



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109190214 B

(45) 授权公告日 2022.07.01

(21) 申请号 201810947830.3

CN 205534042 U, 2016.08.31

(22) 申请日 2018.08.20

CN 105202118 A, 2015.12.30

(65) 同一申请的已公布的文献号

CN 204961719 U, 2016.01.13

申请公布号 CN 109190214 A

US 2014162832 A1, 2014.06.12

(43) 申请公布日 2019.01.11

DE 102017104019 B3, 2018.03.15

(73) 专利权人 厦门理工学院

再谈行星齿轮机构的运动规律.《汽车维修技师》.2007, (第06期), 第60-62页.

地址 361024 福建省厦门市集美区理工路
600号滕海艳 等.基于SolidWorks行星齿轮机构
的运动分析及仿真.《煤矿机械》.2011, 第32卷
(第03期), 第226-227页.

(72) 发明人 刘金武 洪汉池 易子超 陈阿龙

肖敏 等.两种计算行星齿轮机构传动比方
法的联合应用.《机械》.2008, 第35卷 (第05期),
第13-15页.

专利代理人 杨玉芳 杨唯

Zhang Xue-jun 等.Dynamics Research of
Two-stage Planetary Gear Transmission
Based on PRO/E and ADAMS.《Modular Machine
Tool & Automatic Manufacturing
Technique》.2015, (第3期), 第93-96页.

(51) Int.Cl.

审查员 林贤旻

G06F 30/17 (2020.01)

权利要求书2页 说明书3页 附图6页

(56) 对比文件

CN 106934180 A, 2017.07.07
CN 102192291 A, 2011.09.21设计方法可确保设计出的行星轮机构的传动比
具有较高的准确性.本申请另提供一种行星齿轮
传动机构。

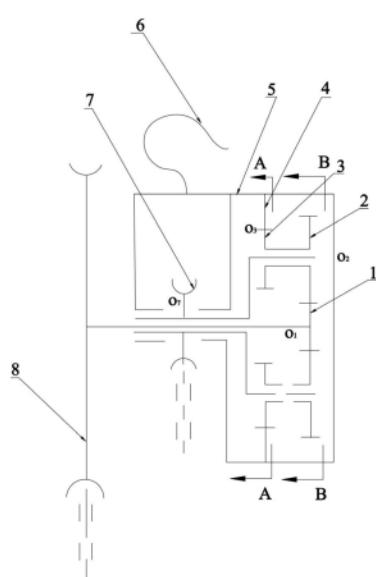
(54) 发明名称

一种行星齿轮传动机构及其设计方法

(57) 摘要

本发明涉及一种行星齿轮传动机构的设计方法,包含以下步骤:S1:构建行星轮机构的模型,所述行星轮机构包含:一内周壁形成有内齿轮的壳体、一行星架、一太阳轮、至少一配置于行星架上的行星齿轮组;所述行星齿轮组包含同轴配置的第一行星轮和第二行星轮,所述第一行星轮与太阳轮啮合,所述第二行星轮与内齿轮啮合;所述太阳轮转动时能够通过行星齿轮组带动行星架转动;S2:调整太阳轮、第一行星轮、第二行星轮和内齿轮的齿轮数,使得根据公式一计算的太阳轮和行星架两者的角速度比符合预设目标值,其中,公式一为:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1} \text{。本方案的行星轮}$$



1.一种行星齿轮传动机构的设计方法,其特征在于,包含以下步骤:

S1:构建行星轮机构的模型,所述行星轮机构包含:一内周壁形成有内齿轮(4)的壳体(5)、一行星架(7)、一太阳轮(1)、至少一配置于行星架(7)上的行星齿轮组(9);所述行星齿轮组(9)包含同轴配置的第一行星轮(2)和第二行星轮(3),所述第一行星轮(2)与太阳轮(1)啮合,所述第二行星轮(3)与内齿轮(4)啮合;所述太阳轮(1)转动时能够通过行星齿轮组(9)带动行星架(7)转动;其中,

建立太阳轮(1),第一行星轮(2),行星架(7)线速度关系模型: $V_1 = V_7 + V_2$;

建立第二行星轮(3),内齿轮(4),行星架(7)线速度关系模型: $V_4 = V_7 - V_3$;

建立太阳轮(1),第一行星轮(2)和第二行星轮(3)的已知条件计算公式: $V_1 = \omega_1 \times m \times Z_1/2$; $V_2 = \omega_2 \times m \times Z_2/2$; $V_3 = \omega_3 \times m \times Z_3/2$;

建立内齿轮(4)的已知条件计算公式: $V_4 = \omega_4 \times m \times Z_4/2 = 0$;

建立行星架(7)的已知条件计算公式: $V_7 = \omega_7 \times m \times (Z_4 - Z_3)/2$;

S2:调整太阳轮(1)、第一行星轮(2)、第二行星轮(3)和内齿轮(4)的齿轮数,使得根据公式一计算的太阳轮(1)和行星架(7)两者的角速度比符合预设目标值;公式一为:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1}; \text{其中, } \omega_1 \text{ 为太阳轮(1)转动的角速度, } \omega_7 \text{ 为行星架(7)转动}$$

的角度数, Z_1 、 Z_2 、 Z_3 和 Z_4 分别为太阳轮(1)、第一行星轮(2)、第二行星轮(3)和内齿轮(4)的齿轮数;其中, V_1 为太阳轮(1)分度圆处啮合点线速度, V_2 为第一行星轮(2)分度圆处啮合点线速度, V_7 为绕行星架(7)的转动中心线的线速度, V_3 为第二行星轮(3)分度圆处啮合点线速度, V_4 为内齿轮(4)分度圆处啮合点线速度; ω_2 为第一行星轮(2)转动的角速度, ω_3 为第二行星轮(3)转动的角速度, ω_4 为内齿轮(4)转动的角速度; m 为齿轮模数。

2.一种行星齿轮传动机构,其特征在于,包含:一内周壁形成有内齿轮(4)的壳体(5)、一行星架(7)、一太阳轮(1)、至少一配置于行星架(7)上的行星齿轮组(9);所述行星齿轮组(9)包含同轴配置的第一行星轮(2)和第二行星轮(3),所述第一行星轮(2)与太阳轮(1)啮合,所述第二行星轮(3)与内齿轮(4)啮合;所述太阳轮(1)转动时能够通过行星齿轮组(9)带动行星架(7)转动;其中,

太阳轮(1),第一行星轮(2),行星架(7)线速度关系模型为: $V_1 = V_7 + V_2$;第二行星轮(3),内齿轮(4),行星架(7)线速度关系模型为: $V_4 = V_7 - V_3$;太阳轮(1),第一行星轮(2)和第二行星轮(3)的已知条件计算公式为: $V_1 = \omega_1 \times m \times Z_1/2$; $V_2 = \omega_2 \times m \times Z_2/2$; $V_3 = \omega_3 \times m \times Z_3/2$;内齿轮(4)的已知条件计算公式为: $V_4 = \omega_4 \times m \times Z_4/2 = 0$;行星架(7)的已知条件计算公式为: $V_7 = \omega_7 \times m \times (Z_4 - Z_3)/2$;

所述太阳轮(1)和行星架(7)两者的角速度比满足公式一;公式一为:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1}; \text{其中, } \omega_1 \text{ 为太阳轮(1)转动的角速度, } \omega_7 \text{ 为行星架(7)转动}$$

的角度数, Z_1 、 Z_2 、 Z_3 和 Z_4 分别为太阳轮(1)、第一行星轮(2)、第二行星轮(3)和内齿轮(4)的齿轮数;其中, V_1 为太阳轮(1)分度圆处啮合点线速度, V_2 为第一行星轮(2)分度圆处啮合点线速度, V_7 为绕行星架(7)的转动中心线的线速度, V_3 为第二行星轮(3)分度圆处啮合

点线速度, v_4 为内齿轮 (4) 分度圆处啮合点线速度; ω_2 为第一行星轮 (2) 转动的角速度, ω_3 为第二行星轮 (3) 转动的角速度, ω_4 为内齿轮 (4) 转动的角速度; m 为齿轮模数。

一种行星齿轮传动机构及其设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及行星轮机构技术,具体地,涉及一种行星齿轮传动机构及其设计方法。

背景技术

[0002] 目前葫芦行星齿轮传动设计在计算传动比时,通常根据机械设计理论提供的公式进行计算。该法逻辑性差,公式表达的科学含义难于理解和使用,使用时只能硬套公式,基于现有方案设计行星轮机构的传动明精确性较差,设计效率低。有鉴于此,特提出本申请。

发明内容

[0003] 本发明所要解决的技术问题是提供一种行星齿轮传动机构的设计方法以解决现有的行星轮机构的设计方法明确性差和设计效率低的问题。

[0004] 为解决上述技术问题,本发明提供一种行星轮机构的设计方法,包含以下步骤:
S1:构建行星轮机构的模型,所述行星轮机构包含:一内周壁形成有内齿轮4的壳体5、一行星架、一太阳轮、至少一配置于行星架上的行星齿轮组;所述行星齿轮组包含同轴配置的第一行星轮和第二行星轮,所述第一行星轮与太阳轮啮合,所述第二行星轮与内齿轮啮合;所述太阳轮转动时能够通过行星齿轮组带动行星架转动;S2:调整太阳轮、第一行星轮、第二行星轮和内齿轮的齿轮数,使得根据公式一计算的太阳轮和行星架两者的角速度比符合预定目标值,其中,公式一为:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1}$$

度相等的运动关系获得;其中, ω_1 为太阳轮1转动的角速度, ω_7 为行星架7转动的角速度, Z_1 、 Z_2 、 Z_3 和 Z_4 分别为太阳轮1、第一行星轮2、第二行星轮3 和 内齿轮4 的齿轮数。

[0005] 通过采用上述技术方案,本发明可以取得以下技术效果:本方案的行星轮设计方法可确保设计获得行星齿轮传动系统齿轮齿数和要求的传动比,且过程明确,效率高,质量高。

[0006] 本申请另提供一种行星齿轮传动机构,包含:一内周壁形成有内齿轮的壳体、一行星架、一太阳轮、至少一配置于行星架上的行星齿轮组;所述行星齿轮组包含同轴配置的第一行星轮和第二行星轮,所述第一行星轮与太阳轮啮合,所述第二行星轮与内齿轮啮合;所述太阳轮转动时能够通过行星齿轮组带动行星架转动;所述太阳轮和行星架两者的角速度

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1}$$

比满足公式一;其中, ω_1 为太阳轮(1) 转动的角速度, ω_7 为行星架转动的角速度, Z_1 、 Z_2 、 Z_3 和 Z_4 分别为太阳轮、第一行星轮、第二行星轮和内齿轮的齿轮数。

附图说明

- [0007] 图1绘示了本申请一实施例的行星轮机构的设计思路图；
- [0008] 图2绘示了本申请一实施例的行星轮机构的原理图；
- [0009] 图3绘示了对应于图2的B-B方向的视图；
- [0010] 图4绘示了对应于图2的A-A方向的视图；
- [0011] 图5和图6分别绘示了不同视角下一基于图2的原理图的行星轮机构的示意图。

具体实施方式

[0012] 为使本发明实施方式的目的、技术方案和优点更加清楚，下面将结合本发明实施方式中的附图，对本发明实施方式中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施方式是本发明一部分实施方式，而不是全部的实施方式。基于本发明中的实施方式，本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施方式，都属于本发明保护的范围。因此，以下对在附图中提供的本发明的实施方式的详细描述并非旨在限制要求保护的本发明的范围，而是仅仅表示本发明的选定实施方式。

[0013] 结合图1，在一实施例中，本申请行星齿轮传动机构的设计方法大致包含以下步骤：1、构建行星轮机构模型；2、建立线速度关系模型；3、建立已知条件模型；4、求解；5、结束。

[0014] 结合图2至图6，本实施例所构建的行星轮机构的模型包含：一内周壁形成有内齿轮4的壳体5、一行星架7、一太阳轮1、两配置于行星架7上的行星齿轮组9；行星齿轮组9包含同轴配置的第一行星轮2和第二行星轮3（即两者转轴重合，可同步转动），第一行星轮2与太阳轮1啮合，第二行星轮3与内齿轮4啮合；太阳轮1转动时能够通过行星齿轮组9带动行星架7转动。结合图2中，在实际产品中，壳体5表面还可形成有挂钩6，太阳轮可通过动力输入轮8驱动，图5和图6未绘示出挂钩6和动力输入轮8。01表示太阳轮1和动力输入轮8的转动中心线，02表示第一行星轮2的自转中心线，03表示第二行星轮3的自转中心线，0203为第一行星轮2和第二行星轮3的自转轴心线，07为行星架7的转动中心线。A-A和B-B为绘制截面视图的代号。动力输入轮8输入的动力通过太阳轮1与第一行星轮2啮合传递动力给第一行星轮2，第一行星轮2通过第二行星轮3与内齿轮4传递动力，同时通过其内孔驱动行星轮架7输出动力。需说明的是，图5和图6未绘示出各齿轮件上的齿部。

[0015] 图3表示B-B处太阳轮1、第一行星轮2、行星架7传动关系。图3中太阳轮1，第一行星轮2、行星架7,01,02同前。V1表示太阳轮1分度圆处啮合点线速度（m/s），V2表示第一行星轮2分度圆处啮合点线速度（m/s），V7表示0203绕07的线速度（m/s）。ω1表示太阳轮1分度圆处啮合点角速度（°/s），ω2表示第一行星轮2分度圆处啮合点角速度（°/s），ω7表示0203绕07的角速度（°/s）。速度和角速度如图方向为正。

[0016] 根据图3、机械理论和运动学理论，建立太阳轮1，第一行星轮2，行星架7线速度关系模型如等式（1）所示。

[0017] $V_1 = V_7 + V_2$ （1），等式（1）中V1, V2和V7同前。

[0018] 图4表示A-A截面第二行星轮3，内齿轮4，行星架7传动关系。图4中第二行星轮3，内齿轮4，行星架7,V7, ω7,03,07同前。V3表示第二行星轮3分度圆处啮合点线速度（m/s），V4表示内齿轮4分度圆处啮合点线速度（m/s），ω3表示第二行星轮3分度圆处啮合点角速度

(°/s), ω_4 表示内齿轮4分度圆处啮合点角速度(°/s)。速度和角速度如图方向为正。根据图4、机械理论和运动学理论,建立第二行星轮3,内齿轮4,行星架7线速度关系模型如等式(2)所示。

[0019] $V_4 = V_7 - V_3$ (2), 等式(2)中V3,V4和V7同前。

[0020] 根据图2所示的传动原理,机械设计理论和运动学理论,建立太阳轮1,第一行星轮2和第二行星轮3的已知条件计算公式如等式(3),等式(4)和等式(5)所示。

[0021] $V_1 = \omega_1 \times m \times Z_1 / 2$ (3)。

[0022] $V_2 = \omega_2 \times m \times Z_2 / 2$ (4)。

[0023] $V_3 = \omega_2 \times m \times Z_3 / 2$ (5)

[0024] 等式(2)至等式(5)中V1,V2, ω_1 , ω_2 , ω_3 和V3同前, m为齿轮模数(mm), Z1、Z2和Z3分别为太阳轮1,第一行星轮2和第二行星轮3的齿数, $\omega_2 = \omega_3$ 。

[0025] 根据图2所示的传动原理,机械设计理论和运动学理论,建立内齿轮4的已知条件计算公式如等式(6)。

[0026] $V_4 = \omega_4 \times m \times Z_4 / 2 = 0$ (6)。

[0027] 等式(6)中V4和 ω_4 同前, m为齿轮模数(mm), Z4为内齿轮4的齿数。根据图2所示的传动原理,机械设计理论和运动学理论,建立行星架7的已知条件计算公式如等式(7)。

[0028] $V_7 = \omega_7 \times m \times (Z_4 - Z_3) / 2$ (7)。

[0029] 等式(7)中V7和 ω_7 同前, m为齿轮模数(mm), Z4和Z3同前。

[0030] 联立等式(1)和等式(2),结合等式(3)到等式(7)的已知条件求解,可以获得行星齿轮传动比的计算公式如等式(8)。

$$[0031] i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{(Z_4 - Z_3)(1 + \frac{Z_2}{Z_3})}{Z_1} \quad (8)$$

[0032] 等式(8)中Z1、Z2、Z3和Z4同前。

[0033] 选择Z1、Z2、Z3和Z4,根据等式(8)计算传动比,比较该传动比是否与使用要求(即预设目标值)相符合,如满足,则传动设计结束,下一步进行寿命强度校核、绘制工程图等操作。否则,重新选择传动系统齿轮齿数,再次根据等式(8)计算和分析。

[0034] 本申请的优点:1、提出了一种行星轮结构传动的设计方法,建立行星齿轮传动原理模型,线速度模型和已知条件模型,对表达模型的等式求解获得传动系统关键参数;2、提出了根据齿轮分度圆处啮合点线速度相等的运动学关系建立线速度模型的建模方法。本申请采用建立运动学模型的方法设计传动系统可以提高设计的逻辑性,直观性和准确性和效率。3、本方案的行星轮设计方法可确保设计出的行星轮机构具有较高的准确性。由于行星轮结构是机械常见的结构,例如汽车,本申请的设计方法可在超精密创造传动领域应用。

[0035] 以上所述仅为本发明的优选实施方式而已,并不用于限制本发明,对于本领域的技术人员来说,本发明可以有各种更改和变化。凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

构建行星轮机构模型

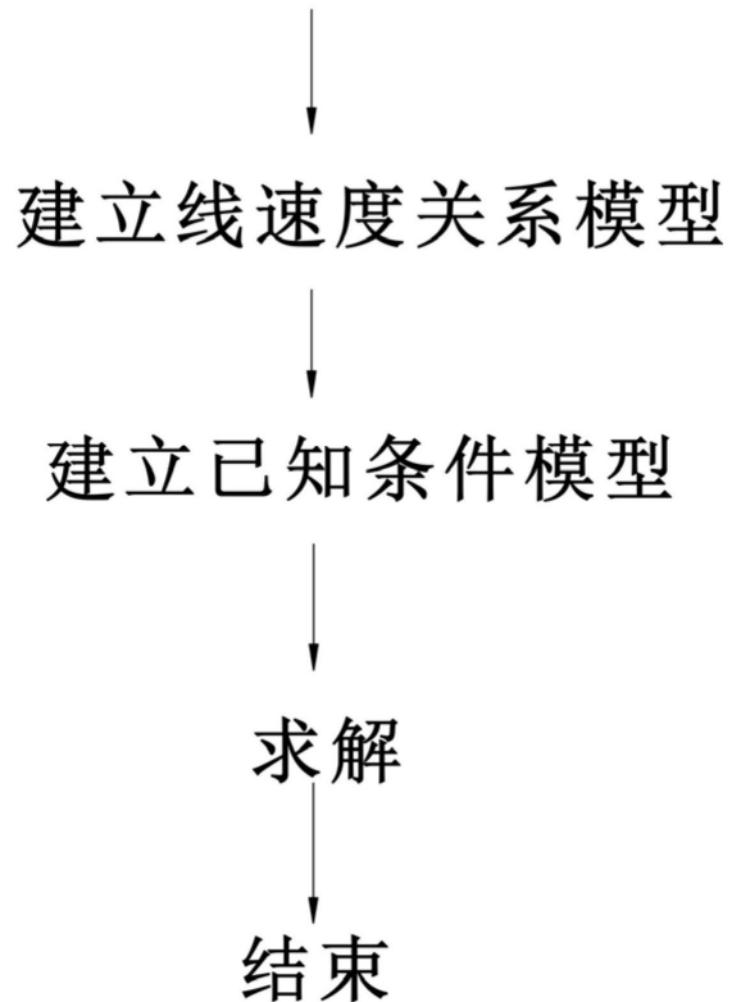


图1

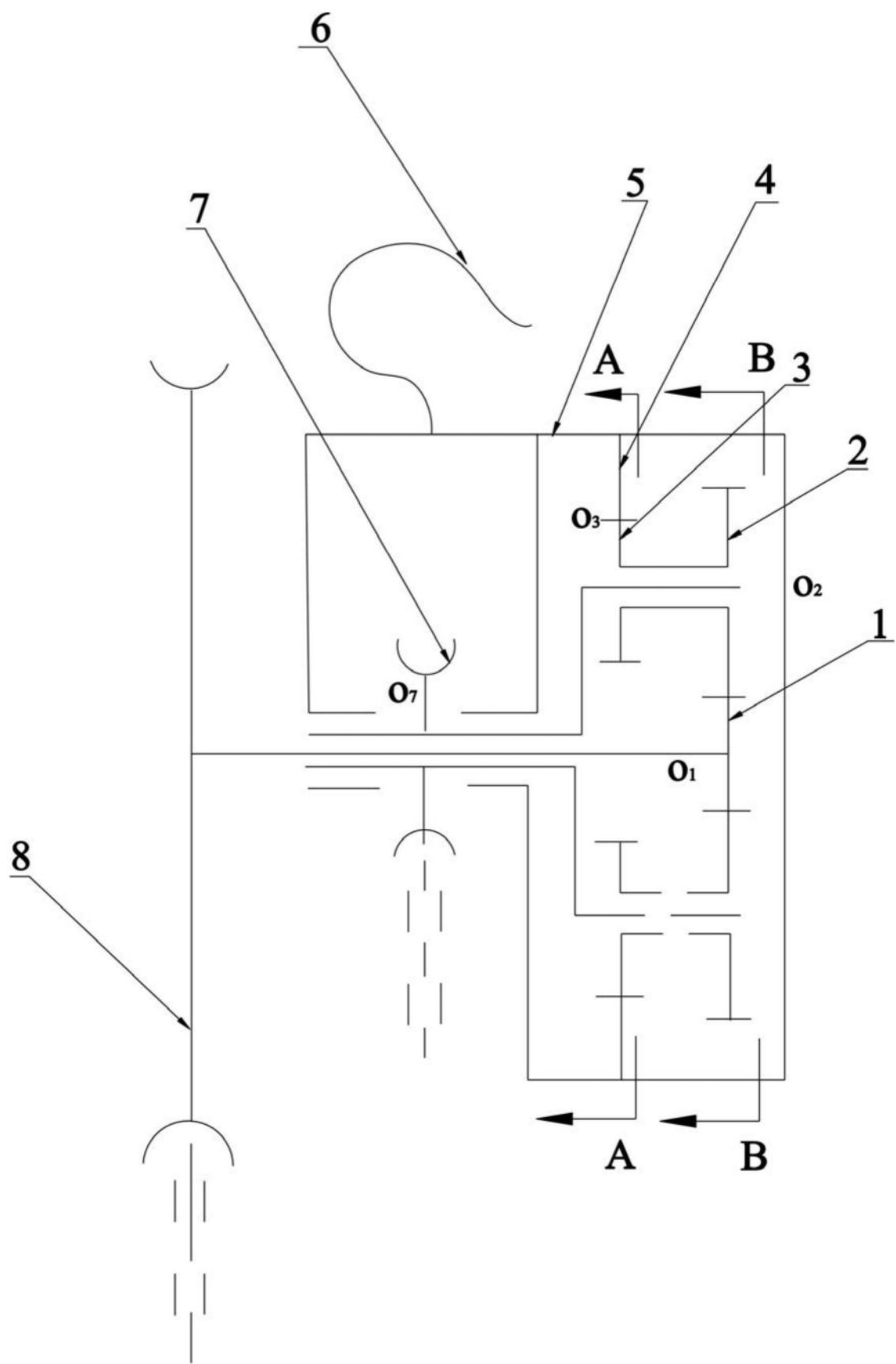


图2

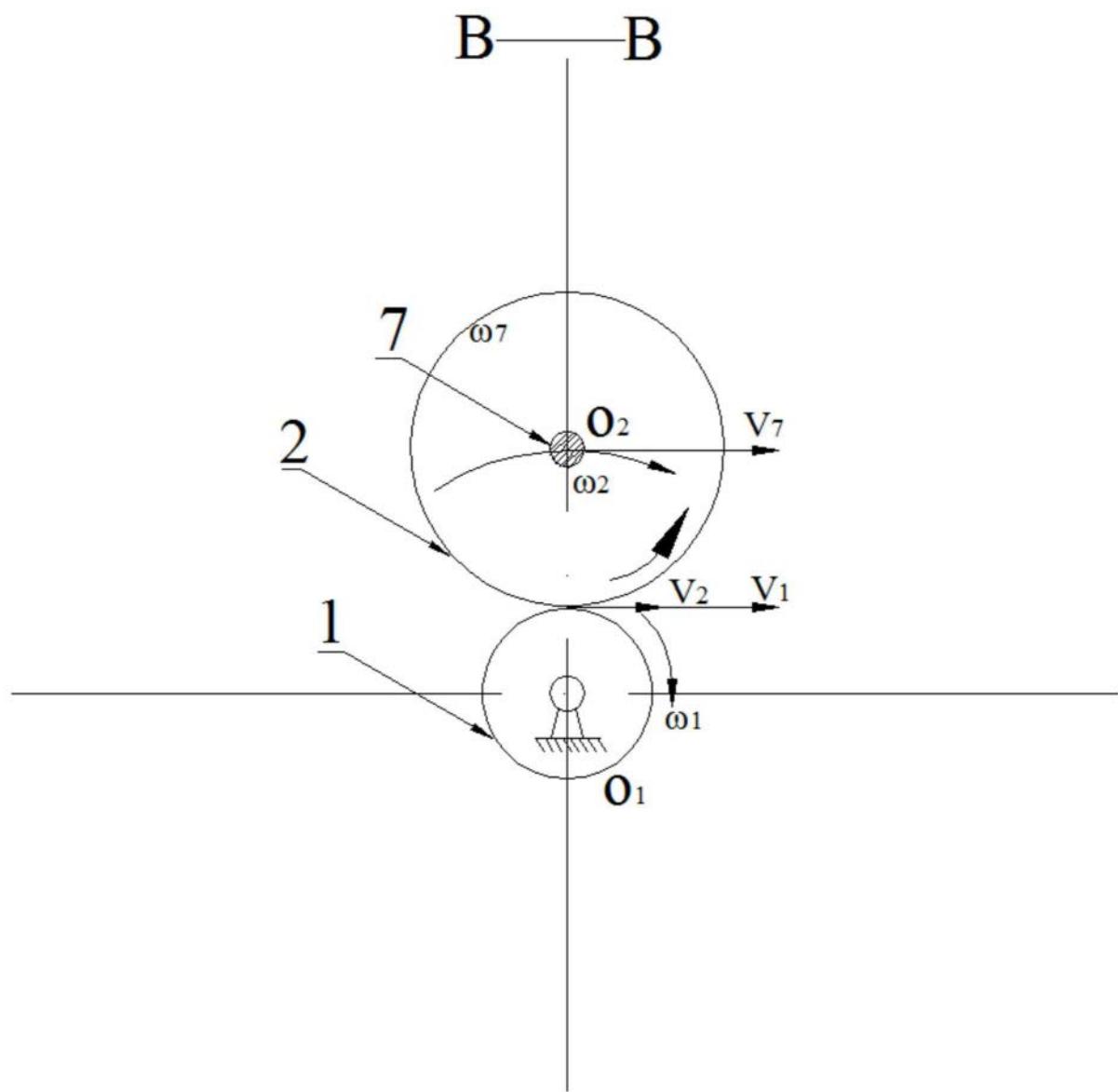


图3

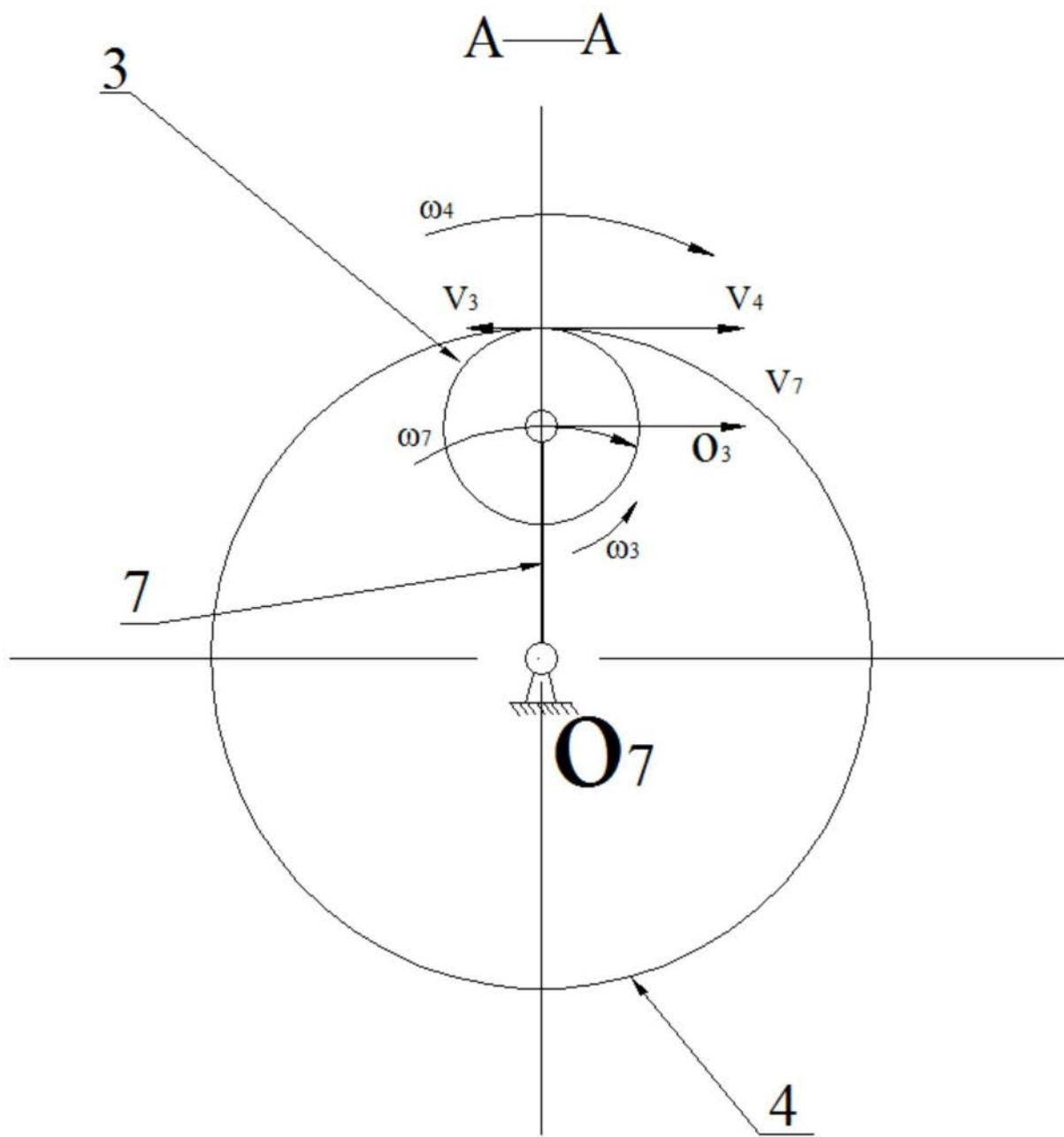


图4

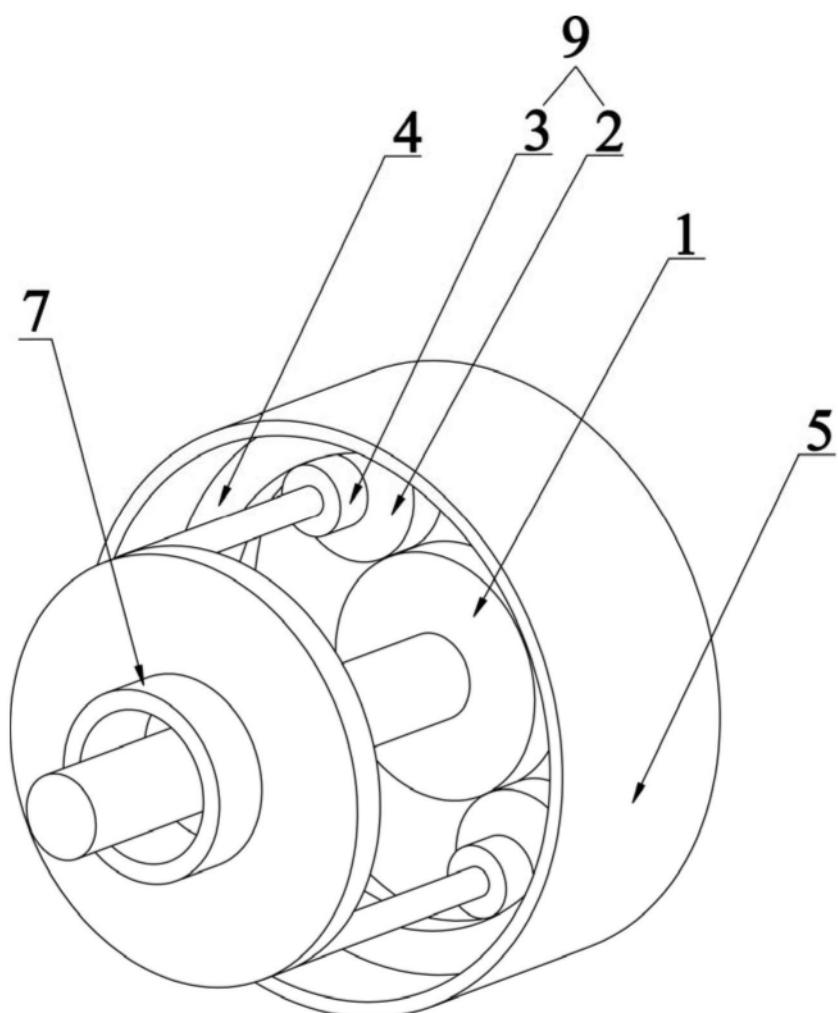


图5

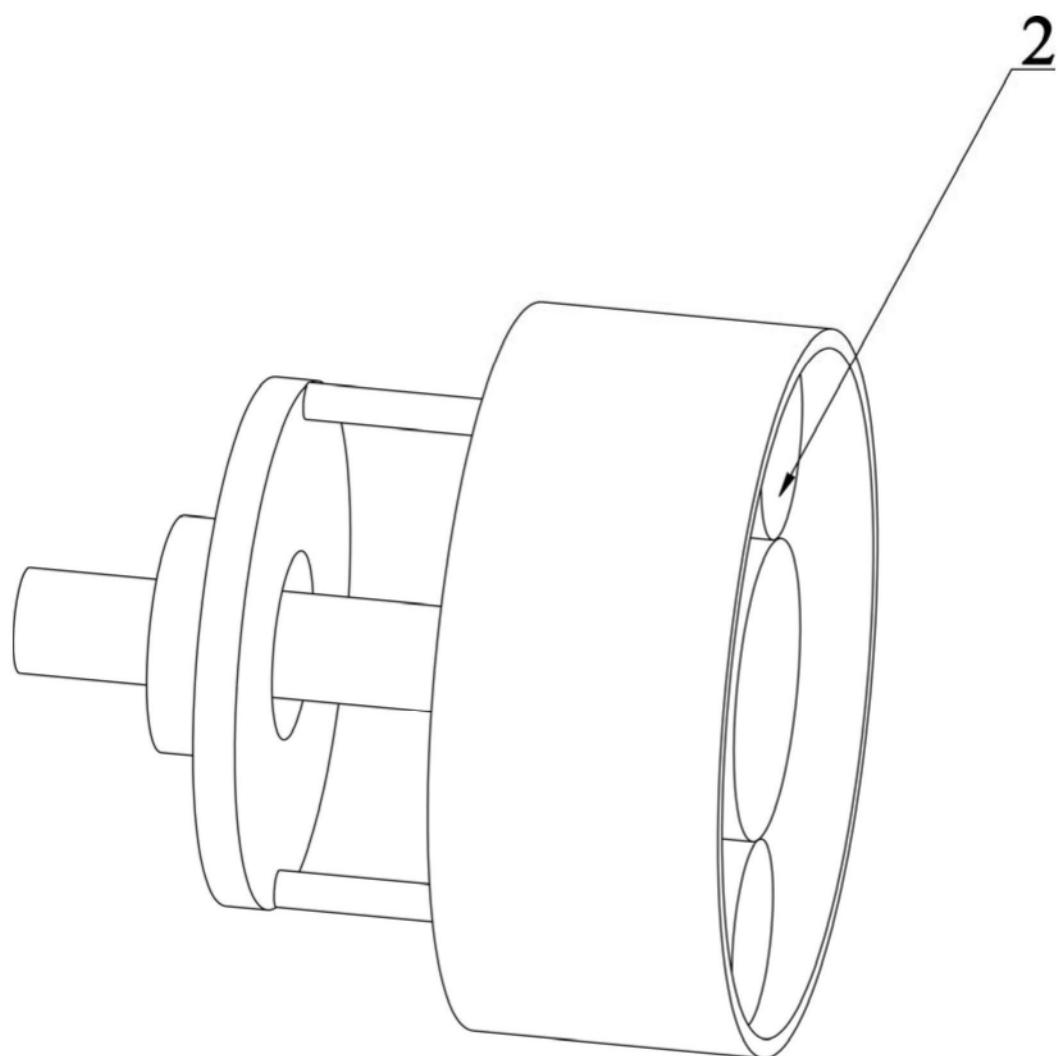


图6