

# 基于活齿传动的电动轮自卸车轮边减速器设计

王春艳, 白 鑫, 童 镭, 王 素\*

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

**摘要:**针对重型矿用电动轮自卸车轮边减速器工作条件恶劣且需承受较大负载和冲击载荷,故障率高的问题,根据 GE788 型电动轮自卸车轮边减速器设计满足该型号自卸车使用要求的活齿传动轮边减速器,确定了活齿传动轮边减速器的结构和基本尺寸,分析了活齿传动啮合件的受力情况并进行了强度估算。研究表明,该活齿传动轮边减速器满足设计要求,为基于活齿传动的电动轮自卸车轮边减速器的设计提供了依据。

**关键词:**电动轮自卸车;轮边减速器;活齿传动

**中图分类号:**TH122;TH132

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2011)03-0286-06

## Design of wheel hub reducer for motor-wheel dump truck based on oscillatory roller transmission

WANG Chun-yan, BAI Xin, TONG Lei, WANG Su

(School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Aiming at high failure rate resulting from poor working condition, heavy load and impact of heavy mining motor-wheel dump trucks, an oscillator transmission reductor for motor-wheel dump trucks with required design function of GE788 was presented. The structure and basic dimensions of oscillator transmission reductor were determined, and the stress and strength of meshing component in oscillator transmission reductor were estimated and calculated. The results indicate that the proposed oscillator transmission reductor satisfies the design requirement and provides a reference for the design of wheel reducers of motor-wheel dump trucks.

**Key words:** motor-wheel dump truck; wheel hub reducer; oscillatory roller transmission

## 0 引 言

目前在年开采量千万吨级以上的大型露天矿山运输设备中,矿用电动轮自卸车已占据近 2/3 的市场,承担着世界上 40% 的煤、90% 的铁矿石的开采运输<sup>[1-2]</sup>。

电动轮自卸车使用环境恶劣,其轮边减速器磨损大、故障率高,如何更好的设计、制造和维护轮边减速器已成为电动轮自卸车研发中亟需解决的关键问题<sup>[3]</sup>。与传统齿轮传动相比,活齿传动具有承载能力大、单级速比高、抗冲击能力强、传动效率高和扭矩波动小等特性<sup>[4]</sup>,因此活齿传动在电动轮自卸车上具有

广泛的应用前景。

本研究根据活齿传动原理和特点,对活齿传动技术应用于电动轮自卸车轮边减速器的可行性进行研究,根据设计要求确定了活齿传动轮边减速器的结构和基本尺寸,分析了活齿传动啮合件的受力情况并进行了强度估算,为基于活齿传动的电动轮自卸车轮边减速器的设计提供了依据。

## 1 活齿传动的结构

活齿传动由 3 个基本构件组成,即:激波盘、滚轮、内齿圈,如图 1 所示。激波盘相当于支承行星轮的行

星架,与内齿圈一起组成了 K-H-V 型少齿差行星传动,这种类型的活齿传动称为少齿差行星齿轮传动。活齿架与滚轮组成的活齿轮与行星齿轮的功能相似,作为传动的输出端。当驱动力由输入轴输入时,带动由标准轴承组成的偏心圆凸轮几何中心绕固定中心转动。由于偏心圆凸轮圆心位置的变化,活齿中心与固定中心点的距离也随之发生变化,迫使活齿沿活齿架上的径向槽移动;又由于活齿同时与内齿轮齿廓以及活齿架径向槽壁接触,活齿在径向槽内移动的同时被迫沿着内齿廓滚动,进而推动活齿架转动,完成速度变换和动力传递。

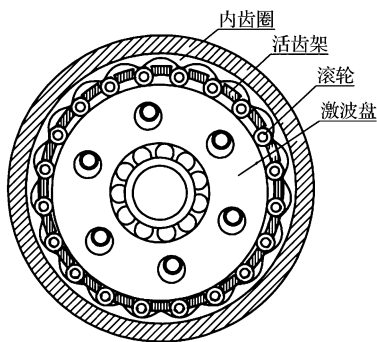


图1 活齿传动原理图

活齿传动结构与传统齿轮传动结构有较大不同,与传统齿轮传动相比,活齿传动具有以下特点:构造简单、轴向和径向尺寸小、重量轻;多齿啮合同轴传动、抗冲击能力强、承载能力高、传动平稳无噪声;传动比大、可调范围广、传动效率高<sup>[5]</sup>。活齿传动已应用到能源、通信、机床、冶金、造船、起重运输、化工、建筑工程、农机、医疗器械、仪器仪表、纺织、轻工及食品机械等领域,但还未见将活齿传动应用于电动轮自卸车轮边减速器。

## 2 电动轮自卸车轮边减速器应用现状

目前国内外重型电动轮自卸车的传动方案均采用直流电机作为动力源驱动双级行星齿轮减速器。双级行星齿轮减速器主要由1个太阳轮、3个大行星齿轮、3个小行星齿轮和1个内齿圈组成,具有单一内啮合和单一外啮合,是典型的NW行星齿轮传动减速机构。其中,太阳轮浮动,没有固定径向支承,其一端通过花键套与电枢轴连接,另一端依靠与沿圆周均布的3个大行星齿轮啮合自动定心,并保证适当的啮合侧隙及齿顶间隙。大、小行星齿轮通过热套过盈配合形成整体双联行星齿轮<sup>[6-7]</sup>。

直流电机驱动太阳轮旋转,太阳轮带动3个大行星轮,并通过与大行星轮同轴的小行星轮带动位于扭

力管上的内齿圈转动,最后经轮毂带动车轮转动,如图2所示。

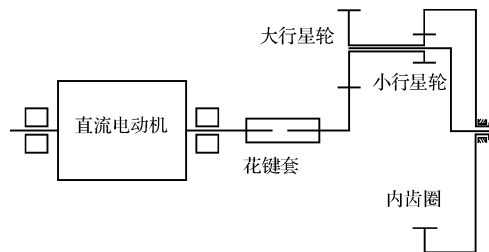


图2 GE788 电动轮自卸车轮边减速器传动系统

大型矿用电动轮自卸车轮边减速器高负荷运转并承受较大冲击,易造成齿轮断裂,坏修率高,如图3所示。

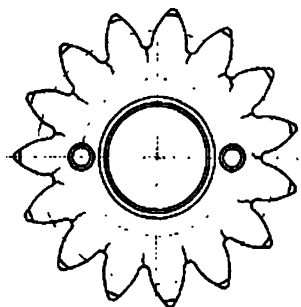


图3 190 t 电动轮自卸车轮边减速器太阳轮裂纹

重型矿用电动轮自卸车主要分布在煤炭、冶金等行业,其装载质量主要为108 t、154 t、190 t共3种。如装载质量为190 t的美国 DERSSER 830E,其发动机额定功率为1 491 kW,电机最高转速为2 350 r/min,最大车速为55.4 km/h,速比为26.081。本研究选取了DERSSER 830E(190 t)电动轮自卸车轮边减速器GE788为例进行活齿传动轮边减速器设计<sup>[8]</sup>。

## 3 基本参数和几何尺寸

### 3.1 基本参数选定

活齿传动基本参数有传动比、齿数、固齿分度圆直径和偏心量。根据设计要求选定参数后,按照图4计算出活齿传动几何尺寸。由于活齿传动单级传动比可达45,承载能力是普通齿轮的5倍,采用单级活齿传动即可满足设计要求。

#### (1) 传动比。

设计采用活齿架固定、激波器主动、内齿圈从动的传动方式,传动比计算如下:

$$i = \frac{z_h}{z_h - z_g} \quad (1)$$

式中: $z_h$ —活齿齿数, $z_g$ —固齿齿数。

可得活齿传动单级传动速比为 $i = 6 \sim 45$ ,根据设

计要求,选取传动比  $i = 26$ 。

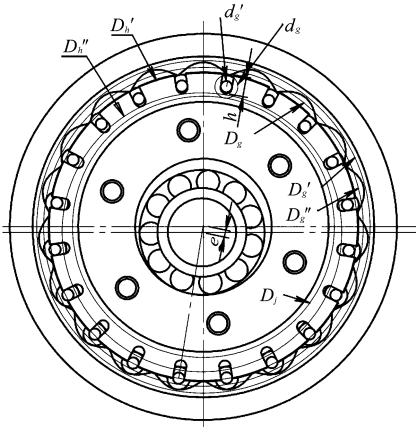


图 4 活齿传动的主要参数和几何尺寸

$d_g$ —活齿滚轮直径; $d_g'$ —销轴直径; $e$ —偏心距; $D_g$ —固齿齿轮分度圆直径; $D_g'$ —固齿齿轮齿根圆直径; $D_g''$ —固齿齿轮齿顶圆直径; $D_h'$ —活齿架外径; $D_h''$ —活齿架内径; $D_j$ —激波盘外径; $h$ —活齿架齿槽深度

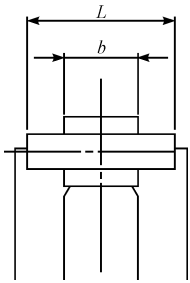


图 5 销轴轴向尺寸

(2) 齿数。

由传动比计算可得活齿齿数  $z_h = 26$ , 固齿齿数  $z_g = 25$ 。

(3) 固齿齿轮分度圆直径。

固齿齿轮分度圆直径  $D_g$  是减速器结构尺寸大小和承载能力的基本参数,其值由强度计算和结构设计确定。在进行初步设计时,参考相似类型减速器,初选  $D_g$  为 900 mm,最终尺寸由强度计算确定。

(4) 活齿滚轮直径和销轴直径。

活齿滚轮直径  $d_g$  根据活齿与固齿的共轭特性和结构的可行性选定。由公式知:

$$d_g = (0.4 \sim 0.6) D_g \sin(180^\circ / z_g) \quad (2)$$

式中: $D_g$ —固齿齿轮分度圆直径, $z_g$ —固齿齿数。

初步选取  $d_g = 56$  mm。一般情况下,活齿滚轮直接用销轴支承,销轴轴向尺寸如图 5 所示,销轴直径  $d_g' = (0.4 \sim 0.7) d_g$ ,初步选取  $d_g' = 30$  mm。

(5) 偏心距  $e$ 。

偏心距  $e$  的大小直接影响啮入深度、压力角和受力特性,一般取  $e = (0.15 \sim 0.24) d_g$ ,初步选取  $e = 11$  mm。

### 3.2 结构和几何尺寸确定

活齿传动基本结构图如图 6 所示。本研究设计的活齿轮边减速器结构图如图 7 所示,输入轴 11 与电机相连接,活齿轮 9 与电动轮自卸车车架相连接,连接方式需根据具体参数和实际情况确定;固齿轮 8 通过螺栓与车轮轮毂连接。电动机带动输入轴,输入轴和联接轴采用过盈或花键联接,联接轴通过花键带动偏心轴等速旋转,偏心轴带动套在其上的轴承,使其绕输入轴中心线旋转。轴承径向尺寸的变化产生径向推力,迫使活齿与固齿圈齿廓啮合,沿着活齿架均布径向导槽移动。由于活齿架固定,固齿轮受活齿、活齿架的约束,以等角速度旋转,实现定速比的转速变换。与原有机型相比,这种形式降低了体积和质量,承载能力和抗冲击能力明显提高。基本尺寸确定如下:

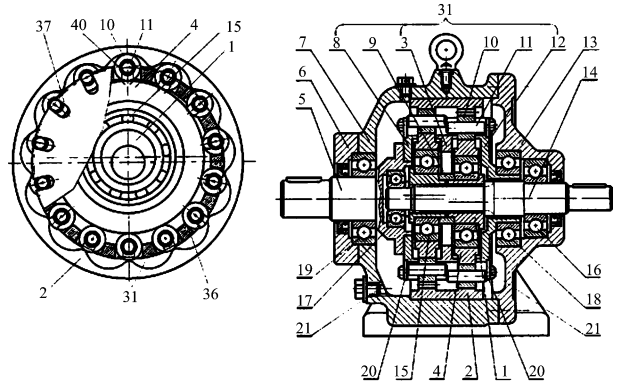


图 6 活齿传动基本结构

1—右活齿架;2—固齿圈;3—活齿盘;4—激波盘;5—输出轴;6—大端盖;7—左壳体;8—左传力盘;9—挡圈;10—套筒形滚轮;11—销轴;12—右传力盘;13—右壳体;14—输入轴;15、16、17、18、19—轴承;20、21—连接螺栓;31—激波器;37—活齿架齿槽;40—滚针轴承

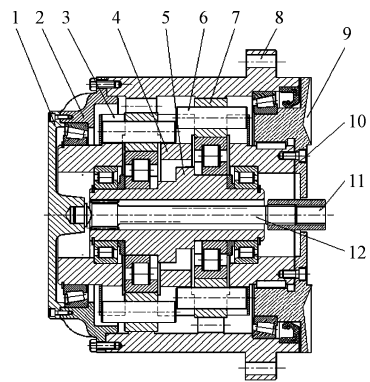


图 7 本研究设计的活齿轮边减速器结构图

1—端盖;2—端盖连接盘;3—左活齿架;4—中活齿架;5—偏心轴;6—销轴;7—套筒形滚轮;8—固齿轮;9—右活齿架;10—小端盖;11—输入轴;12—联接轴

(1) 激波器外径。

激波器由装于输入轴的偏心轮1、外套于偏心轮的滚动轴承15和激波盘4组成,如图6所示。激波器主要尺寸是激波盘外径,根据公式:

$$D_j = 2 \times (D_g/2 - d_g/2 - e) \quad (3)$$

式中: $D_g$ —固齿齿轮分度圆直径, $d_g$ —活齿滚轮直径。

可得:激波盘外径  $D_j = 822$  mm。激波盘内径由偏心轮所选滚动轴承的外径确定。

(2) 固齿齿轮。

固齿齿轮2是一个具有  $z_g$  个内齿的齿圈,其齿廓曲线是滚轮10在偏心圆激波器的驱动下作径向运动,同时又按速比  $i$  做等速周向运动时的包络线。由公式:

$$D_g' = D_g + d_g \quad (4)$$

可知:固齿齿轮齿根圆直径  $D_g' = 956$  mm。

由公式:

$$D_g'' = D_g' - 4e \quad (5)$$

可知:固齿齿轮齿顶圆直径  $D_g'' = 911$  mm。

(3) 活齿齿轮。

活齿齿轮以套筒滚轮10以及其内部的支撑于销轴11上的滚针轴承40作为活齿;活齿架由直接与输出轴相联接的活齿3和传力盘8相联接而成<sup>[9]</sup>。活齿齿轮由一组活齿滚轮装在活齿架中组成,活齿滚轮的径向尺寸在参数选择时已经确定,此处只要确定活齿滚轮的轴向尺寸和活齿架的基本尺寸。活齿滚轮的宽度  $b = (0.6 \sim 1.2)d$ ,取  $b = 34$  mm;活齿销轴的长度  $L = (1.8 \sim 2.2)b$ ,取  $L = 62$  mm,如图5所示;活齿架外径  $D_h' = D_g'' - 2x(0.2 \sim 1)$ ,取  $D_h' = 909$  mm;活齿架内径  $D_h'' = 2x(D_j/2 + e) + 2(x0.2 \sim 0.4)$ ,取  $D_h'' = 845$  mm;销轴槽深度  $h = d_g/2 + d_g'/2 = 43$  mm。销轴槽轴向宽度  $b' = (L - b)/2 = 9.5$  mm。

3.3 活齿传动减速器内齿圈齿廓的确定

活齿传动的内齿圈齿廓确定是在选定了上述基本参数的基础上进行的。同时,通过齿廓曲线的计算和图形绘制,可以验证参数选择的合理性。如有不当,可以修正参数,直到齿廓曲线达到较为理想的状态。参数选择和齿廓设计是交错进行的,因此齿廓的设计非常重要。

活齿传动固齿轮齿廓采用正包络方法设计。用带销轴的圆柱形滚轮作为活齿,活齿的齿头和齿底就是同一圆弧;用圆盘通过滚动轴承套在偏心圆上作为激波器;固齿齿廓做成活齿滚轮按激波器驱动,固齿齿轮等速转动时的活齿齿廓的包络线。当选定了活齿传动的基本参数后,可求得固齿齿廓曲线各点所在的坐标值,如图8所示。

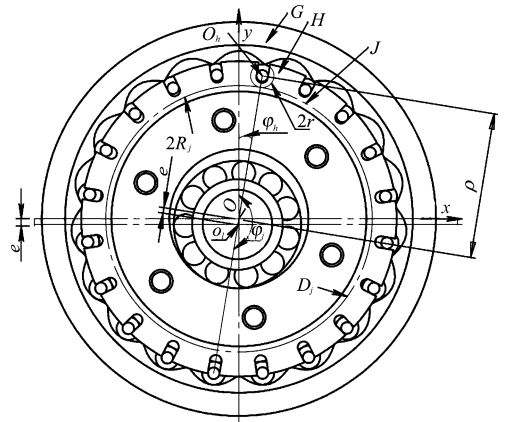


图8 活齿传动固齿齿廓曲线计算简图

(1) 活齿滚轮中心  $O_h$  点的轨迹方程为:

$$\begin{cases} x_{oh'} = \rho \sin \varphi_h \\ y_{oh'} = \rho \cos \varphi_h \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\rho$ —活齿滚轮的向径。

且:

$$\rho = e \cos(\varphi_j - \varphi_h) + \sqrt{(R_j + r)^2 - e^2 \sin^2(\varphi_j - \varphi_h)} \quad (7)$$

式中: $\varphi_j$ —活齿滚轮滚过角度, $\varphi_h$ —激波盘滚过角度, $R_j$ —激波盘半径, $r$ —活齿滚轮半径。

(2) 活齿滚轮中心  $O_h$  点轨迹方程的单位法向量方程为:

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} \vec{n}_{ox} \\ \vec{n}_{oy} \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$n_{ox} = -B/C \quad (9)$$

$$n_{oy} = A/C \quad (10)$$

$$C = \sqrt{A^2 + B^2} \quad (11)$$

式中:

$$A = F \sin \varphi_h + \rho \cos \varphi_h \quad (12)$$

$$B = F \cos \varphi_h - \rho \sin \varphi_h \quad (13)$$

$$F = \frac{d\rho}{d\varphi_h} = -(1-i) e \sin(\varphi_j - \varphi_h) - \frac{(i-1)e^2 \sin(\varphi_j - \varphi_h) \cos(\varphi_j - \varphi_h)}{\sqrt{(R_j + r)^2 - e^2 \sin^2(\varphi_j - \varphi_h)}} \quad (14)$$

(3) 固齿轮齿廓向量方程。

分别计算出上述各项后,单位法向量分量  $n_{ox}$ 、 $n_{oy}$  的数值、固齿轮齿廓矢径向量值均可由下式求得:

$$\vec{\rho}_e = \begin{pmatrix} \vec{x}_E \\ \vec{y}_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \vec{x}_{oh} + \vec{n}_{ox} r \\ \vec{y}_{oh} + \vec{n}_{oy} r \end{pmatrix} \quad (15)$$

选定活齿传动基本参数, $\varphi_h$  用  $\varphi_h = \varphi_j/j$  代入,再以  $\varphi_j$  为变数,并选取适当步长,求得满足计算精度的固齿齿廓曲线坐标值。固齿齿廓曲线前13个点的坐标值如表1所示,所求固齿轮齿廓曲线如图9所示。

表 1 固齿齿廓曲线坐标点范例

偏心距 $e$ /mm	活齿滚轮半径 $r$ /mm	激波盘半径 $R$ /mm	单圈滚轮数量 $Z_g$	激波盘平均转角 $\alpha$	激波盘转角 $\alpha\pi/(\circ)$	$X$ /mm	$Y$ /mm
11	28	411	26	0.017 45	0	0	478
11	28	411	26	0.017 45	0.017 45	0.620 7	477.996 5
11	28	411	26	0.017 45	0.034 91	1.241 18	477.986
11	28	411	26	0.017 45	0.052 36	1.861 21	477.968 5
11	28	411	26	0.017 45	0.069 81	2.480 58	477.944 1
11	28	411	26	0.017 45	0.087 27	3.099 05	477.912 7
11	28	411	26	0.017 45	0.104 72	3.716 43	477.874 4
11	28	411	26	0.017 45	0.122 17	4.332 49	477.829 3
11	28	411	26	0.017 45	0.139 63	4.947 01	477.777 4
11	28	411	26	0.017 45	0.157 08	5.559 81	477.718 8
11	28	411	26	0.017 45	0.174 53	6.170 67	477.653 6
11	28	411	26	0.017 45	0.191 99	6.779 39	477.581 8

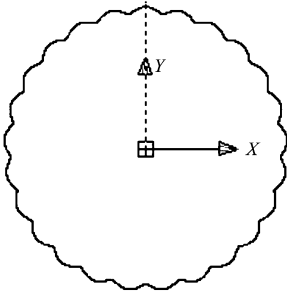


图 9 所求固齿齿轮齿廓曲线

### 3.4 啮合件受力和强度估算

活齿传动在工作时,有多个齿同时啮合,且每个齿的啮合位置和压力角不同,因此啮合件的受力情况十分复杂,在满足使用要求的情况下,一般根据实际情况进行简化。

假设活齿传动在有效啮合范围内,载荷是均匀分布的,并且以固齿齿轮齿廓分度圆的  $1/2$  作为活齿滚轮与固齿啮合的平均半径。

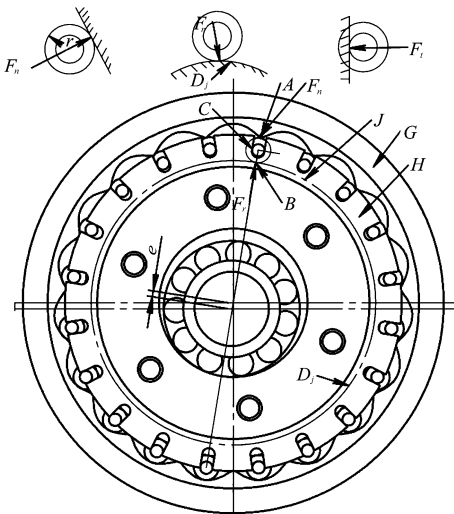


图 10 活齿传动啮合点的受力情况

活齿传动齿高很小,齿根很厚,一般不需要进行弯曲强度计算,活齿传动各啮合点的受力情况如图 10 所示。

(1) 活齿传动啮合件的受力。

已知电动机功率,该轮边减速器所承受的工作扭矩为:

$$T_2 = \frac{9\ 550P_2}{n_2} \quad (16)$$

式中: $P_2$ —电动机功率, $n_2$ —输出转速。

单排活齿总切向力  $F_T$  (N) 为:

$$F_T = T_2/D_g \quad (17)$$

式中: $D_g$ —分度圆直径。

单个活齿滚轮驱动活齿架转动的切向力  $F_t$  (N) 为:

$$F_t = 2F_T/z_h \quad (18)$$

活齿滚轮垂直作用于固齿齿廓的法向力  $F_n$  (N) 为:

$$F_n = F_t/\cos \alpha \quad (19)$$

活齿滚轮作用于激波盘的径向力  $F_r$  (N) 为:

$$F_r = F_t \times \tan \alpha \quad (20)$$

(2) A 副—活齿滚轮和固齿齿廓的接触强度计算  $\sigma_k$  (N/mm<sup>2</sup>)。

接触强度  $\sigma_k$  为:

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \times E}{b \times r}} \leq \sigma_{kp} \quad (21)$$

式中: $E$ —相接触两件材料的弹性系数; $b$ —活齿滚轮的宽度; $r$ —活齿滚轮的半径,半径  $r = d_g/2$ ; $\sigma_{kp}$ —许用接触应力。

经校核计算出最大接触应力为 560 MPa,而许用应力为 1 050 MPa,符合设计要求。

(3) B 副—活齿滚轮和激波盘的接触强度计算  $\sigma_k$  (N/mm<sup>2</sup>):

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\sqrt{\left(\frac{F_n \times E}{b}\right) \left[\frac{2(d_g + D_j)}{D_j d_g}\right]}} \leq \sigma_{kp} \quad (22)$$

式中: $D_j$ —激波盘直径, $d_g$ —活齿轮直径。

经校核计算出最大接触应力为 687 MPa,而许用应力为 1 050 MPa,符合设计要求。

(4) C 副—活齿销轴和活齿架的接触强度计算  $\sigma_k$  (N/mm<sup>2</sup>):

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{F_t \times E}{b' \times r'}} \leq \sigma_{kp} \quad (23)$$

式中: $b'$ —销轴和销轴槽的接触线长度;半径  $r'$ —销轴半径, $r' = d_g'/2$ 。

经校核计算出最大接触应力为 840 MPa,而许用应力为 1 050 MPa,符合设计要求<sup>[10-13]</sup>。

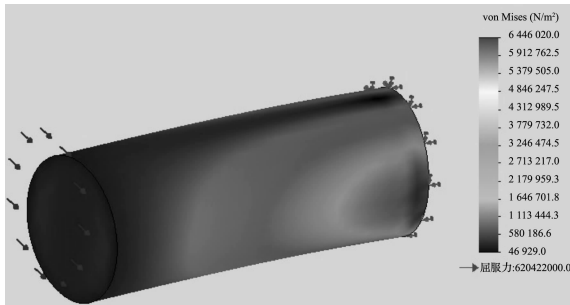


图 11 滚柱受力情况

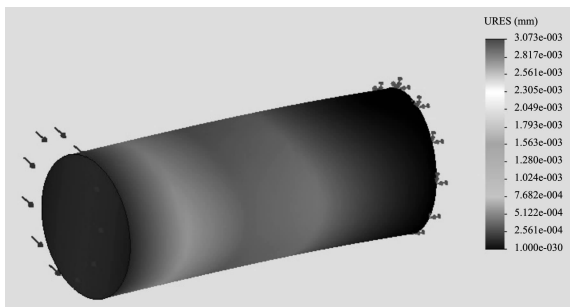


图 12 滚柱位移情况

通过分析证实,本研究设计的活齿传动轮边减速器满足设计要求<sup>[14-15]</sup>。

由于活齿传动效率计算没有成熟的方法,实际加工检测中,活齿传动单级效率可达 90% ~ 95%。

## 4 结束语

针对现有电动轮自卸车轮边减速器承受冲击载荷能力差、易造成机器损坏等缺陷,本研究设计了满足重型矿用电动轮自卸车使用要求的活齿减速器。设计发挥了活齿传动技术在电动轮自卸车轮边减速器上的特

点,将原两级行星齿轮传动减少为一级活齿传动,活齿减速器体积相比减小 1/3 左右。通过强度验算分析,活齿减速器提高了抗冲击能力,约为普通齿轮传动的 5 倍左右。设计为将活齿传动技术应用于电动轮自卸车轮边减速器提供了依据。

## 参考文献 (References):

- [1] 万海如,唐建蓬,段家典. 重型矿用电动轮自卸车的现状及发展趋势[J]. 重型汽车,2001(1):24-26.
- [2] SAITO H, SUGIURA H, YUTA S. Development of autonomous dump trucks system (HIVACS) in construction [C]// Robotics and Automation, 1995. Proceedings, 1995 IEEE International Conference on, 1995:2524-2529.
- [3] 杨钟胜. 电动轮自卸车轮边减速器齿轮常见失效形式和预防措施[J]. 汽车工艺与材料,2009(1):49-55.
- [4] LI Gui-xian, YANG Wei-jun, LI Xiao, et al. Torsional vibration of rollerscillating tooth gear drive [J]. **Journal of DongHua University**, 2002, 19(2):69-73.
- [5] 李剑锋,曲继方. 活齿少齿差传动简介[J]. 机械研究与应用,1991(2):11-15.
- [6] 曲继方. 活齿传动理论[M]. 北京:机械工业出版社,1993.
- [7] 张小青,王细泽. 电能回滞式齿轮故障诊断试验的设计[J]. 机电工程技术,2010,39(6):52-54.
- [8] 杨钟胜. 进口电动轮自卸车轮边减速器传动齿轮的研究与制造[J]. 汽车工艺与材料,2009(1):54-60.
- [9] 贺渡. 后卸式电动轮自卸车总体设计[J]. 汽车技术,1994(2):7-15.
- [10] 冯四平,李菲,张佑林. 活齿端面谐波齿轮移动副受力及接触型式研究[J]. 机电工程,2009,26(2):73-76.
- [11] 成大先,王德夫,姬奎生,等. 机械设计手册[M]. 4版. 北京:化学工业出版社,2001.
- [12] LI G, YANG W. Study on force model of roller oscillating tooth geardrive [J]. **Machine Design and Research**, 2001,17(4):34-35.
- [13] LI Gui-xian, SUN Yu, ZHANG Xin. Meshing theoretical study and simulation on cylindrical tri-sine oscillating tooth gear drive[J]. **Journal of DongHua University**, 2004, 21(1):117-120.
- [14] 宫霞霞,孙付春,李凤芹. 基于 UG/Open API 的摆线齿轮的参数化设计[J]. 现代制造技术与装备,2010(1):63-64.
- [15] 徐智勇. M450 拉丝机行星齿轮传动机构的国产化[J]. 机电技术,2010(2):123-125.

[编辑:张翔]