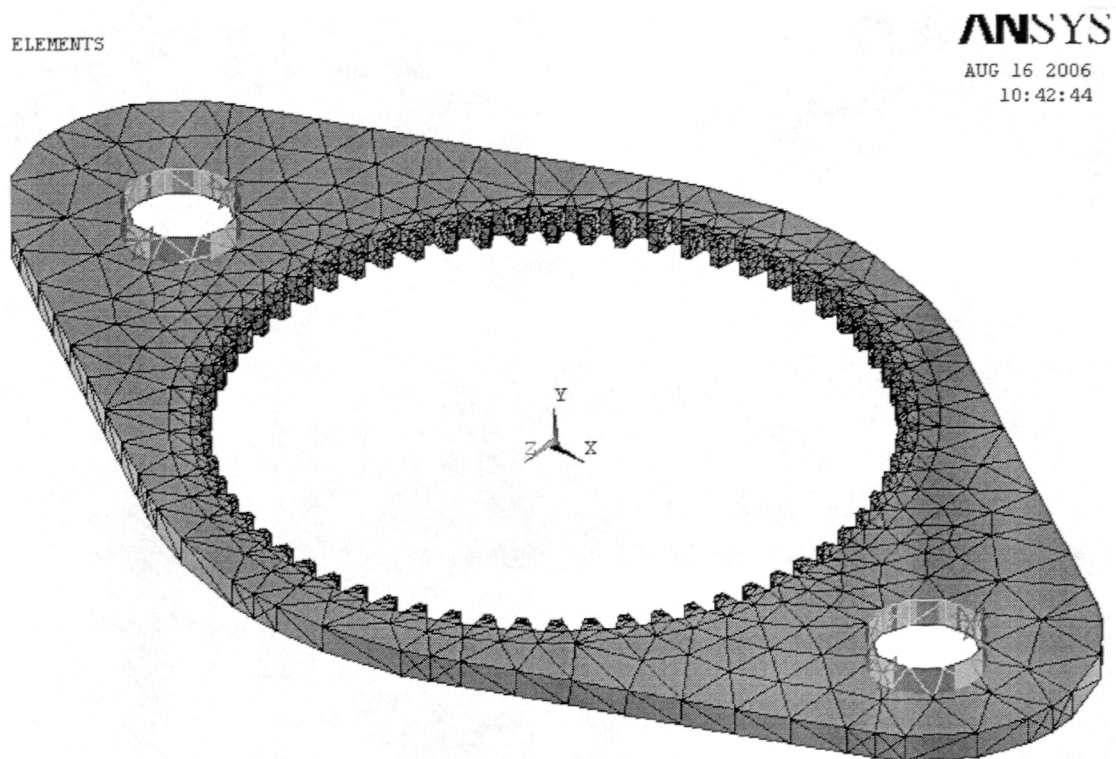


图 4—11 定义约束后的模型图

(2) 施加载荷:

环板是靠外界输入转矩而转动的。轮齿在啮合时，沿啮合线作用在法向齿面上的载荷 $F=28.5N$ （第三章中算出）。为了加载方便，将法向载荷 F 在接触线上分解为 2 个相互垂直的分力。即圆周力 $F_t = F \cos \alpha = 26.7N$ 与径向力 $F_r = Ft \tan \alpha = 10.37N$ ，对应与 ANSYS 中分别加载到 X 和 Y 方向上。

选择菜单 Preprocessor>Load>Define loads>Apply>Structural>Pressure>On Area，然后选择靠近轴孔的一个齿面，点 OK，则出现一对话框，在对话框中输入载荷的大小，则模型如图 4—12 所示。

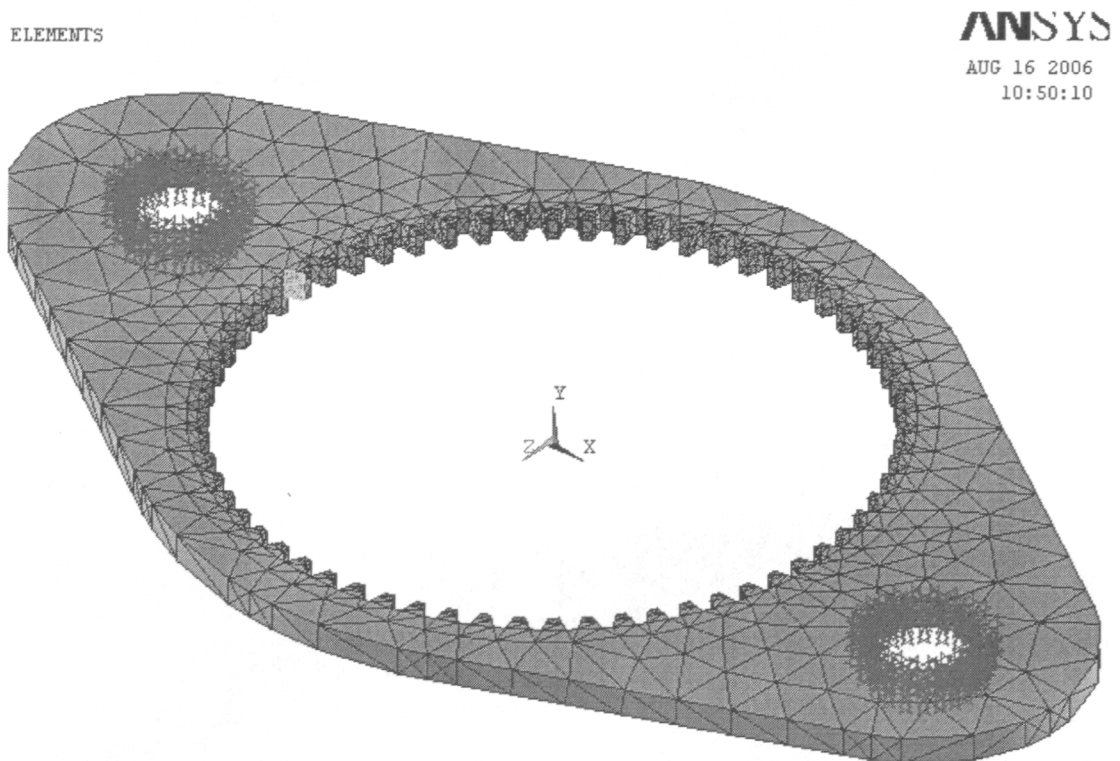


图 4—12 加载后的模型图

由上图可以明显看出，加载后的齿面变成了淡蓝色。本文主要针对环板断裂的问题，故只需研究最易断裂的部位，故加载选在了图中所示的地方。

4.3.5 计算求解和后处理

(1) 计算：

选择菜单 Main Menu>Solution>Analysis Type>New Analysis，在弹出的对话框框中选择 static，如图 4—13 所示。

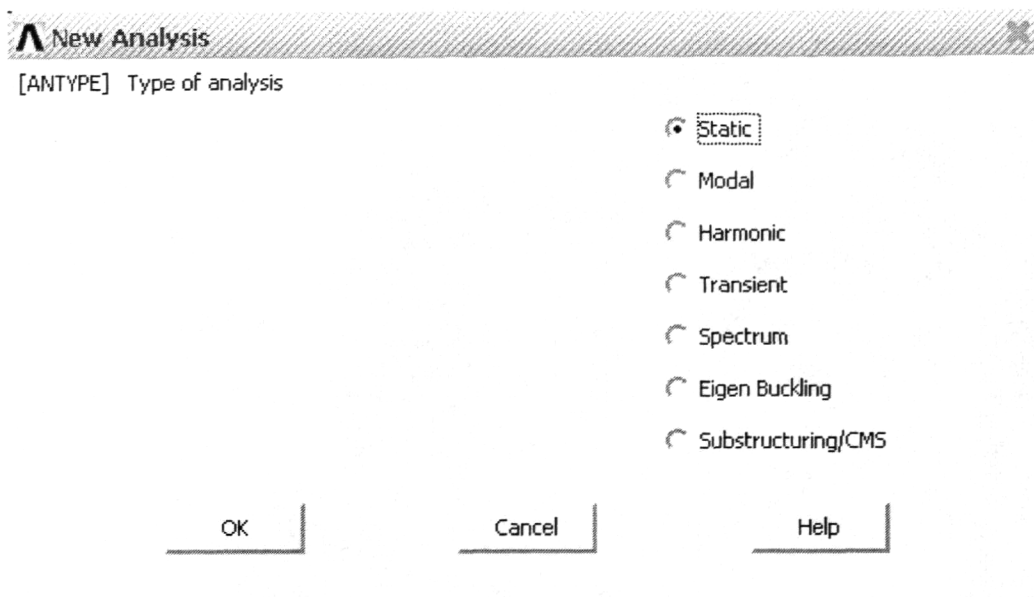


图 4—13 选择计算类型的对话框

然后选择菜单 Solution>Solve>Current LS，此时，软件开始计算，计算完毕后系统会提示。

(2) 结果后处理

通过计算，可以得到环板在载荷作用下产生的变形和应力分布。如图 4—14 和图 4—15 所示。

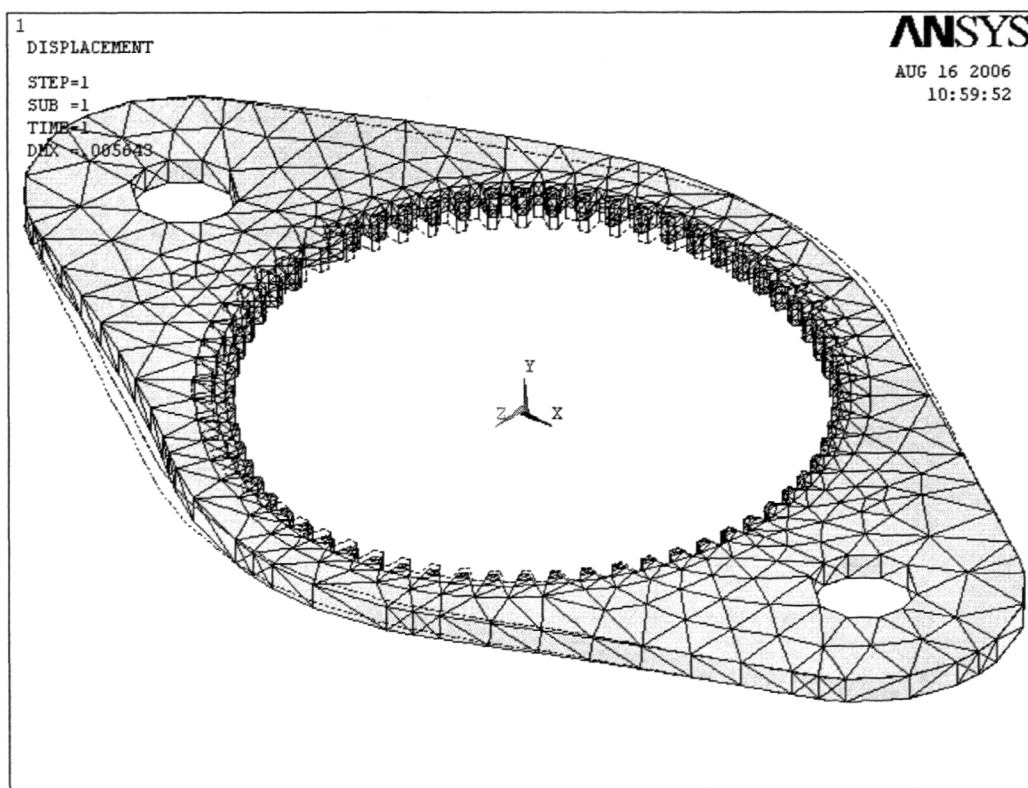


图 4—14 模型变形图

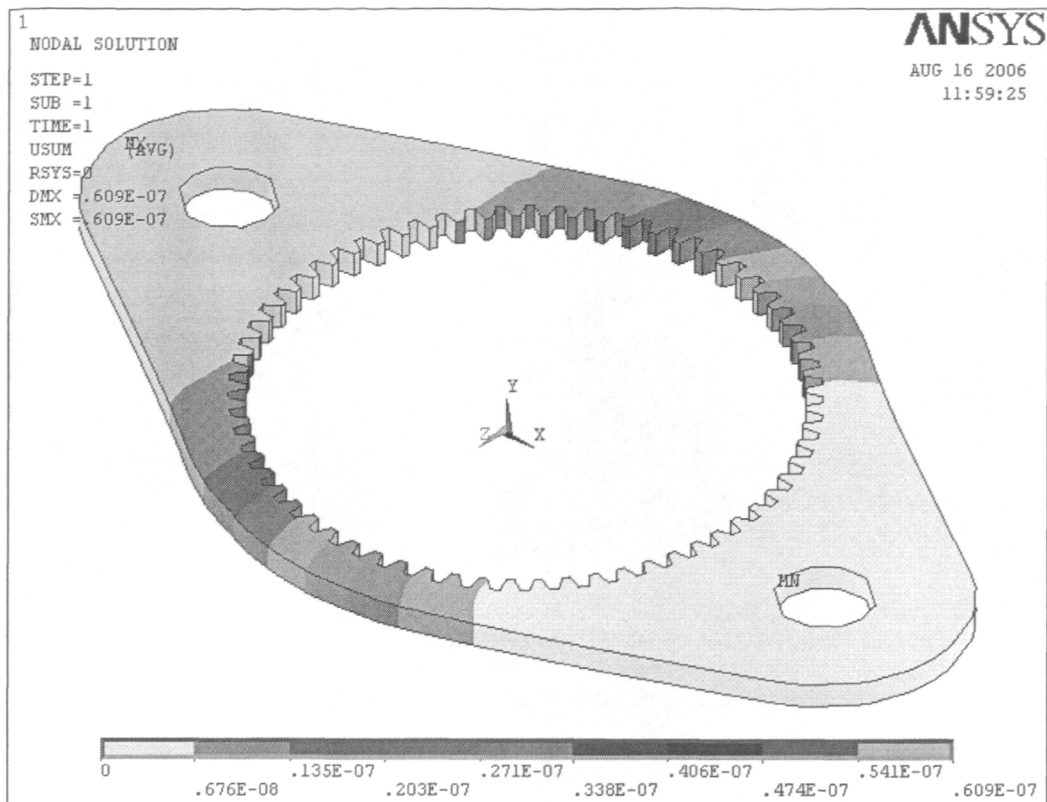


图 4—15 模型应力分布图

由上面两图可以看出，内齿环板在周期性运动的工作过程中，最危险的地方是两轴孔 A 和 B 处。为了减少由内齿轮啮合力的弯、剪作用产生的应力增加，在结构设计时，应尽量保证内齿环板的质心位于两轴之间，并采用对称结构。内齿环板的厚度主要由内齿轮轮齿强度决定，由于轮齿强度并不高，故可不改变内齿环板的厚度。

4. 4 本章小结

本章主要通过有限元分析软件 ANSYS 分析了三环减速器的薄弱部分——环板。并定性的得出了结论：减速器环板的轴孔部位为最薄弱的环节。为环板的设计提供更多的依据。

第五章 全文总结

本文详细地介绍了一种新的渐开线少齿差行星传动地装置——三环减速器。深入了解了其工作原理和特点。针对涟源钢铁厂生产过程中三环减速器碰到地问题——环板断裂,开展论文。经过大量的现场数据测量工作,以及大量的计算工作,成功设计了一块新的环板。设计过程中曾碰到大量的难题,如:不知道该减速器原设计厂所利用的设计数据、减速器中齿轮是否为标准齿轮、是国家标准还是国外标准等等。但都通过不断的努力、假设、反复计算和验证而一一克服,最终算出了设计参数。通过该参数设计出的新环板能较好的与原减速器匹配,几乎与另两块环板一模一样。避免了三环减速器剩余部件的报废和重新去购买一台新的三环减速器的巨大花费。为了避免同样的问题再次发生,针对以前环板出现的断裂问题,对新环板进行了强度校验。此外还通过有限元分析和 ANSYS 软件对三环减速器在使用过程中环板的应变和应力分布情况进行了分析,掌握应力的分布情况,为环板进一步的优化设计奠定了基础。

通过全文的分析研究,得到如下结论:

(1) 通过分析计算出设计环板所必需的参数,研究得知:齿轮模数为 9,变位系数为 0,啮合角为 20 度。新环板的设计验证了测量和分析方法的正确。

(2) 对环板进行了断裂力学分析,得出其寿命,并得知其为正常寿命范围内的损坏。。

(3) 通过对环板进行有限元分析得知:减速器环板的轴孔部位为最薄弱的环节,应力分布云图较好的反映了这一结论。

此外,本文还有很多需要进一步开展或更精确开展的工作,如:

(1) 在设计环板时,有大量的数据测量,测量时采用的测量工具已经十分精确,但有部分需要专用工具测量的部位的数据可能还存在相对较大的误差,为使结果更精确,需要改用专用测量工具。

(2) 基于三环减速器还可以对其进行动力学分析和优化设计,为开发出性能更优异的三环减速器奠定基础。

参考文献

- [1] 蒋施恩. 一种新型减速器——三环减速器. 冶金矿山与建设, 1994,3(2):2
- [2] 刘学厚,黎巨泉. 行星传动设计. 北京工业学院出版社, 1988,6(7):11-14
- [3] 饶振纲. 行星传动机构设计. 国防工业出版社,1994,(3)6:22-25
- [4] 冯澄审. 渐开线少齿差行星传动. 北京:人民教育出版社,1981:3-12
- [5] 林子光等. 国际齿轮装置与传动会议论文集. 北京:机械工业出版社,1977:1-7
- [6] A.E.Barkman. The Selection of Steel and Heat Treatment for Tractor Gears. JDTC,1979,2(1):44-51
- [7] P.Tong. A Family of Hybrid Plate Elements. Numerical Methods in Engineering, 1982,7(11):33
- [8] Welbourn D.B. Fundamental knowledge of Gear Noise-A Survey. Proceedings of I. Mech conference on "Noise and Vibrations of Engines and Transmissions" Grandfield Institute of Technology, 1979,3(7):51-53
- [9] 孙冬野,秦大同,王玉兴. 金属带行星齿轮无级变速系统动力学仿真. 农业机械学报,2000,31(3):67-70
- [10] 应海燕,杨锡和. K-2H 型三环减速器的研究. 机械传动, 1992,5(6):3-7
- [11] 张健超,陈树勋,黄永强. 关于三环减速器的运动学和运动学分析. 机械传动, 2003,27(2):14-17
- [12] 黄文振. 三环减速器振动问题研究. 机械工程学报,1994,30(2)
- [13] 戚厚军. 减速器动态特性分析. 天津:天津大学,2000:36-44
- [14] 陈新. 机械结构动态设计理论方法及应用. 北京:机械工业出版社, 1997:51-52
- [15] J.D.ANDREWS. A Finite element analysis of bending stresses induced in external and internal involute spur gears. Journal of Strain Analysis,1991,26(3):41-47
- [16] G.Chabert,T.Dang,Tran,R.Marthis. An evaluation of stresses and deflection of spur gear teeth under strain. ASME Journal of Engineea for Industry,1974:32-40
- [17] 张光辉. 三环减速器内齿环板应力分析. 机械工程学报,1994,21(3):19-22
- [18] 张国瑞. 有限元法. 北京:机械工业出版社,1991:27-33
- [19] 张国民. ANSYS 应用技术指导. 北京:美国 ANSYS 公司北京办事处,1996:17-22
- [20] 龚曙光. ANSYS 工程应用实例. 北京:机械工业出版社,2003:7-35
- [21] 刘国庆,杨庆东. ANSYS 工程应用教程. 北京:机械工业出版社,2003:5-22
- [22] 李军辉,谭建平,熊勇刚. 基于 ANSYS 的可转位刀片的有限元分析. 机械

设计与研究. 2003,(13)6:23-26

[23] Gao Jin huai , Dong Xiao long , Wang Wen bing. Instantaneous parameters extraction via wavelet transform[J]. IEEE Transactions on Geoscience and Remote Sensing, 1999,37(2):867-870

[24] Delprat N, Escudie B, Guillemain P. Asymptotic wavelet and gabor analysis: extraction of instantaneous frequencies[J].IEEE Transactions on Information Theory, 1992,38(2):644-664

[25] 吴春英. 内齿行星齿轮传动连续传力条件的研究. 西北轻工业学院学报, 1998, 16 (2) :35-38

[26] 张春林. 平动齿轮机构的重合度分析. 机械科学与技术, 1998.17 (6): 968-970

[27] 梁永生. 三环减速器变形协调条件的确定及其受力分析. 机械设计, 1999, 11 (10): 10-13

[28] 崔建昆, 张光辉. 三环减速器的受力分析. 机械传动, 1996.20(4): 21-25

[29] 崔亚辉, 阮忠唐等. 三环式行星传动的受力分析. 机械科学与技术, 1998.17(4): 615-617

[30] 崔建昆, 白国振. 三环减速器环板惯性力平衡和实验研究. 机械, 1998.25(1): 21-22

[31] 辛绍杰. 新型三环式少齿差齿轮减速器的结构设计. 大庆石油学院学报, 1999.23(4): 97-100

[32] 舒小龙, 夏齐霄. 少齿差内啮合齿轮的强度计算. 机械设计, 2002.19 (10): 35-37

[33] 舒小龙. 渐开线少齿差传动的轮齿载荷研究. 北京联合大学学报, 1991. (2): 44-52

[34] 唐国良, 汪蜀浩. 双曲柄双齿环行星减速器. 实用新型专利, CN2118208U

[35] 朱才朝, 秦大同. 内齿行星齿轮传动动态特性的研究. 重庆大学学报, 1997, 20(5): 26-32

[36] 朱才朝, 秦大同. 内齿行星齿轮传动参数动态优化. 重庆大学学报, 1997.20(2): 89-94

[37] 孙桓, 陈作模. 机械原理(第五版). 北京: 高等教育出版社, 1996: 1-26

[38] 张展主. 实用机械传动设计手册. 北京: 科学出版社, 1994: 15-21

[39] 徐灏主. 机械设计手册(第2版)第四卷. 北京: 机械工业出版社, 2001: 37-49

[40] 朱孝录, 鄂中凯. 齿轮承载能力分析. 北京: 高等教育出版社, 1992: 21-23

[41] 董刚, 李建功, 潘凤章. 机械设计(第3版). 北京: 机械工业出版社, 1998: 11-18

[42] 范天佑. 断裂力学基础. 江苏: 江苏科学技术出版社, 1978: 27-35

- [43] 绪武扬. 断裂力学基础. 北京: 科学出版社, 1979:24-27
- [44] 王仁东. 断裂力学原理和应用. 北京: 化学工业出版社, 1984:41-49

攻读学位期间主要的研究成果

蔡戊喜 三环减速器环板断裂力学分析 装备制造技术

致 谢

在论文完成之际，作者首先要向导师王艾伦教授致以深深的谢意。在攻读硕士学位的两年半期间，导师严谨的治学态度、活跃的学术思想、渊博的知识、宽容的长者风范使学生受益匪浅。在撰写论文的过程中，导师从整个论文的选题到具体工作都付出了大量心血，每遇到困难，导师总是耐心的指导和热情的鼓励。同时，学生在整个研究生阶段也得到了导师思想上的教育和生活上的关心，让学生能端正学术态度，集中精力做好研究工作。在此谨向导师王艾伦教授表示衷心的感谢和深深的敬意。

谨以此论文感谢所有关心、爱护和帮助过我的同学、朋友和亲人！