

doi: 10.16576/j.cnki.1007-4414.2016.03.024

自动洗衣机行星齿轮减速器设计*

吕铁亮, 马惠宁, 黄东梅

(燕京理工学院 机电工程学院 河北 廊坊 065201)

摘要: 本课题是关于自动洗衣机减速离合器内部减速装置行星齿轮减速器的设计。在洗衣机中使用行星齿轮减速器是利用了行星齿轮传动体积小、质量小、结构紧凑、承载能力大;传动效率高;传动相比大等特点。另一方面,巧妙利用行星齿轮减速器的结构特点,控制内齿圈来实现洗涤和脱水两个动作。本次设计的减速器与现有减速器相比,除了考虑减速器载荷、体积以及传动比等要求以外,更多考虑减速器的使用寿命,和可靠性,加入了均载机构和卸荷结构,减少了因为载荷的不均匀和带轮径向力带来的负面影响。

关键词: 行星减速器; 可靠性; 均载机构; 卸荷结构

中图分类号: TH132

文献标志码: A

文章编号: 1007-4414(2016)03-0067-04

Design of Planetary Gear Reducer for Automatic Washing Machine

LV Tie-liang, MA Hui-ning, HUANG Dong-mei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Yanjing Institute of Technology, Langfang Hebei 065201, China)

Abstract: This topic is about design method for the planetary gear reducer which is the internal reduction gear of the reducing gear clutch for automatic washing machine. The planetary gear reducer is used in the washing machine because it has advantages of small volume, small quality, compact structure, large carrying capacity, high transmission efficiency, etc. On the other hand, washing and dehydration could be realized by controlling the annular gear based on the structural characteristics of planetary gear reducer. Compared with the existing reducer, in addition to requirements of the gear load, size and transmission ratio, the gear reducer designed in this article is much better on the aspects of service life and reliability, and it adds the load balancing mechanism and the unloading structure so as to reduce the negative effects caused by the uneven load and pulley of radial force.

Key words: planetary reducer; reliability; uniform load; unloading structure

0 引言

行星轮系减速器较普通齿轮减速器具有体积小、重量轻、效率高及传递功率范围大等优点,逐渐获得广泛应用。同时它的缺点是:材料优质、结构复杂、制造精度要求较高、安装较困难些、设计计算也较一般减速器复杂。但随着人们对行星传动技术进一步的深入地了解 and 掌握以及对国外行星传动技术的引进和消化吸收,从而使其传动结构和均载方式都不断完善,同时生产工艺水平也不断提高,完全可以制造出较好的行星齿轮传动减速器。

根据负载情况进行一般的齿轮强度、几何尺寸的设计计算,然后要进行传动比条件、同心条件、装配条件、相邻条件的设计计算,由于采用的是多个行星轮传动,还必须进行均载机构及浮动量的设计计算。

行星齿轮传动根据基本构件的组成情况可分为:2K-H、3K、及K-H-V三种。若按各对齿轮的啮合方式,又可分为:NGW型、NN型、WW型、WGW型、NG-WN型和N型等^[1]。因此所设计的行星齿轮是2K-H行星传动NGW型。

1 设计任务及传动方案设计

1.1 设计任务

任务: 设计一种波轮式全自动洗衣机的机电行星齿轮减速器,要求最大洗衣质量为3.8 kg,内桶直径为 $\phi 400$ mm,洗衣转速约为140~200 r/min,脱水转速约为700~800 r/min。

1.2 传动方案设计

1.2.1 全自动洗衣机工作原理图

工作原理图如图1所示。

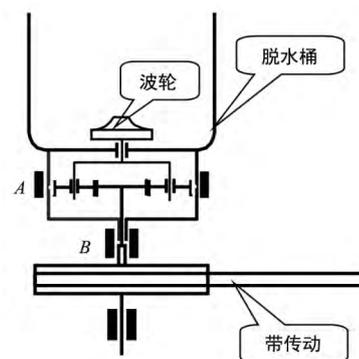


图1 洗衣机工作原理图

* 收稿日期:2016-04-27

作者简介:吕铁亮(1981-)男,辽宁大石桥人,讲师,研究方向:机械制造。

洗涤: A 制动, B 放开, 运动经电机、带传动、中心齿轮、行星轮、行星架、波轮。

脱水: A 放开, B 制动, 运动经电机、带传动、内齿圈(脱水桶)、中心齿轮、行星架、波轮与脱水桶等速旋转

1.2.2 总体传动方案示意图(如图2所示)

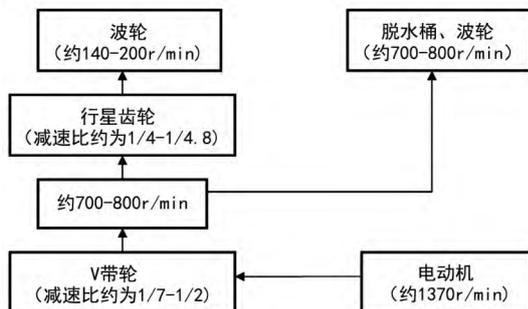


图2 套筒式全自动洗衣机传动系统示意图

根据所需转速以及功率要求, 选用电动机 XDL-180 额定功率 180 W; 额定电压 220 V; 转速 1 370 r/min; 额定转矩 0.8 N·m。

1.2.3 减速器传动方案设计

合理的传动方案, 首先应满足工作机的功能要求, 还要满足工作可靠、传动精度高、体积小、结构简单、尺寸紧凑、重量轻、成本低、工艺性好、使用和维护方便等要求。任何一个方案, 要满足上述所有要求是十分困难的, 要统筹兼顾, 满足最主要的和最基本的要求。

2K-H(NGW)型传动方式的优点是效率高, 体积小, 质量小, 结构简单, 制造方便, 适用于任何情况下的大小功率的传动, 工作制度不限。缺点是当转臂的转速高时, 行星轮产生很大的离心力作用于轴承上^[2]。

考虑本减速器应用在全洗衣机上, 转臂转速不高且要求效率高, 体积小, 质量小, 可以充分发挥其有点并避开缺点。因此选用 2K-H(NGW)型传动方式的减速器较为合理。

1.2.4 离合装置

减速器输入轴的外部是脱水轴。在衣服洗涤时, 脱水轴静止不转; 而洗涤结束后, 脱水轴应将带轮的高转速直接传递给脱水桶, 完成脱水功能。这种转换功能是由方丝离合弹簧完成的。方丝离合弹簧的形状呈锥形, 上端几圈的直径比下端略小一些。由于脱水轴和离合套的外径比方丝离合弹簧的内径略大, 在自由状态时, 方丝离合弹簧就抱紧在离合套和脱水轴的外壁上。当带轮带动离合套向弹簧旋紧方向旋转时, 通过方丝离合弹簧就将带轮的转动由离合套传递到脱水轴, 这就是“合”时的脱水状态。在洗涤时, 可

以将方丝离合弹簧向反方向旋松, 使其内径变大, 从而与离合套脱离接触, 这就是“离”时的洗涤状态。实现弹簧旋松的机构是棘轮棘爪装置。

2 行星齿轮传动设计

2.1 行星齿轮传动的配齿计算

根据要求选用洗衣转速为 180 r/min, 脱水转速为 720 r/min。通过计算并查 2K-H 型行星轮传动的配齿表, 考虑减小减速器尺寸, 选择中心轮的最少齿数, 取: $z_a = 20$, $z_H = 19$, $z_b = 58$, 查表(GB1357-1987)选取模数 $m = 1.5$ 。

2.2 行星齿轮几何尺寸和啮合参数计算

(1) 分度圆直径 d

$$d_{(a)} = md_{(a)} = 1.5 \times 20 = 30 \text{ mm}$$

$$d_{(g)} = md_{(g)} = 1.5 \times 19 = 28.5 \text{ mm} \quad (1)$$

$$d_{(b)} = md_{(b)} = 1.5 \times 58 = 87 \text{ mm}$$

(2) 齿顶圆直径 $d_{(a)}$

齿顶高 $h_{(a)}$: 外啮合:

$$h_{a1} = h_{(a)}^* m = m = 1.5 \quad (2)$$

内啮合:

$$h_{a2} = (d_{(a)} - \Delta h^*) m = (1 - 7.55/z_2) m = 1.305 \quad (3)$$

$$d_{a(a)} = d_{(a)} + 2h_{(a)} = 30 + 3 = 33 \text{ mm}$$

$$d_{da(g)} = d_{(g)} + 2h_{(a)} = 28.5 + 3 = 31.5 \text{ mm} \quad (4)$$

$$d_{a(b)} = d_{(b)} - 2h_{(a)} = 87 - 2 \cdot 6.10 = 84.390 \text{ mm}$$

(3) 齿根圆直径 $d_{(f)}$

齿根高:

$$h_f = (h_a^* + c^*) m = 1.25 m = 1.875 \quad (5)$$

$$d_{f(a)} = d_{(a)} - 2h_f = 30 - 3.75 = 26.25 \text{ mm}$$

$$d_{f(g)} = d_{(g)} - 2h_f = 28.5 - 3.75 = 24.25 \text{ mm} \quad (6)$$

$$d_{f(b)} = d_{(b)} + 2h_f = 87 + 3.75 = 90.75 \text{ mm}$$

(4) 齿宽 b

查表 6-6^[2] 选取 $\varphi_{da} = 0.75$, $\varphi_{dg} = \frac{z_a}{x_g} \varphi_{da} = 0.79$,

$$\varphi_{ab} = 0.18$$

$$b_{(a)} = \varphi_{da} * d_{(a)} = 0.75 \times 30 = 22.5 \text{ mm}$$

$$b_{(g)} = \varphi_{dg} \times d_{(g)} = 0.79 \times 28.5 = 22.515 \text{ mm} \quad (7)$$

$$b_{(b)} = \varphi_{ab} \times d_{(b)} = 0.18 \times 87 = 15.66 \text{ mm}$$

圆整后取:

$$b_{(a)} = 25 \text{ mm} \quad b_{(g)} = 30 \text{ mm} \quad b_{(b)} = 25 \text{ mm}$$

(5) 中心距 a

对于不变位或高变位的啮合传动, 因其节圆与分度圆相重合, 则啮合齿轮副的中心距为:

① a-g 为外啮合齿轮副

$$a_{ag} = m/2(z_a + z_g) = 1.5/2 \times (20 + 19) = 29.25 \text{ mm} \quad (8)$$

② b-g 为内啮合齿轮副

$$a_{bg} = m/2(z_b - z_g) = 1.5/2 \times (58 - 19) = 29.25 \text{ mm} \quad (9)$$

2.3 行星齿轮传动中分配各齿轮数应满足条件验证

2.3.1 传动比条件

$$i_{aH}^b = 1 + z_b / z_a^{[7]}$$

可得: $1 + z_b / z_a = 4.05$

设计要求 $i_{aH}^b \times 4$, 所以中心轮 a 和内齿轮 b 的齿数满足给定传动比的要求。

2.3.2 邻接条件

在行星传动中, 为保证两相邻行星轮的齿顶不致相碰, 相邻两行星轮的中心距应大于两轮齿顶圆半径之和, 可得:

$$l = 2a_{ag} \sin(180^\circ/n) > (d_a)_g \quad (10)$$

$$l = 2 \times 29.25 \times \sin 60^\circ = 50.66$$

$$(d_a)_g = 31.5 \text{ m 满足邻接条件。}$$

2.3.3 同心条件

为保证行星轮 z_g 与两个中心轮 z_a, z_b 同时正确啮合, 要求外啮合齿轮 $a-g$ 的中心距等于内啮合齿轮 $b-g$ 的中心距, 即:

$$a_{ag} = a_{bg}$$

$$a_{ag} = m/2(z_a + z_g) = 1.5/2 \times (20 + 19) = 29.25 \text{ mm}$$

$$a_{bg} = m/2(z_b - z_g) = 1.5/2 \times (58 - 19) = 29.25 \text{ mm}$$

满足同轴条件。

2.3.4 安装条件

$$(z_a + z_b) / n = C(\text{整数}) \quad (11)$$

$$\text{即: } (20 + 58) / 3 = 26$$

则: 满足安装条件

2.4 计算行星齿轮传动的效率

$$\eta = 1 - p / (1 + p) \psi^H \quad (12)$$

$$\psi^H = \psi_a^H + \psi_b^H + \psi_B^H \quad (13)$$

式中: ψ_a^H 为 $a-g$ 啮合的损失系数, ψ_b^H 为 $b-g$ 啮合的损失系数, ψ_B^H 为轴承的损失系数, ψ^H 为总的损失系数, 一般取 $\psi^H = 0.025$ 。

按 $n_a = 720 \text{ r/min}, n_H = 180 \text{ r/min}, i_{aH}^b = -3, p = 3$ 可得:

$$\eta = 1 - p / (1 + p) \psi^H = 1 - 3 / (1 + 3) \times 0.025 = 98\%$$

2.5 行星齿轮受力分析

在行星齿轮传动中由于其行星轮的数目通常大于 1, 即 $n_w > 1$, 且均匀对称地分布于中心轮之间; 所以在 2H-K 型行星传动中, 各基本构件(中心轮 a, b 和转臂 H) 对传动主轴上的轴承所作用的总径向力等于零。因此, 为了简便起见, 本设计在行星齿轮传动的受力分析图中均未绘出各构件的径向力 F_r , 且用一条垂直线表示一个构件, 同时用符号 F 代表切向力 F_t 。

内齿轮 b 所传递的转矩,

$$\begin{aligned} T_b &= -p/1 + p \times T_H \\ &= -3/4 \times (-9.5496) = 7.1622 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (14) \end{aligned}$$

3 带轮径向力卸荷结构

考虑减速器的输入轴与带轮连接, 带传动需要一定的张紧力, 如果直接安装在轴上, 会使轴承受一定的径向力。因为本减速器总体积较小, 轴比较细, 另外在输入端输入轴与脱水轴间间隙较小, 过大的径向力可能导致两轴接触, 造成磨损, 影响寿命。在存在径向力且满足较小尺寸的情况下, 对材料强度较高。所以使用卸荷结构, 提高轴的寿命和可靠性, 同时降低材料成本。

由于卸荷机构的原理是不将带轮直接安装在轴上, 而是安装在减速离合器的外壳上, 将带传动的张紧力传递到外壳上, 在通过花键连接将扭矩传递给输入轴, 在传递扭矩的同时, 使轴不受径向力的影响。

4 行星轮系减速器输入输出轴的设计

4.1 减速器输入轴的设计

4.1.1 挑选轴的质料, 确定许用应力

由已知条件, 选用 45 号钢, 并经调质处理, 查表 15-1^[3] 得许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$

4.1.2 按强度估算轴径

根据表 14-1^[3] 得 $A_0 = 126 \sim 103$, 取 $A_0 = 110$ 。

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{P/n} = 110 \times \sqrt[3]{0.18/720} = 6.93 \text{ mm} \quad (15)$$

取直径 $d_{\min} = 10 \text{ mm}$

4.1.3 确定各轴段的直径和长度

输入轴如图 3 所示。考虑到轴在整个减速离合器中的安装所必须满足的条件, 保证达到轴于行星齿轮安装的技术要求及轴在整个减速离合器中所必须满足的安装条件, 初定:

$$d_1 = 15 \text{ mm}, d_2 = 18 \text{ mm}, d_3 = 15 \text{ mm}$$

$$d_4 = 10 \text{ mm}, d_5 = 12 \text{ mm}$$

$$L_1 = 25 \text{ mm}, L_2 = 25 \text{ mm}, L_3 = 62 \text{ mm}$$

$$L_4 = 1 \text{ mm}, L_5 = 15 \text{ mm}$$



图 3 输入轴

4.1.4 校核轴

考虑键槽、轴肩及过渡配合引起的应力集中将削弱轴的疲劳强度等因素, 确定危险截面为 $d_4 = 10 \text{ mm}$ 处截面

$$\sigma_{ca} = T/W_T \quad (16)$$

式中: T 轴所受扭矩, W_T 轴的抗扭界面系数查表 15-4^[3]:

$$W_T = 0.2d^3 = 200$$

$$\sigma_{ca} = T/W_T = 0.7958/200 = 0.004 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma_{ca}$$

故:合格

4.2 行星轮系减速器齿轮输出轴的设计

4.2.1 挑选轴的质料,确定许用应力

由已知条件 选用 45 号钢,并经调质处理,查表 15-1 得许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$

4.2.2 按强度估算轴径

根据参考文献 [4] 中表 14-1 得 $A_0 = 126 \sim 103$ 。取 $A_0 = 110$ 则:

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{P/N} = 110 \times \sqrt[3]{0.18/185} = 10.90 \text{ mm} \quad (17)$$

取直径 $d_{\min} = 16 \text{ mm}$

4.2.3 确定各轴段的直径和长度

输出轴如图 4 所示。考虑到轴在整个减速离合器中的安装所必须满足的条件,保证达到轴于行星齿轮安装的技术要求及轴在整个减速离合器中所必须满足的安装条件^[4],初定:

$$d_1 = 16 \text{ mm}, d_2 = 20 \text{ mm}, d_3 = 24 \text{ mm}$$

$$d_4 = 76 \text{ mm}, d_5 = 47 \text{ mm}, d_6 = 45 \text{ mm}$$

$$L_1 = 106 \text{ mm}, L_2 = 9 \text{ mm}, L_3 = 5 \text{ mm}$$

$$L_4 = 45 \text{ mm}, L_5 = 5 \text{ mm}, L_6 = 7 \text{ mm}$$

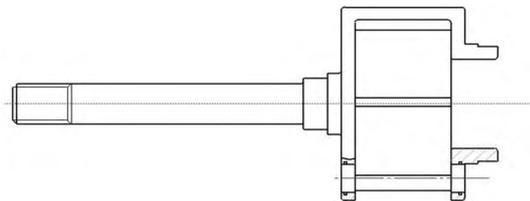


图 4 输出轴

4.2.4 校核轴

考虑键槽、轴肩及过渡配合引起的应力集中将削弱轴的疲劳强度等因素,确定危险截面为 $d_4 = 16 \text{ mm}$ 处截面:

$$\sigma_{ca} = T/W_T \quad (18)$$

式中: T 为轴所受扭矩。

W_T 轴的抗扭截面系数查表 15-4 得: $W_T = 0.2d^3 = 744.775$ 则:

$$\sigma_{ca} = T/W_T = 3.10/744.775 = 0.005 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma_{ca} \text{ 合格}$$

5 减速器箱体设计

根据齿厚以及结构尺寸确定机体宽度 $B = 110 \text{ mm}$; 根据内齿圈及其固定方式确定机体内壁直径 $D = 200 \text{ mm}$; 查表 9-4 取箱体壁厚 $\delta = 6 \text{ mm}$; 查表 9-5^[5]: 上机盖壁厚 $\delta_1 = 6 \text{ mm}$; 上机盖壁厚 $\delta_2 = 6 \text{ mm}$; 机

盖法兰凸缘厚度 $\delta_3 = 10 \text{ mm}$ 。由于本减速器是立式放置,因此采用脂润滑。

6 技术经济分析

行星轮系减速器较普通齿轮减速器具有体积小、重量轻、效率高及传递功率范围大等优点,逐渐获得广泛应用^[6]。同时它的缺点是:材料优质、结构复杂、制造精度要求较高、安装较困难些、设计计算也较一般减速器复杂。本设计在满足性能要求的基础上,增加均载机构和卸荷装置,有效提高了减速器的寿命和可靠性,其结构简单,材料价格低廉,容易加工,成本较低。

本减速器在设计过程当中考虑材料成本,加工难易程度,更求经济性和可靠性,在提高可靠性的方法上尽量选择成本低,作用明显的方法,虽然单个制造成本稍有增加,却大大提高了寿命和可靠性。

7 结论

本文是关于自动洗衣机减速离合器内部减速装置,这种减速器对于体积、重量和精度方面要求较高,在设计过程中不仅要注意这些,同时也考虑了制造成本、使用寿命和可靠性,随着人们对家电的要求逐渐提高和科技的日益发展,洗衣机是家用电器中常见的一种,除了对体积、重量和噪声的要求以外,人们更需求可靠性高,使用寿命长的家电,本次设计也就更注重这些方面。

同时由于本人能力和经验有限,在设计过程中难免会犯很多错误,也可能有许多不切实际的地方,还望读者在借鉴的同时,能指出当中的不足,把减速器做的更完美。

参考文献:

- [1] 孙 桓,李继庆.机械原理教程[M].第2版.陕西:西北工业大学出版社,2008.
- [2] 濮良贵,纪名刚.机械设计[M].第8版.北京:高等教育出版社,2006.
- [3] 李华敏,李瑰贤.齿轮机构设计[M].第1版.北京:机械工业出版社,2008.
- [4] 饶振纲.行星齿轮传动设计[M].第1版.北京:化学工业出版社,2003.
- [5] 孙靖民,梁迎春.机械优化设计[M].第4版.北京:机械工业出版社,2007.
- [6] 程乃士.减速器和变速器设计与选用手册[M].第1版.北京:机械工业出版社,2007.
- [7] 李 洁,李军带.机械传动设计手册[M].第1版.北京:电子工业出版社,2007.