

# 转动导杆—齿轮机构驱动叶片差速泵

陈明 张勇 訾进锋 李瑰贤

(哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨 150001)

**摘要:** 转动导杆机构具有把曲柄的匀速转动转换为导杆的非匀速转动的特性。利用这一特性,把两个转动导杆机构和齿轮机构组合形成了叶片差速泵的驱动系统。该驱动系统使同轴安装于泵壳内的两个叶轮周期性不等速转动,从而使两个叶轮的相邻叶片周期性张合,来实现密闭容积变化进而完成吸排液过程。转动导杆机构曲柄和导杆的回转中心距与曲柄长度的比值是影响泵的性能的一个关键参数。该值越大,泵的排量也越大,但是,随着此值增大,泵的流量脉动和驱动轴上的工作阻力矩波动也在加剧,使泵的工作性能降低。在实际设计中此值取0.3~0.5比较适宜。

**关键词:** 转动导杆机构 齿轮机构 叶片差速泵

**中图分类号:** TH3

## 0 前言

目前应用于生产领域中的容积泵排量、体积比很小。在需要高输出压力、大排量的场合,通常采用多级离心泵,如油田底层注水。在研究了非圆齿轮驱动的四叶片差速泵的基础上<sup>[1]</sup>,提出了转动导杆—齿轮机构驱动的叶片差速泵。该泵采用转动导杆—齿轮机构作为驱动系统,使两叶轮周期性不等速转动(差速转动),从而吸入和排出液体。驱动系统所采用的转动导杆机构和圆柱齿轮机构与非圆齿轮机构相比,具有设计简单,加工方便,制造成本低等优点。该泵的结构简单、体积小、质量轻、效率高,并且排量、体积比大,适用于要求高输出压力、大排量的场合,如油田地层注水,高层建筑供水,液体工业原料远距离输送等,其应用前景十分广阔。

## 1 泵的组成及工作原理

图1所示是泵的驱动系统<sup>[2-7]</sup>,电动机1带动齿轮2,齿轮2同时与齿数相同的齿轮3和齿轮14啮合,并驱动齿轮3和齿轮14相同方向转动。转动导杆机构的曲柄4、13分别与齿轮3、14固联,并分别通过滑块5和滑块12驱动导杆6和导杆11周期性地非匀速转动。两个转动导杆机构的曲柄4和曲柄13的安装相位相同。导杆6和导杆11分别与齿轮7和齿轮10固联,齿轮7和齿轮10分别与齿轮8和齿轮9啮合,并且齿轮8与齿轮7,齿轮9与齿

轮10的齿数比均为 $2(z_8/z_7 = z_9/z_{10} = 2)$ 。图1中, $e$ 为曲柄回转轴到导杆回转轴的距离, $l$ 为曲柄的长度。

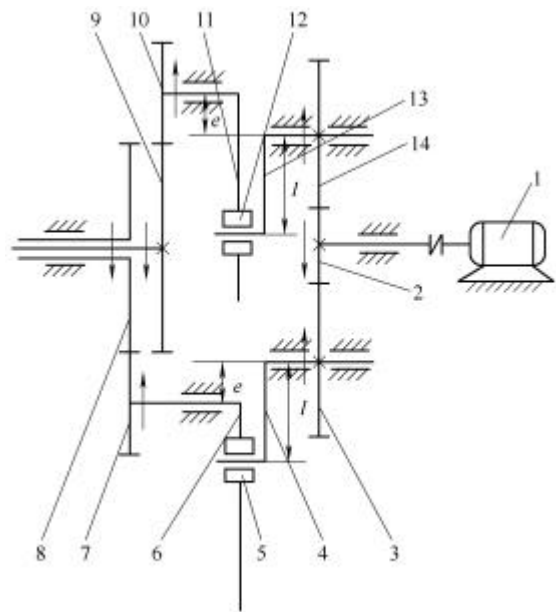


图1 泵的驱动系统

1. 电动机 2, 3, 7, 8, 9, 10, 14. 齿轮  
4, 13. 曲柄 5, 12. 滑块 6, 11. 导杆

图2所示是泵体。同轴安装于泵壳5内的叶轮3和叶轮4分别与图1中的齿轮8和齿轮9固联,并在齿轮8和齿轮9的带动下相同方向非匀速转动。叶轮3和叶轮4分别带有两个对称分布的叶片,叶轮上的相邻叶片与泵壳分别构成了四个封闭腔,当泵在工作时,这四个封闭腔周期性地变大或变小,从而从吸液口吸入液体,从排液口排出液体。

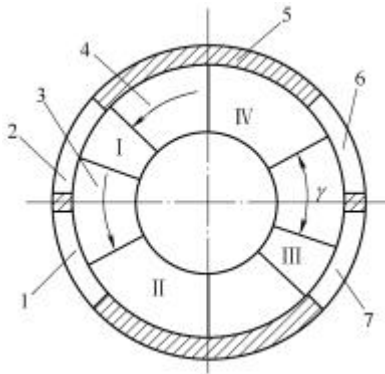


图2 泵体

1, 6. 吸液口 2, 7. 排液口 3, 4. 叶轮 5. 泵壳

## 2 驱动系统运动分析

由图1可知，转动导杆机构的曲柄4和13的角速度 $w_4$ 、 $w_{13}$ 大小相等方向相同，即

$$w_4 = \frac{z_2}{z_3} w_1 \quad (1)$$

$$w_{13} = \frac{z_2}{z_{14}} w_1 \quad (2)$$

式中  $w_1$  ——电动机的角速度  
 $z_2$  ——齿轮2的齿数  
 $z_3$  ——齿轮3的齿数  
 $z_{14}$  ——齿轮14的齿数

导杆6和11的角速度为

$$w_6 = \frac{1 - c \cos j}{1 - 2c \cos j + c^2} w_4 \quad (3)$$

$$w_{11} = \frac{1 + c \cos j}{1 + 2c \cos j + c^2} w_{13} \quad (4)$$

式中  $j$  ——曲柄的转角

$c$  ——曲柄回转轴到导杆回转轴距离  $e$  与曲柄长度  $l$  的比值

齿轮8和齿轮9的角速度为

$$w_8 = \frac{z_7}{z_8} w_6 \quad (5)$$

$$w_9 = \frac{z_{10}}{z_9} w_{11} \quad (6)$$

由于图2中的叶轮3和4分别与图1中的齿轮8和9固联，因此两个叶轮的角速度分别为

$$w_{y3} = w_8 \quad (7)$$

$$w_{y4} = w_9 \quad (8)$$

把式(1)、(3)、(5)代入式(7)，式(2)、(4)、(6)代入式(8)得

$$w_{y3} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{1 - c \cos j}{1 - 2c \cos j + c^2} w_1 \quad (9)$$

$$w_{y4} = \frac{z_2}{z_{14}} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} \cdot \frac{1 + c \cos j}{1 + 2c \cos j + c^2} w_1 \quad (10)$$

由于

$$\frac{z_8}{z_7} = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{1}{2} \quad (11)$$

并且令

$$\frac{z_2}{z_3} = \frac{z_2}{z_{14}} = u \quad (12)$$

则叶轮3和4的角速度表达式可写为

$$w_{y3} = \frac{u}{2} \cdot \frac{1 - c \cos j}{1 - 2c \cos j + c^2} w_1 \quad (13)$$

$$w_{y4} = \frac{u}{2} \cdot \frac{1 + c \cos j}{1 + 2c \cos j + c^2} w_1 \quad (14)$$

图3所示是叶轮3和叶轮4的角速度线图。从图3中可以看到，两个叶轮在转动导杆机构的作用下，进行周期性地不等速转动，使得两叶轮的相邻叶片组成的四个封闭腔、  
、  
、  
的容积周期性地变大和变小，从而吸入和排出流体。

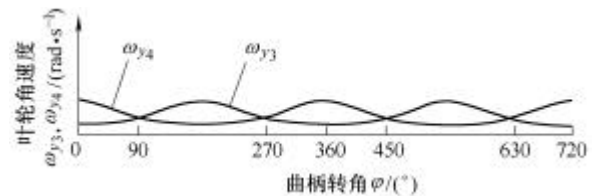


图3 叶轮的角速度线图

## 3 叶轮叶片角的计算

叶轮上的叶片设计成扇形状，如图4所示，叶片角是指扇形状叶片两侧边之间的交角 $g$ 。叶轮在工作时，两个叶轮的角速度相等时，两个叶轮的叶片正好闭合。由图3可以看到，转动导杆机构的曲柄转角为 $90^\circ$ 、 $270^\circ$ 、 $450^\circ$ 和 $630^\circ$ 时，两个叶轮的角速度相等。因此，叶轮的叶片在这些位置闭合。图4a是叶轮在曲柄转角为 $90^\circ$ 、 $450^\circ$ 时的闭合状态，图4b是叶轮在曲柄转角为 $270^\circ$ 、 $630^\circ$ 时的闭合状态。

当曲柄由 $90^\circ$ 转到 $270^\circ$ 时，叶轮由图4a所示的闭合状态达到图4b所示的闭合状态。由此可以看出，叶轮4所转过的角度正好等于叶轮的叶片角 $g$ ，因此

$$g = \int_{t_1}^{t_2} w_{y4} dt \quad (15)$$

由于曲柄的角速度为

$$w_{13} = \frac{dj}{dt} = \frac{z_2}{z_{14}} w_1 = u w_1 \quad (16)$$

于是

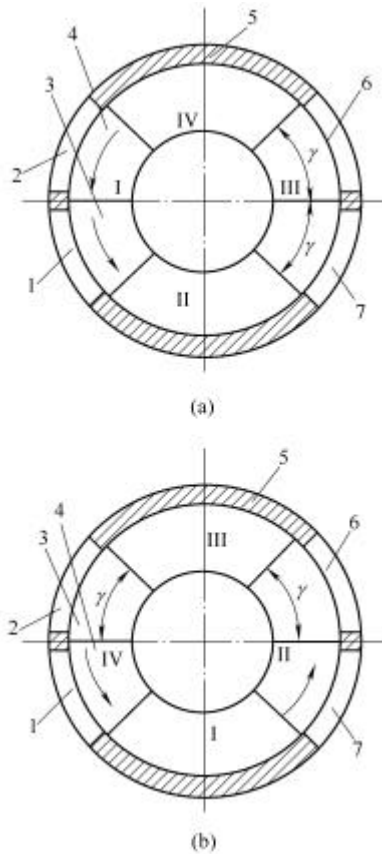


图 4 叶轮叶片的闭合位置

1, 6. 吸液口 2, 7. 排液口 3, 4. 叶轮 5. 泵壳

$$dt = \frac{dj}{u\omega_1} \tag{17}$$

因而，式(15)可以写为

$$g = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \frac{\omega_y d}{u\omega_1} dj \tag{18}$$

把式(14)代入式(18)得

$$g = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \frac{1}{2} \cdot \frac{1 + c \cos j}{1 + 2c \cos j + c^2} dj \tag{19}$$

图5所示是叶片角  $g$  随着  $c$  值的变化曲线。 $c$  值的取值范围为  $0 < c < 1$ 。当  $c = 0$  时，图 1 所示的驱动系统中导杆与曲柄的角速度总是相等的，从而使得叶轮 3 与叶轮 4 的角速度也总是相等，致使泵不能吸液和排液；当  $c = 1$  时，图 1 所示的驱动系统中的机构已经不是转动导杆机构了(是摆动导杆机构)，因而不能用来驱动叶片差速泵。

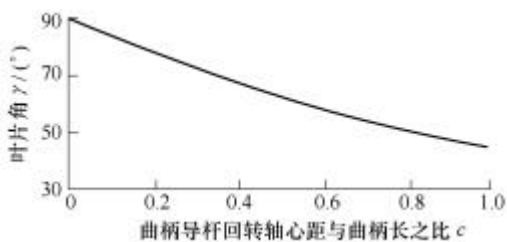


图 5 叶片角曲线

由图 5 可以看出，叶片角随着  $c$  值的增大而减小。当  $c = 0$  时，叶片角有最大值  $\gamma_{\max} = 90^\circ$ 。这也就是说，泵壳内的全部容积都让叶轮的叶片占据了，因此，泵不能工作。当  $c = 1$  时，叶片角有最小值  $\gamma_{\min} = 45^\circ$ 。由于这时图 2 所示的机构不能用来驱动叶片差速泵，因此，实际上叶片角不能取最小值。由此可见，叶片角的取值范围为  $45^\circ < \gamma < 90^\circ$ 。

## 4 排量与瞬时流量计算

### 4.1 排量计算

两叶轮每张合一次，便完成一次吸液、排液过程，由图 6 可以看出，每次排液量为

$$Q_1 = p \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h \frac{2p - 4g}{2p} \tag{20}$$

式中  $D$  —— 叶片的大径

$d$  —— 叶片的小径

$h$  —— 叶片的轴向尺寸

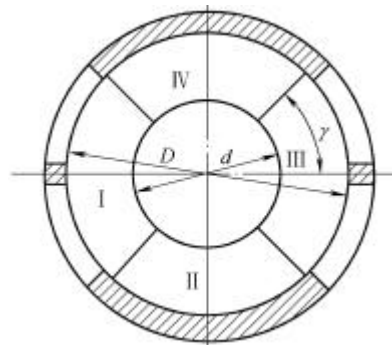


图 6 泵的排量计算

由于叶轮转过一周时，完成四次吸液、排液过程，因此，泵的排量为

$$Q = 4\pi \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h \frac{2\pi - 4g}{2\pi} = (D^2 - d^2)h(\pi - 2g) \tag{21}$$

由式(21)知，排量  $Q$  随叶片角  $g$  的增大而减小，因此，又可以说，排量  $Q$  随  $c$  值的增大而增大。图 7 所示是泵的排量  $Q$  随  $c$  值的变化曲线。

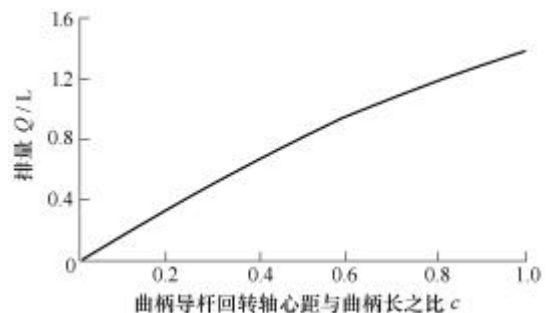


图 7 泵的排量曲线

( $D = 250\text{mm}$ ,  $d = 200\text{mm}$ ,  $h = 40\text{mm}$ )

4.2 瞬时流量计算

设泵的瞬时流量为  $q_v$ ，如图 8 所示，则泵在时间间隔  $dt$  内的流量为

$$q_v dt = 2\pi \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h \left| \frac{dj_{y4} - dj_{y3}}{2\pi} \right| = \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h |dj_{y4} - dj_{y3}| \quad (22)$$

$$q_v = \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h \left| \frac{dj_{y4} - dj_{y3}}{dt} \right| = \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h |w_{y4} - w_{y3}| \quad (23)$$

把式(13)、(14)代入式(23)整理得

$$q_v = \frac{u}{2} \left( \frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) h \left| \frac{(2-c^2)c \cos j}{(1+c^2)^2 - 4c^2 \cos^2 j} \right| w_1 \quad (24)$$

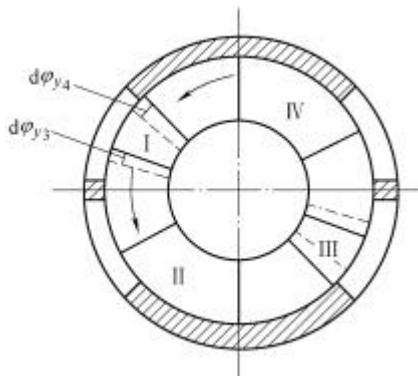


图 8 泵的流量计算

由图 9 所示的瞬时流量曲线可以看出，瞬时流量的脉动随着  $c$  值的增大而增大。因此，在设计叶片差速泵时  $c$  值不宜取得过大，一般取 0.3~0.5 为宜。

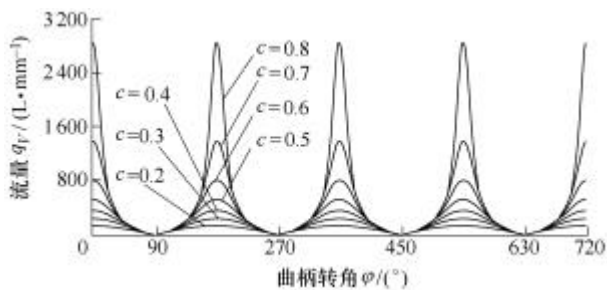


图 9 泵的流量曲线 ( $u=1/3, w_1=1458\pi/30$ )

5 驱动力矩的计算

设泵的排液口压力为  $p$ ，吸液口压力为零，在图 10a 所示的位置，封闭腔，与排液口 2, 7 连通，则叶轮 3 所受的工作阻力矩为

$$T_{y3} = -\frac{D^2 - d^2}{2} hp \quad (25)$$

叶轮 4 所受的工作阻力矩为

$$T_{y4} = \frac{D^2 - d^2}{2} hp \quad (26)$$

在图 10b 所示的位置，封闭腔，与排液口 2, 7 连通，则叶轮 3 所受的工作阻力矩为

$$T_{y3} = \frac{D^2 - d^2}{2} hp \quad (27)$$

叶轮 4 所受的工作阻力矩为

$$T_{y4} = \frac{D^2 - d^2}{2} hp \quad (28)$$

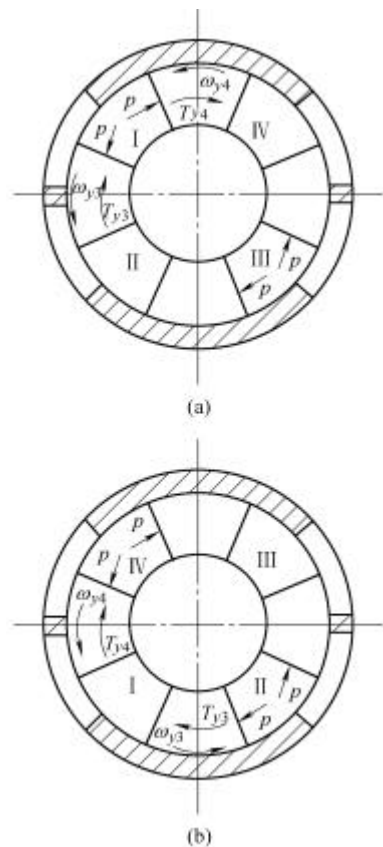


图 10 叶轮的受力

图 11 所示是叶轮 3 和叶轮 4 所受的工作阻力矩线图。

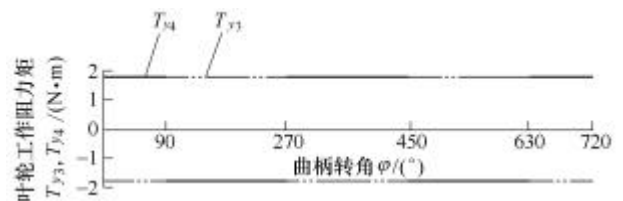


图 11 叶轮的工作阻力矩线图

( $p=8 \text{ MPa}$ )

由图 1 可以看出导杆 6(齿轮 7)所受的工作阻力

矩为

$$T_6 = \frac{z_7}{z_8} T_{y3} = \frac{1}{2} T_{y3} \quad (29)$$

导杆 11(齿轮 10)所受的工作阻力矩为

$$T_{11} = \frac{z_{10}}{z_9} T_{y4} = \frac{1}{2} T_{y4} \quad (30)$$

曲柄 4(齿轮 3)所受的工作阻力矩为

$$T_4 = \frac{1 - c \cos j}{1 - 2c \cos j + c^2} T_6 \quad (31)$$

曲柄 13(齿轮 14)所受的工作阻力矩为

$$T_{13} = \frac{1 + c \cos j}{1 + 2c \cos j + c^2} T_{11} \quad (32)$$

由图 12 可以看到, 曲柄 6 和 13 所受的工作阻力矩是波动的。随着  $c$  值的增大, 工作阻力矩波动的幅值增大。工作阻力矩为正值时, 表明工作阻力矩的方向与曲柄的回转方向相反; 工作阻力矩为负值时, 表明工作阻力矩的方向与曲柄的回转方向相同。

由图 1 可知, 齿轮 2(输入轴)所受的工作阻力矩为

$$T_2 = T_4 \frac{z_2}{z_3} + T_{13} \frac{z_2}{z_{14}} = (T_4 + T_{13}) u \quad (33)$$

图 13 所示是齿轮 2(输入轴)所受的工作阻力矩  $T_2$  的线图, 由此可以看出, 尽管力矩的波动还是有的, 但是, 力矩波动的绝对值相对于曲柄上工作阻力矩的波动值已经大大减小, 这非常有利于设计时选择电动机。

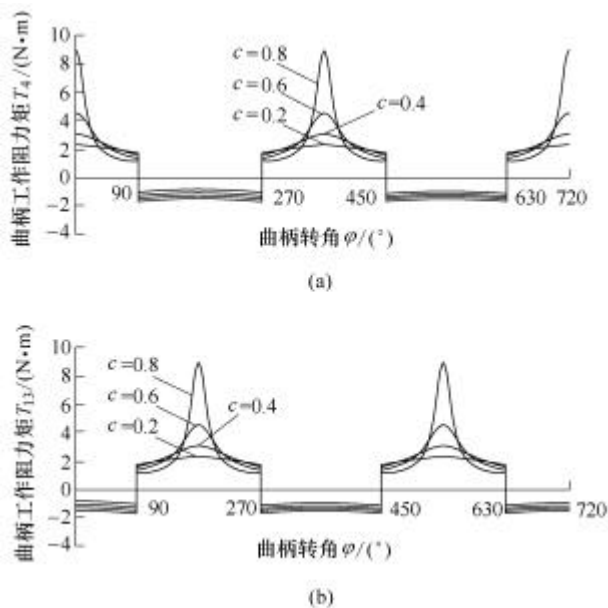


图 12 曲柄的工作阻力矩线图

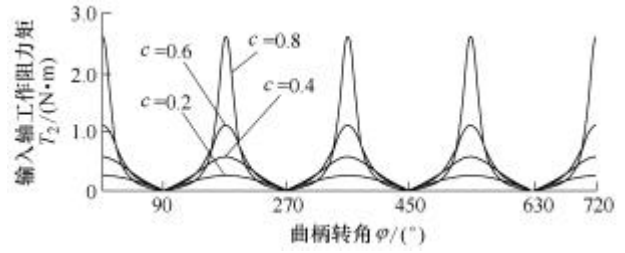


图 13 输入轴的工作阻力矩线图

## 6 结论

- (1) 利用两个转动导杆机构的组合来驱动叶片差速泵, 从理论上讲是可行的。
- (2) 转动导杆机构曲柄和导杆的回转中心距与曲柄长度的比值  $c$  是影响泵的性能的一个关键参数。  $c$  值越大, 泵的排量也越大, 但是, 随着  $c$  值增大, 泵的流量脉动和驱动轴上的工作阻力矩波动也在加剧, 使泵的工作性能降低。在实际设计中  $c$  值取 0.3 ~ 0.5 比较适宜。

## 参 考 文 献

- [1] 陈明, 李丽伟, 焦映厚, 等. 四叶片差速泵的理论研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(11): 66-70.
- [2] 王知行, 刘廷荣. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [3] ROBERT L N. Design of machinery[M]. McGRAW-HILL International Editions, 1999.
- [4] USHER A P. A history of mechanical invention[M]. Boston: Beacon Press, 1989.
- [5] 和田忠太. 机构设计的构思[M]. 毕传湖等译. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [6] 孟宪源. 现代机构手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [7] 柯热夫尼柯夫. 机构[M]. 孟宪源译. 北京: 机械工业出版社, 1981.

## DIFFERENTIAL VELOCITY VANE PUMP DRIVEN BY ROTATING GUIDE- BAR-GEAR MECHANISM

CHEN Ming ZHANG Yong ZI Jinfeng LI Guixian  
(School of Mechatronic Engineering,  
Harbin Institute of Technology,  
Harbin 150001)

Abstract: The rotating guide-bar mechanism has the chara-

characteristic of transforming the uniform rotation of the crank to the nonuniform rotation of the guide-bar. Thus, two rotating guide-bar mechanisms and gears mechanisms can be combined to form a driving system of the differential velocity vane pump. The driving system makes two coaxial impellers fixed inside the hull rotate with periodical nonuniform velocity, and the neighboring vanes of the two impellers will open and close periodically, so the volume of the compartments vary, which makes liquid flow in and out.  $c$ , the ratio of the distance between the rotating centers of the crank and the guide-bar to the length of the crank, affects the performance of the pump

and is a pivotal parameter. The larger  $c$  is, the higher the flow of the pump. However, as  $c$  increases, the fluctuations of both the flow and resisting torque on the driving shaft are greater, and the performance lowers. In the real design, the feasible value of  $c$  is 0.3 ~ 0.5.

**Key words:** Rotating guide-bar mechanism

Gears mechanism

Differential velocity vane pump

作者简介：陈明，男，1957年出生，教授。主要研究方向为机械传动与控制，机构学。

E-mail : chenming@hit.edu.cn