

刚性链式直线推动装置的设计与动力学仿真分析

张英子,秦凯

(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

摘要:刚性链是一种结构特殊的实现直线推拉功能的链条,具有占用空间小、安装方便等特点,国内目前尚没有结构合理的产品。将滚子链的设计方法与几何法相结合,设计了一种能够实现较大行程内直线推拉动作的新型刚性链。对所设计的刚性链进行三维建模,将简化后的三维模型导入到 ADAMS 中进行动力学仿真,分析其受力情况。通过搭建新型刚性链试验台,试验验证了其合理性。

关键词:刚性链;结构设计;动力学仿真

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)05-0091-04

Design and Dynamic Simulation Analysis of Rigid Chain Linear Propulsion Device

ZHANG Yingzi, QIN Kai

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: The rigid chain is one with a special structure. It is used to implement the linear push-pull function and is characteristic of small occupied space and convenient installation. There are currently no reasonable products at home. In this paper, the design method for the roller chain is used with the geometric method to design a new rigid chain which is used to implement the linear push-pull action in a large stroke. 3D model of this rigid chain is established, and the simplified 3D model is imported into ADAMS for the dynamic simulation and analyzing the force. A new rigid chain test rig is built, and the rationality of its design is verified by experiments.

Keywords: rigid chain; structural design; dynamic simulation

0 引言

刚性链条是一种“刚柔并济”的特殊链条,它既可以像普通链条一样弯曲折叠,承载直线拉力;又可以像刚性杆一样,在推送方向受力^[1]。普通刚性链多采用滚子链加推力板的形式或者铰链销轴加顶肩的形式,但这两种形式的刚性链只能完成单一的水平推拉或者垂直升降功能,且需要借助引导机构。本文设计的新型刚性链条啮合前像普通链条一样具有折叠性,啮合后保持“杆”的形态,能够同时具有水平推拉和垂直升降的功能。目前拟用于弹药自动装填系统中,或者用来解决工业领域的某些载荷直线运动问题。

1 刚性链结构

1.1 设计目标

本文设计刚性链的要求为:承载最大载荷为 100 N,最高转速 120 r/min。根据标准滚子链的设计方法,确定链节距 $P=15.875$ mm。但刚性链的链板相对滚子链链板受力更大,因此刚性链的链板厚度要比标准滚子链的厚。

为了避免出现驱动力不均匀和卡顿现象,要求新型刚性链有对称分布的主动轮和从动轮;有形状特殊的链板,使链条啮合平稳以及引导链条的引导架和驱动电机。

1.2 链板设计

刚性链基本链节包括内链板、外链板、销轴、滚子和套筒^[2]。其中销轴、滚子和套筒的尺寸可参照标准滚子链的尺寸来设计,链板的尺寸则用几何法设计。

链板之间可相互限位、导向和传递力,因此链板的构型特点为:内、外链板为平面啮合,在啮合过程中不能有干涉现象;内、外链板啮合后,啮合部分应完全重合,以减少因间隙带来的扰动,实现链板之间力的传递^[3]。根据这些要求,设计出的新型刚性链内链板如图 1 所示。其中: P 为链板孔距(链板节距), L 为链板的总宽度, R_1 为链板的外圆半径, l 为正弦线的水平长度, α 为链板底部的倾斜角。内、外链板除孔径 r_1 不同外,其余参数均相同。

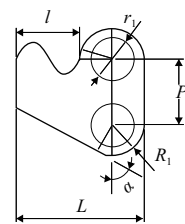
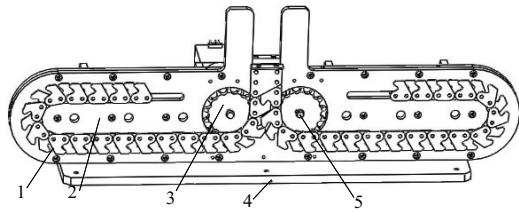


图 1 刚性链内链板

1.3 原理样机结构

根据链板形状可以设计成刚性链的引导架。引导架

的设计要求包括:对称分布的轮槽用来安装主动轮和从动轮;链槽用来放置刚性链,便于刚性链的封装,且槽宽需小于滚子的长度,方便滚子在槽间滑动。新型刚性链的原理样机最终设计如图 2 所示。



1—刚性链条;2—引导架;3—链轮(主动);4—底板;5—转轴。

图 2 原理样机结构图

从图 2 可以看出,当主动链轮带动滚子往上转动时,链板从接触到啮合,凹进来部分的与凸出去的部分曲线完全重合;下部分的链板在链轮的带动下,斜切面顶住上面的链板使其往上运动。

2 刚性链动力学建模与分析

2.1 动力学建模

刚性链式直线推动装置的零件比较多,在SolidWorks中建模时会进行适量简化。在不影响分析精度的前提下,将模型去除销轴、外壳、连接件、螺母、套筒等零件,保留滚子、引导架、主动链轮、从动链轮、内链板、外链板等零件。

将三维模型导入到 ADAMS 仿真软件中,引入重力场,在不考虑被动副摩擦的情况下^[4],设置初始约束:成对的内链板与滚子固定;外链板成对固定;外链板与内链板之间添加旋转副;滚子与链轮、滚子与壳体、内链板与壳体、内链板之间、外链板之间添加接触。

2.2 仿真参数设置

约束与接触添加完成后,设置各项初始参数,接触参数如图 3 所示。

<input checked="" type="checkbox"/> Force Display	Red
Normal Force	Impact
Stiffness	1.0E+005
Force Exponent	1.5
Damping	50.0
Penetration Depth	0.1
<input type="checkbox"/> Augmented Lagrangian	
Friction Force	Coulomb
Coulomb Friction	On
Static Coefficient	0.3
Dynamic Coefficient	0.25
Stiction Transition Vel.	100.0
Friction Transition Vel.	1000.0

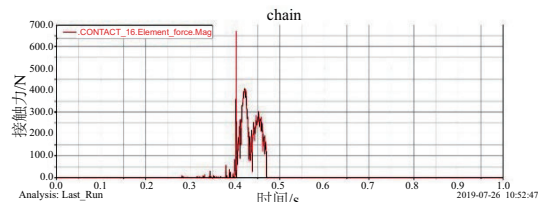
图 3 接触参数设置

因链板与壳体、滚子与链轮之间的接触在一段时间内是一直存在的,所以接触力的计算选用冲击函数法 (IMPact),滑动摩擦力选用库伦法 (Coulomb) 来计算,接触刚度 (Stiffness) 等参数可以由材料本身的特性得知。

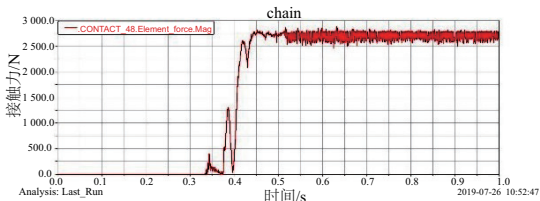
2.3 仿真结果分析

在链条主动轮处添加驱动,驱动方式为时间-速度驱动,设置主动链轮角速度为 2 rad/s,链头处添加垂直向下的负载 100 N,运行时间为 1 s,采样点数为 1 000。

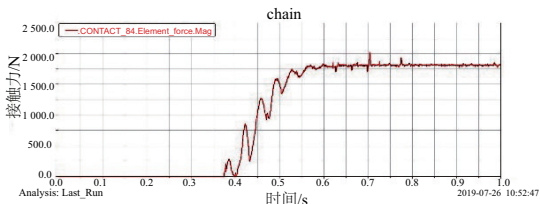
仿真结束后分别对内链板 (包括滚子) 和外链板的受力进行分析,并选择受力最大的链节进行分析,仿真结果如图 4 所示。



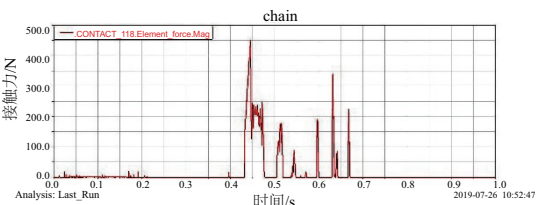
(a) 内链板与链轮接触力



(b) 内链板之间接触力



(c) 外链板之间接触力



(d) 内链板与壳体接触力

图 4 内、外链板的仿真结果

图 4(a) 中显示受力最大的内链板是刚性链条尾部刚好进入链槽平动部分时啮合的右侧内链板,此时两侧圆弧内已无链条,所以它产生的力矩也随之消失,造成受力变大。

图 4(b) 和图 4(c) 显示了内、外链板相互啮合时作用力最大的一对,这两对链板是刚性链尾部刚好进入左右两侧圆弧部分时啮合的内、外链板。

图 4(d) 是内链板与壳体的接触力,这个内链板是图 4(b) 和图 4(c) 中的左侧内链板。

对比图 4(b) 和图 4(c) 发现,内链板的受力要大于外链板。主要原因在于内链板是由滚子和内链板组合成的,

内链板受力主要是与壳体的接触力和内链板之间的接触力;滚子主要受力除了与壳体的接触力外,更多的是与链轮的碰撞力。由此可知,在今后设计刚性链时,可适量加厚内链板或使用强度更大的材料。

3 实验验证

从动力学仿真的计算结果可知,新型刚性链满足设计要求。为了验证此装置的实际可用性,本小节以原理样机为对象,搭建新型刚性链式直线推动装置实验平台,并分别进行空载和负载实验,将实验结果与理论计算结果、动力学仿真计算结果进行对比。

3.1 实验平台搭建

根据实验要求,选择 57-H250E508 的步进电机,相应的减速器型号为 57.GB3.6B12,其减速比为 4.25。选择低速情况下运行较为平稳的 2MD530 驱动器和相配套的 KH-01 控制器,并使用开关型霍尔传感器来测量刚性链的位移。实验平台的搭建如图 5 所示。



图 5 实验装置

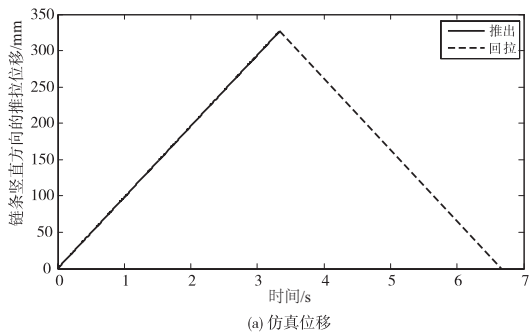
3.2 实验一:空载

空载时,设定控制器在 750 Hz 的频率下运行 2 500 步,此时链轮的角速度为 2.77 rad/s。

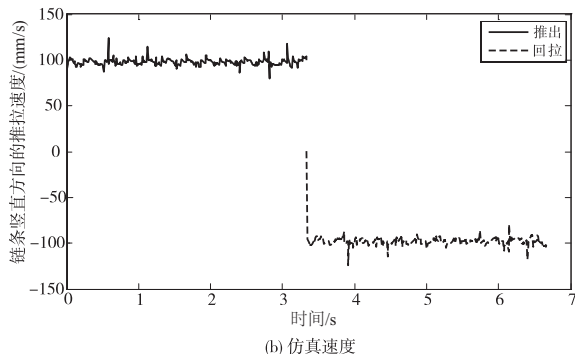
通过理论计算可得:刚性链的推出和回拉时的速度为 98.68 mm/s,位移为 328.94 mm。

根据实验数据得出:推出时的平均速度为 97.32 mm/s,位移为 324.4 mm;回拉时的平均速度为 99.75 mm/s,位移为 332.5 mm。但是实验过程中,刚性链的速度在推出和回拉过程中都不是严格匀速的,在刚性链开始运动时都有一个速度增大的过程。

动力学仿真速度和位移结果如图 6 所示,推出和回拉的速度围绕 98 mm/s 上下波动,位移为 327.025 2 mm。



(a) 仿真位移



(b) 仿真速度

图 6 刚性链空载仿真位移和速度

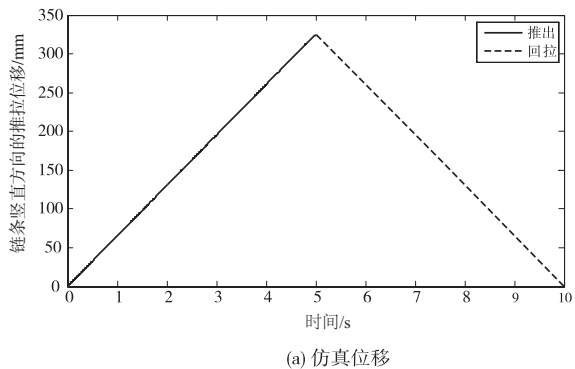
3.3 实验二:负载 1kg

负载 1 kg 时,设定控制器在 500 Hz 的频率下运行 2 500 步,此时链轮的角速度为 1.84 rad/s。

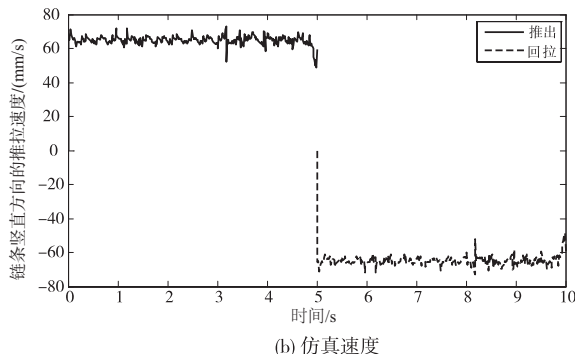
通过理论计算可得:刚性链的推出和回拉时的速度为 65.5 mm/s,位移为 327.52 mm。

根据实验数据得出:推出时的平均速度为 61.42 mm/s,位移为 307.1 mm;回拉时的平均速度为 62.5 mm/s,位移为 312.5 mm。

动力学仿真速度和位移结果如图 7 所示,推出和回拉的速度围绕 65 mm/s 上下波动,位移为 325.621 5 mm。



(a) 仿真位移



(b) 仿真速度

图 7 刚性链负载仿真位移和速度

3.4 实验结果分析

将理论计算结果、实验数据和仿真数据进行对比,表 1 为链轮角速度为 1.84 rad/s 时刚性链的速度、位移比较。

表 1 刚性链速度、位移比较(1.84 rad/s)

方法	速度/(mm/s)	位移/mm
理论计算	65.50	327.72
实验测试	推出	61.42
	回拉	62.50
动力学仿真	65.00	325.62

当链轮角速度为 1.84 rad/s,实验结果和理论计算的速度误差为 6.23%和 4.58%;位移误差为 6.29%和 4.64%。

表 2 是链轮角速度为 2.77 rad/s 时刚性链的速度、位移比较。

表 2 刚性链速度、位移比较(2.77 rad/s)

方法	速度/(mm/s)	位移/mm
理论计算	98.68	328.94
实验测试	推出	97.32
	回拉	99.75
动力学仿真	98.00	327.02

当链轮角速度为 2.77 rad/s,实验结果和理论计算的速度误差为 1.38%和 1.08%;位移误差为 1.38%和 1.08%。

实验结果与理论、仿真结果基本一致,与理论速度和理论位移的误差均在 10%以内。由此可得出结论,本文

设计的刚性链式直线推动装置设计合理,满足设计要求。

4 结语

在对现有刚性链的结构进行分析后,本文设计出了新型刚性链。从结构上看,新型刚性链的链板啮合更加紧密,脱离过程更加平稳;从动力学仿真分析来看,新型刚性链在空载和负载 1 kg 的情况下能够顺利地完

参考文献:

[1] 孟繁忠. 我国链传动行业的发展历程、技术研究现状与展望[J]. 机械传动, 2016, 40(11):1-7.

[2] 许立新. 滚子链传动系统动力学理论与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.

[3] 陆栋栋. 重型单向齿形推弹链的设计研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2017.

[4] 陈新宇. 发动机正时链系统动力学仿真分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2015.

收稿日期:2019-08-07

(上接第 90 页)

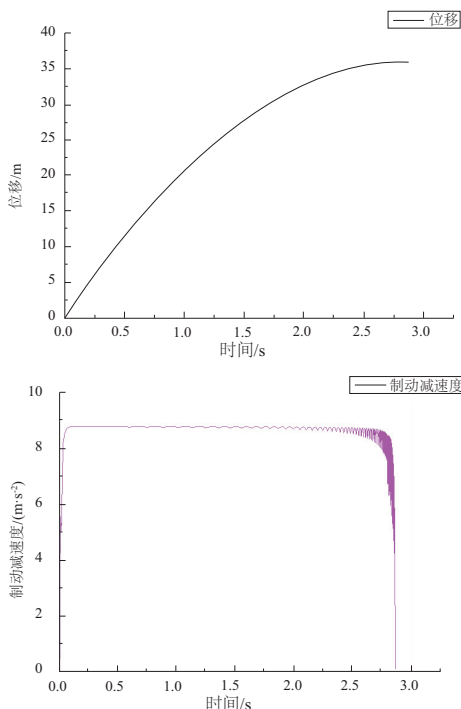


图 8 截面积 1.3 mm²、响应时间 1 ms 的仿真结果图

4 结语

通过研究,总结如下:

1) 提出了一种新的线控制动系统方案,搭建了基于 AMESim 与 Simulink 的单轮线控制动系统联合仿真模型。

通过联合仿真与正交试验分析,电磁阀的响应时间并不是越短性能越好。最终,确定了三位高速开关阀的响应时间为 1 ms,阀口截面积为 1.3 mm²,为电磁阀下一步样件试制提供了设计依据。

2) 验证了该线控制动系统用于某款乘用车上防抱死制动(ABS)时,能够提供快速、稳定的制动力,提高了车辆的制动性能,并且与现有制动系统相比,缩短了制动器作用时间,制动距离缩短,提高了行车安全性能,进一步说明了此线控制动系统的可靠性。

3) 考虑到该线控制动系统以后能够使用于工程应用当中,还需解决制动系统控制器的设计问题,包括集成制动力分配算法与电子稳定控制程序等主动安全控制算法,以及对系统冗余性问题的考虑。

参考文献:

[1] 裴双红. NEHB 系统特性分析及整车制动性能研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2014.

[2] ZHAO Jian, HU Zhiqiang, ZHU Bing. Pressure control for hydraulic brake system equipped with an electro-mechanical brake booster[R]. [S.I.]: SAE Technical Paper, 2018.

[3] PAUL Weessler. Brembo brake-by-wire will be production-ready before 2020[R]. [S.I.]: SAE International, 2016.

[4] ZHUO Guirong, ZHANG Subin. Novel electromechanical brake actuator adopting the two way ball screw[R]. [S.I.]: SAE Technical Paper, 2015.

[5] 刘刚, 宋健. EMB 硬件在环仿真试验台[J]. 汽车工程, 2006, 28(10):929-932.

[6] 龚小祥. 电动汽车新型线控制动系统控制技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2016.

收稿日期:2019-06-17