

## 楼道升降机齿轮齿条传动强度分析

严文磊<sup>1</sup>,徐杰<sup>2</sup>,许皓<sup>2</sup>

(1. 盐城工学院 机械工程学院, 江苏盐城 224000; 2. 希姆斯电梯(中国)有限公司, 江苏无锡 214000)

**摘要:**运用 ANSYS Workbench 软件对楼道升降机的齿轮齿条结构进行静力学分析,先研究楼梯非转弯处的直线齿条,将其齿根处抗折断强度的理论值与 ANSYS 软件有限元仿真结果进行对比,得出符合此工况的齿轮齿条模型加载方式,再将此方式应用到曲线齿条。结果表明:在楼道非转弯处,直线齿条齿根处的最大应力值与理论计算值基本吻合,且大于齿轮齿根处的最大应力值;在楼道转弯处,不同折弯半径的齿条与齿轮啮合时,齿轮和齿条的齿根处最大应力值呈现先增加后减小的趋势,最终在齿条折弯半径达到 500 mm 时,齿轮和齿条的齿根处最大应力达到最大,分别为 204.19 MPa、400.46 MPa。

**关键词:**楼道升降机;齿轮齿条;强度校核;有限元分析

**中图分类号:**TH22 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5322(2021)04-0054-05

近年来,随着国家对老旧小区改造的深入,老旧小区安装电梯的需求越来越多,同时因安装电梯影响低层住户采光、通风等导致高层住户和低层住户的矛盾也日益增多。为此,在楼道两旁加装导轨即可直接使用的楼道升降机应运而生。因为这种新的纵向交通工具<sup>[1]</sup>,既不破坏原有的建筑结构,又不影响低层住户的生活体验,还能满足高层住户的出行需求,很好地解决高层住户和低层住户因安装电梯而产生的矛盾。

### 1 楼道升降机的结构

楼道升降机结构分为座椅机构和导轨机构两个部分,如图 1 所示。其中座椅机构通常是固定的,由座椅、机箱、齿轮等部分组成,如图 1a 所示;而导轨机构一般是不固定的,通常由现场测绘而来,由上下轨道、齿条等部分组成,如图 1b 所示。

座椅机构通过压轨装置与导轨机构的上轨道相连,再通过齿轮与导轨机构下轨道内侧的齿条啮合,在拨片开关的作用下实现楼道升降机的点动运行,再通过转向手柄实现座椅的自由转向。

### 2 齿轮齿条强度计算

在楼道升降机结构中,齿轮齿条的传动强度必须有可靠的保障,以防止事故的发生。在楼道升降机结构中,齿条暴露在空气中,而齿轮有防尘罩,故可认为齿轮齿条传动为开式传动。对于开式齿轮传动,一般按照齿面抗磨损和齿根抗折断 2 个准则进行校核。但目前对齿面抗磨损能力的计算方法不够完善,故对开式传动而言,仅以齿根弯曲疲劳强度作为设计准则<sup>[2]</sup>。

在楼道升降机结构中,由于设计时齿轮齿宽大于齿条齿宽,齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力应大于齿条,故重点对齿条的齿根弯曲应力进行校核。

假设齿轮材料为 40Cr,调质后表面淬火,硬度为 HRC48-55,模数为 3.5 mm,压力角为 20°,齿顶高系数为 1、顶隙系数为 0.25,齿数为 19,齿宽为 15.5 mm,分度圆直径为 66.5 mm;齿条材料为 45 钢,调质处理,硬度为 HRC43-50<sup>[3]</sup>,模数为 3.5 mm,压力角为 20°,齿顶高系数为 1、顶隙系数为 0.25,齿宽为 10 mm,齿条齿根弯曲应力计算公式如下<sup>[2]</sup>:

收稿日期:2021-04-27

作者简介:严文磊(1995—),男,江苏盐城人,硕士生,主要研究方向为电梯结构设计与分析。

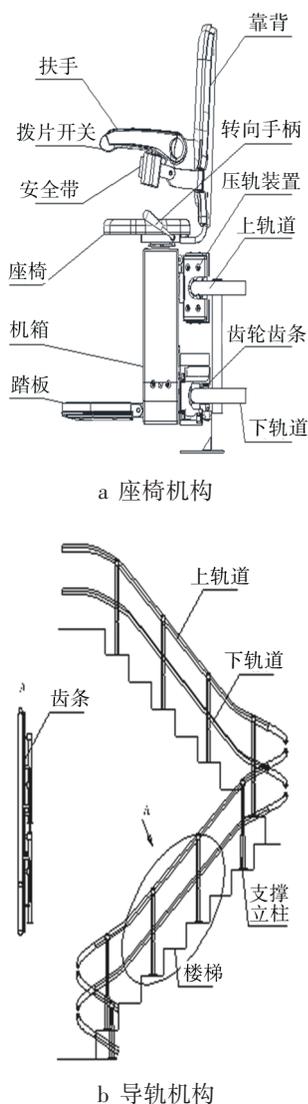


图1 楼道升降机结构示意图

Fig 1 Structural diagram of corridor elevator

$$\sigma_F = \frac{2K_F T Y_{Fa} Y_{sa} Y_e}{\phi_d m^3 z_1^2} \quad (1)$$

式中： $\sigma_F$ 为齿条齿根处的弯曲应力，MPa； $K_F$ 为载荷因数； $T$ 为齿轮承受的最大转矩，N·mm； $Y_{Fa}$ 为齿形因数， $Y_{sa}$ 为载荷作用于齿顶时的应力修正因数，根据文献[4] $Y_{Fa}$ 、 $Y_{sa}$ 分别取2.86、1.54； $Y_e$ 为齿轮重合度因数； $\phi_d$ 为齿宽因数； $m$ 为齿轮模数，mm； $z_1$ 为齿轮齿数。

式(1)中，载荷因数 $K_F$ 、齿轮承受的最大转矩 $T$ 、齿轮重合度因数 $Y_e$ 、齿宽因数 $\phi_d$ 计算公式分别如下：

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (2)$$

$$T = \frac{(F_g \sin \alpha + \mu F_g \cos \alpha) d_1}{2} \quad (3)$$

$$Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \quad (4)$$

$$\phi_d = b/d_1 \quad (5)$$

式(2)中： $K_A$ 为使用因数，由于楼道升降机运行均匀平稳，故取1.0； $K_V$ 为动载因数，因传动的精度为8级，节线速度为0.1 m/s，故取1.05； $K_{F\alpha}$ 为齿间载荷分布因数，8级精度的硬齿面直齿轮，取1.2； $K_{F\beta}$ 为齿向载荷分布因数，取1.099。因此，根据式(2)，载荷因数 $K_F$ 为1.385。

式(3)中： $F_g$ 为座椅自重与最大载重的合力，N； $\mu$ 为座椅和导轨机构间的滚动摩擦因数； $\alpha$ 为楼梯的倾斜角，(°)； $d_1$ 为齿轮的分度圆直径，mm。如果座椅结构自重为100 kg、最大载重为115 kg、额定速度为0.1 m/s，楼梯倾斜角 $\alpha$ 为45°，座椅和导轨机构间的滚动摩擦因数 $\mu$ 为0.25，重力加速度为9.81 m/s<sup>2</sup>，则根据式(3)，齿轮传递的最大转矩为61 986.07 N·mm。

式(4)中 $\varepsilon_\alpha$ 为齿轮重合度，取1.76，得齿轮重合度因数 $Y_e$ 为0.68。

式(5)中 $b$ 为齿条齿宽，取10 mm，得齿宽因数 $\phi_d$ 为0.15。

联合式(1)~式(5)，得齿条齿根处的最大弯曲应力 $\sigma_F$ 为221.46 MPa。

### 3 齿轮齿条有限元分析

由于楼道升降机运行均匀平稳，故在研究时不需要考虑其惯性和阻尼效应。现使用Solid-Works软件对楼道升降机的齿轮齿条结构进行参数化建模，并通过ANSYS Workbench软件对其进行静力学分析<sup>[5]</sup>。

楼道升降机结构中，齿条底部固定于导轨机构下轨道的内侧，齿轮通过与齿条的啮合带动座椅机构的提升或者下降。下面分两种情况进行讨论：

#### (1) 楼梯非拐弯处

楼梯非拐弯处，导轨机构的上下轨道沿直线固定于楼梯。取楼道升降机结构中的齿轮材料密度为7.72 g/cm<sup>3</sup>，弹性模量为211 GPa，泊松比为0.277；齿条材料密度为7.89 g/cm<sup>3</sup>，弹性模量为209 GPa，泊松比为0.269；齿轮与齿条之间的摩擦因数为0.1。利用ANSYS Workbench软件对齿轮齿条进行网格划分，划分示意图如图2所示。网格采用四面体网格，全局网格单元尺寸为1 mm，接触面及齿根部分局部加密为0.2 mm；网格

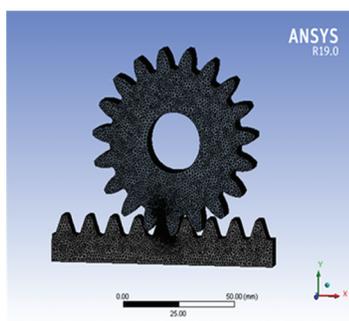


图 2 齿轮齿条的网格划分示意图

Fig 2 Diagram of meshing of gear and rack

划分后的实体单元 563 697 个,节点 823 649 个。

在完成对齿轮齿条的网格划分后,ANSYS Workbench 软件对齿条底部施加固定约束、对齿轮中心孔面施加位移约束(仅让齿轮保留转动自由度)、设置转矩并进行仿真计算<sup>[6]</sup>。齿轮齿条的约束和载荷示意图如图 3 所示。

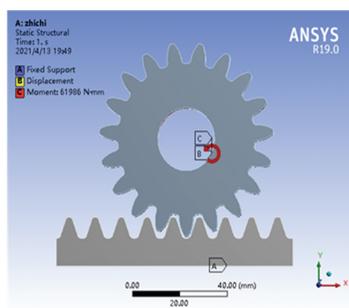


图 3 齿轮齿条的约束与载荷示意图

Fig 3 Diagram of constraints and loads of gear and rack

ANSYS Workbench 软件对齿轮齿条进行仿真后,还要对生成的结果文件进行后处理,得到齿轮、齿条的齿根处应力云图,分别如图 4、图 5 所示。由图 4 可以看出,齿轮齿根处的最大应力为 96.537 MPa;由图 5 可以看出,齿条齿根处的最大应力为 228.47 MPa,高出理论计算值 3.2%。如果取 40Cr 的齿轮屈服极限为 500 MPa,45 钢的齿条屈服极限为 360 MPa,可以看出齿轮、齿条的齿根最大应力都在材料的屈服极限之内。

### (2) 楼梯拐弯处

在楼梯拐弯处,齿条需相应折弯,其应力情况显然不同于楼梯非拐弯处。由于缺少理论公式对折弯齿条齿根处的应力进行评估,故参照上述有限元方法进行仿真分析。

假设楼梯拐弯处内侧齿条的折弯半径为 400 mm,拐弯处的齿条齿轮材料、网格划分及约束载荷方法均同楼梯非拐弯处。

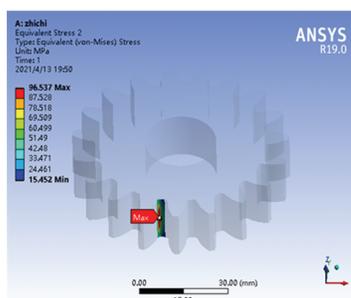


图 4 齿轮齿根处应力云图

Fig 4 Stress nephogram at the root of gear

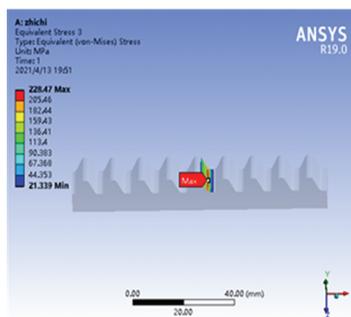


图 5 齿条齿根处应力云图

Fig 5 Stress nephogram at the root of rack

通过 ANSYS Workbench 软件仿真计算,并对生成的结果文件进行后处理,得到楼梯拐弯处齿轮、齿条的齿根处应力云图分别如图 6、图 7 所示。由图 6、图 7 可以看出,齿轮齿根处的最大应力为 189.9 MPa,齿条齿根处的最大应力为 355.55 MPa,两者都显著大于无折弯时的最大齿根应力;此外,折弯后的齿根应力表现出应力集中的现象,而无折弯时的齿根应力则相对均匀。

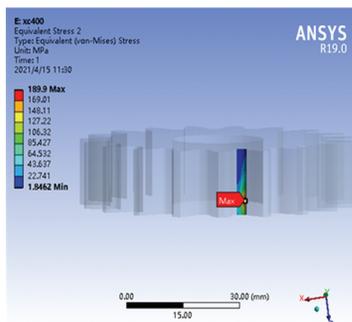


图 6 折弯半径为 400 mm 的齿轮齿根处应力云图

Fig 6 Stress nephogram of gear root with bending radius of 400 mm

为了研究不同折弯半径对齿轮齿条的齿根处最大应力的影响,对不同折弯半径的齿条与齿轮的受力进行有限元分析,结果如表 1 所示,其中折弯半径为 200 mm 的齿轮、齿条的齿根处应力云图分别如图 8、图 9 所示。

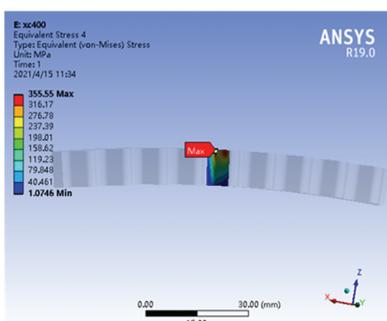


图7 折弯半径为400 mm的齿条齿根处应力云图  
Fig 7 Stress nephogram of rack root with bending radius of 400 mm

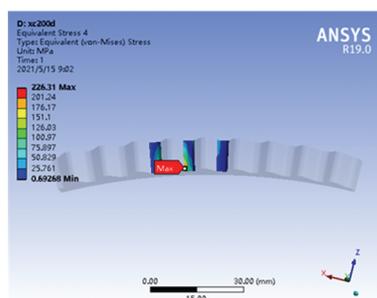


图9 折弯半径为200 mm的齿条齿根处应力云图  
Fig 9 Stress nephogram of rack root with bending radius of 200 mm

表1 齿轮和齿条的齿根处最大应力

Table 1 Maximum stress at the root of the gear and rack

折弯半径/mm	齿轮齿根处/ MPa	齿条齿根处/ MPa
200	221.43	226.31
300	136.75	236.83
400	189.90	355.55
500	204.19	400.46
600	192.40	390.25
700	188.67	382.81
800	180.29	374.87
∞(无折弯)	96.54	228.47

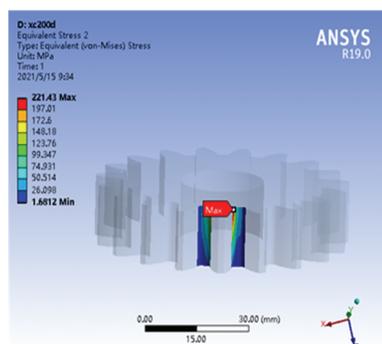


图8 折弯半径为200 mm的齿轮齿根处应力云图  
Fig 8 Stress nephogram of gear root with bending radius of 200 mm

由表1不难看出,在齿条折弯的情况下,齿轮和齿条的齿根处最大应力几乎均大于无折弯时的应力;当折弯半径为200 mm时,齿轮齿根的最大应力远大于无折弯时的应力,而齿条齿根的最大应力略小于无折弯时的应力;当折弯半径为300~800 mm时,齿轮和齿条的齿根最大应力均呈现先上升后下降的趋势,其中在折弯半径为500 mm时,齿轮和齿条的齿根最大应力为最大,分别

为无折弯时的2.12倍(齿轮)、1.75倍(齿条)。另外,由于40Cr的齿轮屈服极限取500 MPa,45钢的齿条屈服极限取360 MPa,显然在楼梯拐弯处不同折弯半径的情况下,齿轮齿根处的最大应力都在材料的屈服极限之内,而齿条齿根处的最大应力已经超出了材料的屈服极限,只是由于在楼梯拐弯处,齿条在楼道升降机水平运行段弯曲,此时齿条所受转矩约为倾斜运行段的28%(楼梯倾斜角为45°),故其应力值也符合设计要求。

由图9可知,折弯半径为200 mm时,齿条齿根处最大应力出现在齿条内侧,而在图7中折弯半径为400 mm时,齿条齿根处最大应力出现在齿条外侧。在折弯半径较小时,齿条内侧齿槽宽度过小,齿轮在力的作用下沿齿条作向心运动时,不仅在齿条外侧齿顶处啮合,同时也在内侧分度圆处与齿条啮合。此时齿轮内侧分度圆处受力占主要成分,齿条齿根处最大应力出现在齿条内侧。

随着齿条折弯半径的增大,齿条外侧齿顶处受力逐渐增大,使得齿条齿根处最大应力的位置发生了变化,由齿条内侧变化为齿条外侧;另一方面,随着齿条折弯半径的增加,齿轮和齿条的啮合区域在增加,齿轮垂直于接触面的压力也在增加,但增加的幅度在减小。在这两种因素的综合作用下,齿轮和齿条的齿根处最大应力表现为先增大后减小的趋势,齿条齿根处最大应力的位置也从齿条外侧逐渐移到中间位置。当齿条折弯半径达到500 mm时,齿轮和齿条的齿根处最大应力达到最大,分别为204.19 MPa、400.46 MPa。

工程中,当折弯半径过小时,齿条和齿轮产生的干涉会影响传动,此时需要对齿条边缘处磨齿以保证传动的顺利进行。

## 4 结论

通过楼道升降机传动装置的分析,可以得出如下结论:

(1)由于齿轮齿宽大于齿条齿宽,齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力要大于齿条,这可以从有限元分析中得到验证,即齿条齿根处的最大应力值要大于齿轮齿根处的最大应力值。

(2)在楼道非转弯处,齿条齿根处最大应力的理论计算值与有限元仿真的值基本吻合,因此在工程中可以通过理论计算来估计楼道非转弯

处齿条齿根处的最大应力值;在楼道转弯处,曲线齿条齿根处最大应力可以用直线齿条的理论值乘以弯曲影响系数来评估。

(3)在楼道转弯处不同折弯半径的齿条与齿轮啮合时,齿轮和齿条的齿根处最大应力值呈现先增加后减小的趋势,最终在齿条折弯半径达到 500 mm 时,齿轮和齿条的齿根处最大应力达到最大,分别为 204.19 MPa、400.46 MPa。

(4)当齿条折弯半径过小时,齿轮和齿条会产生干涉,此时需要对齿条进行磨齿,以保证传动的顺利进行。

## 参考文献:

- [1] 张峰久,陈海聪,闫俊霞. 楼道升降机研究综述[J]. 机电信息, 2020(18): 144-146.
- [2] 濮良贵,陈国定,吴立言,等. 机械设计[M]. 9版. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- [3] 刘峰,王琪,朱玲,等. 车载式电动齿轮齿条修井机设计研究[J]. 石油矿场机械, 2019, 48(2): 83-88.
- [4] 齿轮手册编委会. 齿轮手册:上册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [5] 周炬,苏金英. ANSYS Workbench有限元分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017.
- [6] 冯定,亢博文,施雷,等. 大模数重载齿轮齿条接触强度分析[J]. 石油机械, 2018, 46(8): 14-19.

## Analysis of Transmission Strength of Gear and Rack of Corridor Lift

YAN Wenlei<sup>1</sup>, XU Jie<sup>2</sup>, XU Hao<sup>2</sup>

(1.School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224000, China; )  
(2.Symax Lift (China) Co. Ltd., Wuxi Jiangsu 214000, China)

**Abstract:** When the static analysis of the gear and rack structure of the corridor elevator is carried out by using ANSYS Workbench software, the linear rack at the non turning part of the stairs is usually studied first, and the theoretical value of the breaking strength at the root is compared with the finite element simulation results of ANSYS software, so as to obtain the loading mode of the gear and rack model in line with this working condition, and then this mode is applied to the curved rack. The results show that at the non turning part of the corridor, the maximum stress at the of the linear rack is basically consistent with the theoretical value, and is greater than the maximum stress at the root of the gear. At the corner of the corridor, when the racks with different bending radius mesh with the gears, the maximum stress at the root of the gear and rack increases first and then decreases. Finally, when the bending radius of the rack reaches 500 mm, the maximum stress at the root of the gear and rack reaches the maximum, which are 204.19 MPa and 400.46 MPa respectively.

**Keywords:** corridor lift; gear and rack; intensity check; finite element analysis

(责任编辑:李华云)