



(12) 实用新型专利申请说明书

[21] 申请号 88221427.6

[51] Int.Cl⁴

F16H 1/06

(43) 公告日 1989年10月25日

[22] 申请日 88.12.20

[71] 申请人 陕西工学院

地址 陕西省汉中市褒河(河东店)

共同申请人 西安减速机厂

[72] 设计人 蒋学全 高平 王宁侠 张帆

[74] 专利代理机构 西安市专利事务所

代理人 郭寅生 钟淑云

F16H 57/02 F16H 55/08

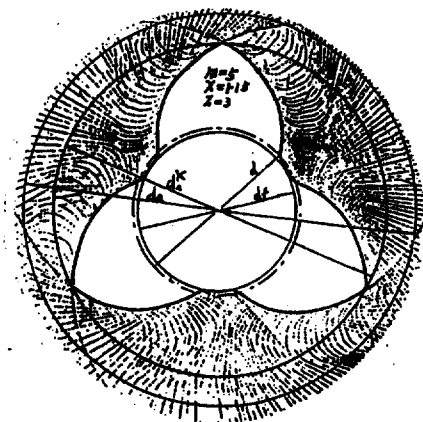
说明书页数: 6

附图页数: 5

[54] 实用新型名称 少齿数圆柱齿轮减速器

[57] 摘要

少齿数圆柱齿轮减速器,属于可变速比传递旋转运动或使旋转运动换向的齿轮传动装置,是一种新型的齿轮传动装置,减速器中齿轮齿廓曲线是渐开线或者是圆弧线,小齿轮齿数可为 $Z=2, 3, \dots, 6, 7$; 其齿轮副的齿数和小于现有的值,且这种减速器可以是单级或双级的;不仅扩大了传动比范围,在同样的输入功率和转速下,该单级减速器与目前双级减速器效率相当,而且减速机减少了零部件和重量,降低了成本。该机已经过机械电子工业部部级鉴定,实践已证明具有性能优越的综合技术经济效益。



30

1、一种少齿数圆柱齿轮减速器，属于齿轮传动装置，包括齿轮箱体6、箱盖、轴2、轴承3和5及变位齿轮副，其特征在于，一对变位齿轮副中的小齿轮4是少齿数圆柱齿轮轴，其齿轮的齿数是2, 3, ……6, 7, 其齿廓曲线是渐开线。

2、一种少齿数圆柱齿轮减速器，包括齿轮箱体6、箱盖、轴2、轴承3和5及变位齿轮副，其特征在于，一对变位齿轮副中的小齿轮4是少齿数圆柱齿轮轴，其齿轮的齿数是2, 3, ……6, 7, 其齿廓曲线是圆弧线。

少齿数圆柱齿轮减速器

本实用新型属于可变速比传送旋转运动或使旋转运动换向的齿轮传动装置，是一种新型的通用圆柱齿轮减速器，它主要包括齿轮箱体6、箱盖、轴2、轴承3和5，以及变位齿轮副。

在化学工业出版社出版的《机械设计手册》中册(该书于1982年10月北京第二版，1985年5月第三次印)中，叙述并规定了单级、双级渐开线和圆弧齿形的圆柱齿轮减速器，它们设计的传动比最大值为：单级 $i_D = 10$ ，双级 $i_2 = 60$ ，对于压力角为 20° 的标准渐开线齿轮，要求其齿数 $Z > 16$ ，对于短齿渐开线齿轮要求其齿数 $Z > 13$ ，圆弧齿轮齿数原则上可做到很少，但考虑到传动平稳、齿轮的强度、刚度等诸多因素，所以仍对其齿数有所限制。对于标准齿轮传动要求其齿数和 $(Z_1 + Z_2) > 2Z_{\min}$ 。目前国内齿轮传动中，通过合理的设计，满足传动要求的齿轮副中，其最小齿轮齿数仅能做到 $Z = 8$ ，由于最小齿轮齿数的限制，要想获得大的传动比，就需要增加齿轮副的对数，机构尺寸随之增大，重量增加，同时成本也相应增加。

本实用新型的目的在于避免上述减速器存在的不足之处，设计并研制两种齿型的少齿数(渐开线和圆弧形)的单级和双级圆柱齿轮减速器系列产品，较大幅度的提高传动比，减少重量，降低成本，同时保证了原有的性能。

本实用新型的目的可以通过如下措施来达到，少齿数圆柱齿轮减速器，包括齿轮箱体、箱盖、轴、轴承及变位齿轮副等其它零件，其主要特征在于：一对齿轮副中小齿轮的齿数为 $Z = 2, 3, 4$

……6, 7, 齿轮副中轮齿的齿廓线是渐开线形, 或者是圆弧形。其中少齿数渐开线圆柱齿轮是通过大变位齿轮副设计, 在普通滚齿机上加工而得到, 其齿数虽减少但不产生根切。而少齿数圆弧齿轮则采用通常设计方法设计, 同时用合理的齿轮宽度来弥补端面重合度的不足, 使齿轮副得到连续、平稳的传动, 并采用节点外啮合或改变压力角的几何特点和运动特性来提高齿轮副的承载能力、寿命以及传动效率。这里所说的少齿数圆柱齿轮是指斜齿、人字齿, 并适合于齿轮与齿条啮合及内外啮合。该减速器中的齿轮副, 其齿数和小于现有的值, 并且齿轮副是单级或是双级。

附图的图面说明如下:

图1是齿数为3的圆弧斜齿圆柱齿轮端面图。 d —节圆直径, d_a —顶圆直径。

图2至图4是渐开线斜齿圆柱齿轮端面图。 d —分度圆直径, m_n —法面模数, d_a —理论齿顶圆直径, x_n —法面变位系数, d_a^k —实际齿顶圆直径, Z —齿轮的齿数, d_f —齿根圆直径。

图5是单级渐开线少齿数圆柱齿轮减速器的剖面图,

1—大齿轮, 2—轴, 3—大齿轮轴承, 4—小齿轮轴, 5—小齿轮轴承, 6—箱体。

本实用新型将结合附图作进一步详述, 图1是圆弧形三齿数圆柱斜齿轮图, 其材料可采用普通的40cr、45号、35siMn中碳钢等, 它的主要加工工艺是: 下料—粗车—调质热处理—精车—粗滚—精滚, 加工设备可选用普通的滚齿机, 刀具采用标准的滚刀, 测量手段与目前的普通齿轮测量一样, 其在设计上有专用的一套计算公式, 以图1齿轮为例, 设齿数 $Z=3$, 法面模数 $m_n=5$, 螺旋角

$\beta = 20.3641^\circ$ ，则节圆直径， $d = m_n Z / \cos \beta = 16(\text{mm})$ ，顶圆直径， $d_a = d + 2h_a = 30(\text{mm})$ ，根圆直径， $d_f = d - 2h_f = 16(\text{mm})$

注， h_a 和 h_f 都是少齿数齿轮设计专用参数。

轴向重合度： $\varepsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = 1.329$

承载能力： $F_t < u \mu_\varepsilon m_n d (6_H / Z_\varepsilon Z_\beta Z_\eta)^2 / k_A K_V K_\beta (u + 1)$ (N)

以上式中， h_a —齿顶高， h_f —齿根高， b —齿宽(取 $b = 60$)

u —齿数比 Z_2 / Z_1 ， 6_H —接触应力， μ_ε —重合度的整数部分， Z_ε —材料弹性系数， Z_β —接触强度的螺旋角系数， K_V —动载荷系数， Z_η —精度系数， K_β —载荷分布系数， K_A —工况系数， mm —毫米， N —牛顿。

考虑到齿轮强度、刚度的诸多因素，在某些参数的选择上并非按普通齿轮的标准公式计算，而是作了一定的调整，在齿轮加工中采取有效措施，使齿轮达到设计和使用要求。

图2是2齿数渐开线斜齿轮端面图，其渐开线齿形是在齿轮范成仪上画出，其法面模数为 $m_n = 18$ ，变位系数为 $x = 1.1$ ，理论齿顶圆直径 d_a 均大于实际齿顶圆直径 d_a^k ，由于少齿数必须采用较大的正变位，使之齿顶变尖，齿根增厚，圆角半径增大，齿轮抗弯强度提高，它们的加工工艺与目前齿轮加工工艺基本一样。

图3是3齿数渐开线斜齿轮端面图，其法面模数为 $m_n = 5$ ，变位系数为 $x = 1.15$ 。

图4是4齿数渐开线斜齿轮端面图，其法面模数为 $m_n = 18$ ，变位系数为 $x = 1.05$ 。

图5是单级渐开线少齿数的圆柱斜齿减速器剖面图，套在轴2上的大齿轮1为从动轮，与之相啮合的小齿轮轴4为主动轮，小齿

轮伸出端与电机相连，轴2和小齿轮轴4分别通过轴承3和5装配在箱体6内，其它零部件及装配关系与普通减速箱中的零部件所起的作用及装配工艺都一样，下面将齿轮的设计作为简单叙述，设小齿轮轴的齿数 $Z_1 = 3$ ，大齿轮的齿数 $Z_2 = 41$ ， $m_n = 5$ ，两齿轮的中心距 $a = 120\text{mm}$ ；根据渐开线圆柱齿轮啮合方程式，并考虑到少齿数齿轮副的特点，取螺旋角 $\beta = 15^\circ$ ，端面变位系数分别为 $X_{t1} = 1.15$ ， $X_{t2} = 0.088$ ；小齿轮轴的几何参数是：实际齿顶圆直径 $d_{a1}^k = m_n Z_1 / \cos \alpha \sqrt{\cos \beta \cos \alpha_{a1}^k} = 31.451(\text{mm})$ ，式中啮合角 $\alpha_t = 27^\circ 22' 16''$ ，实际齿顶压力角 $\alpha_{a1}^k = 62^\circ 28' 52''$ ，节圆 $d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta = 15.529(\text{mm})$ ，齿根圆 $d_{f1} = d_1 - 2(h_{an}^* + C_n^*)m_n + x_{t1} m_t = 14.935(\text{mm})$ ，式中法面齿顶高系数 h_{an}^* 和法面径向间隙系数 C_n^* 均为少齿数设计的专用数。

$$\text{齿顶高 } h_{a1} = (d_{a1} - d_1) = 7.936(\text{mm})$$

$$\text{齿根高 } h_{f1} = (d_1 - d_{f1}) / 2 = 0.297(\text{mm})$$

$$\text{端面周节 } p_t = \pi m_t = 16.262(\text{mm})$$

$$\text{端面齿厚 } s_{t1} = \pi m_t / 2 + 2x_{t1} m_t \operatorname{tg} \alpha_t = 12.617(\text{mm})$$

$$\text{端面齿槽宽 } e_{t1} = p_t - s_{t1} = 3.645(\text{mm})$$

大齿轮的几何参数计算是：

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a2} = 222.1(\text{mm})$$

$$\text{节圆直径 } d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta = 212.232(\text{mm})$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f2} = d_2 - 2(h_{an}^* + C_n^*)m_n + 2x_{t2} m_t = 200.643(\text{mm})$$

$$\text{齿顶高 } h_{a2} = (d_{a2} - d_2) / 2 = 4.934(\text{mm})$$

$$\text{齿根高 } h_{f2} = (d_2 - d_{f2}) / 2 = 5.795(\text{mm})$$

$$\text{全齿高 } h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 10.729(\text{mm})$$

$$\text{端面齿厚 } S_{t2} = \pi m_t / 2 + 2x_t m_t \operatorname{tg} \alpha_t = 8.474(\text{mm})$$

$$\text{端面齿槽宽 } e_{t2} = P_t - S_{t2} = 7.788(\text{mm})$$

关于减速箱中的齿轮副啮合干涉验算是：由齿轮的几何参数得知，只可能在大齿轮齿顶与小齿轮齿根啮合时发生干涉，小齿轮渐开线起始压力角： $\operatorname{tg} \alpha_{t\theta 2} = \operatorname{tg} \alpha_t - 4(h_{at}^* - x_{t1})/Z_1 \sin 2\alpha_t = 0.7487$ ，即 $\alpha_{t\theta 2} = 36^\circ 49' 23''$ （式中 h_{at}^* —端面齿顶高系数），大齿轮齿顶与小齿轮齿根啮合点的小齿轮渐开线压力角：

$$\operatorname{tg} \alpha'_{t\theta 2} = \operatorname{tg} \alpha'_t - Z_2(\operatorname{tg} \alpha_{ta2} - \operatorname{tg} \alpha'_t)/Z_1 = 0.7507$$

即 $\alpha'_{t\theta 2} = 36^\circ 53' 44''$ （式中 α'_t —端面压力角， α_{ta2} —大齿顶压力角）可见 $\alpha'_{t\theta 2} > \alpha_{t\theta 2}$ ，故不会发生干涉。

关于重合度计算：

齿轮的轴向齿距： $P_{ba} = P_{bt} / \operatorname{tg} \beta_b = 60.691(\text{mm})$ ，（式中 P_{bt} —齿轮的端面基圆周节， β_b —基圆上轮齿螺旋角）取小齿轮齿宽 $b_1 = 70(\text{mm})$ ，大齿轮齿宽 $b_2 = 65(\text{mm})$ ，轴向重合度： $\epsilon_a = b_2 \sin \beta / \pi m_n = 1.071$ ，端面重合度： $\epsilon_\alpha = Z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha'_{t\theta 2})/2\pi = 0.558$ ，总的重合度： $\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\alpha = 1.629$ 。

关于承载能力计算，大齿轮材质采用35SiMn 钢调质处理，小齿轮材质采用40Cr 钢调质处理，按软齿面传动接触强度设计，取许用应力 $[\sigma_H] = 600(\text{MN}/\text{m}^2)$ ，设安全系数 $S_H = 1$ ，寿命系数 $Z_H = 1$ ，硬化系数 $Z_n = 1$ ，其余因素暂不考虑。

以圆周力表示的承载能力为：

$$E_t < LCOS \beta_b \operatorname{COS} \alpha_t (1/E_1 + 1/E_2) [\sigma_H]^2 / 0.35 \xi (1/\rho_1 + 1/\rho_2) (\text{N})$$

式中： E_t —作用在齿轮计算点的圆周力(N)，

ξ —载荷分配系数， $\xi = 1$ 。

L —接触线长度 $L = 34.797 \text{ mm}$

ρ_1, ρ_2 —小, 大齿轮在计算点的齿廓曲率半径,

$\rho_1 = 9.986 \text{ mm}, \rho_2 = 45.484 \text{ mm}$

E_1, E_2 —小, 大齿轮材料的弹性模量

$E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^5 \text{ (MN/m}^2\text{)}$

结论为: $F_t < 2596.6 \text{ N}$.

计算点小齿轮半径 $r_{e1} = 12.850 \text{ mm}$, 算出齿轮副可能传递的最大功率 $N_{max} = 5 \text{ KW}$, 该减速器的额定功率取 $N = 3.5 \text{ KW}$, 相应的圆周力为: $F_t = 1804.3 \text{ N}$, 接触应力, $\sigma_H = 497 \text{ MN/m}^2 < [\sigma_H] = 600 \text{ MN/m}^2$ 减速箱中少齿数齿轮副, 采用软齿面, 齿轮按 8—8—7 精度 (JB178—83) 加工, 其主要制作工艺过程是: 下料—粗车—调质—精车—粗滚—精滚, 大齿轮的加工、测量与普通齿轮一样, 故不再赘述。小齿轮轴选用普通的 Y3150E/II 型滚齿机加工, 刀具采用标准滚刀, 其压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 法面齿顶高系数 $h_{an}^* = 1.0$, 法面齿顶间隙系数 $C_n^* = 0.25$, 法面模数 $m_n = 5$ 。

本实用新型比现有技术具有如下优点:

- 1、由于采用了少齿数的齿轮, 所以可将单级减速器的传动比扩充到原来的双级传动比范围, 同理, 双级减速器传动比可扩充到原来三级减速器的传动比范围, 并且在同样的输入功率和转速下减少相应的零部件和重量。
- 2、单级渐开线减速器与目前双级减速器效率相当, $\eta = 0.94$ 。
- 3、这种少齿数减速器可节约大量原材料, 能源, 成本低, 结构简单, 实践已证明, 具有性能优越的综合技术经济效益。

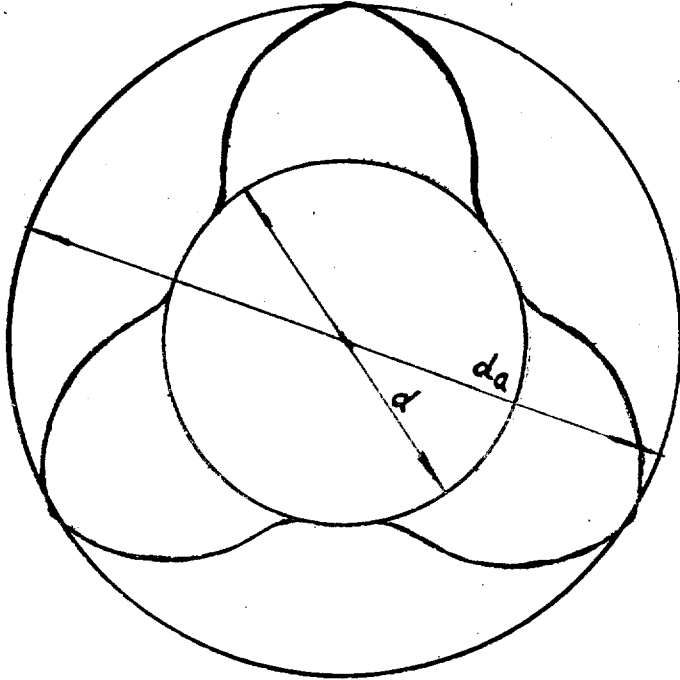


图 1

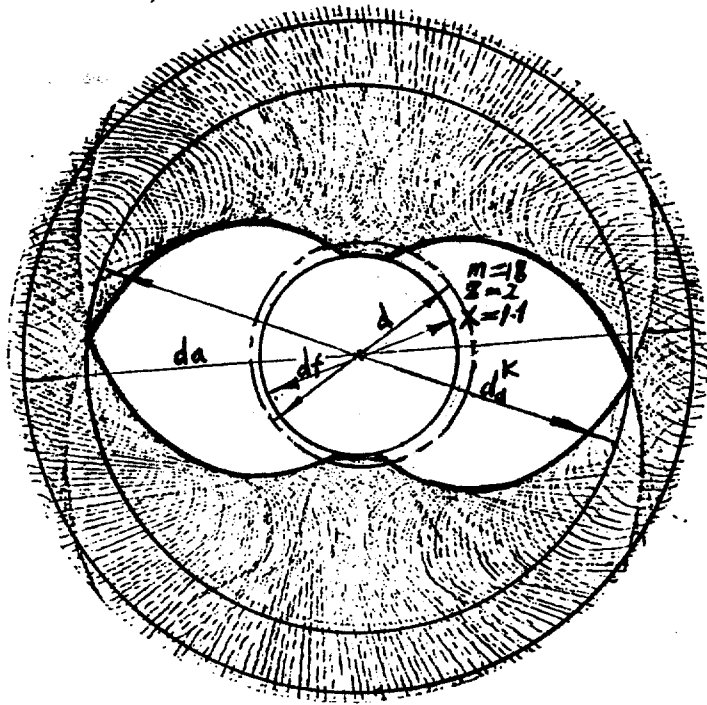


图2

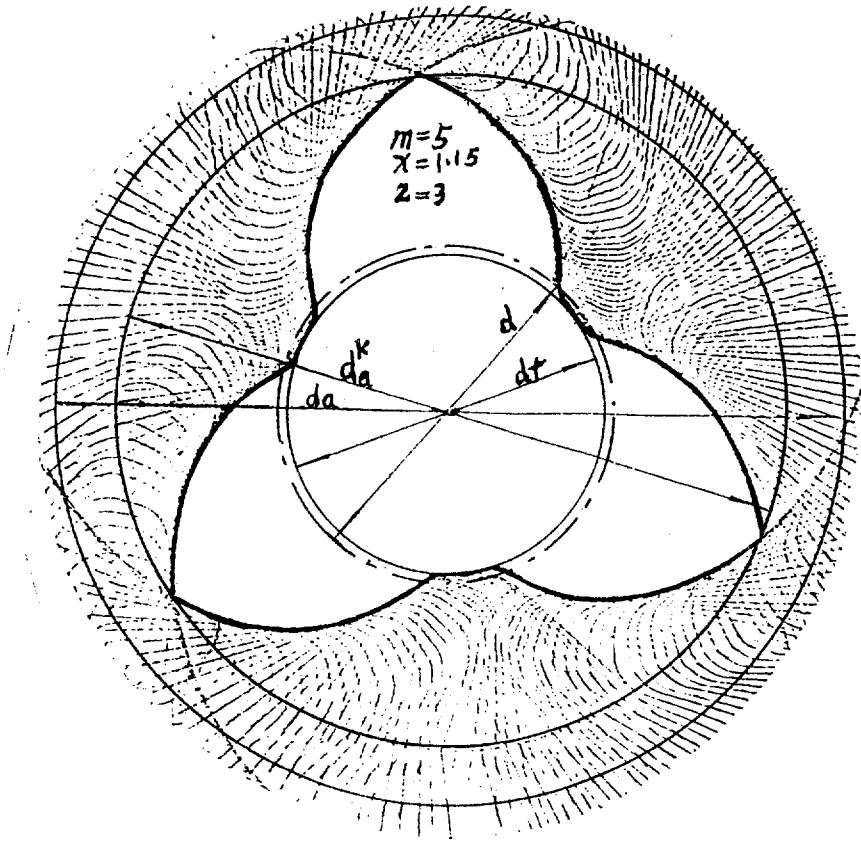


图3

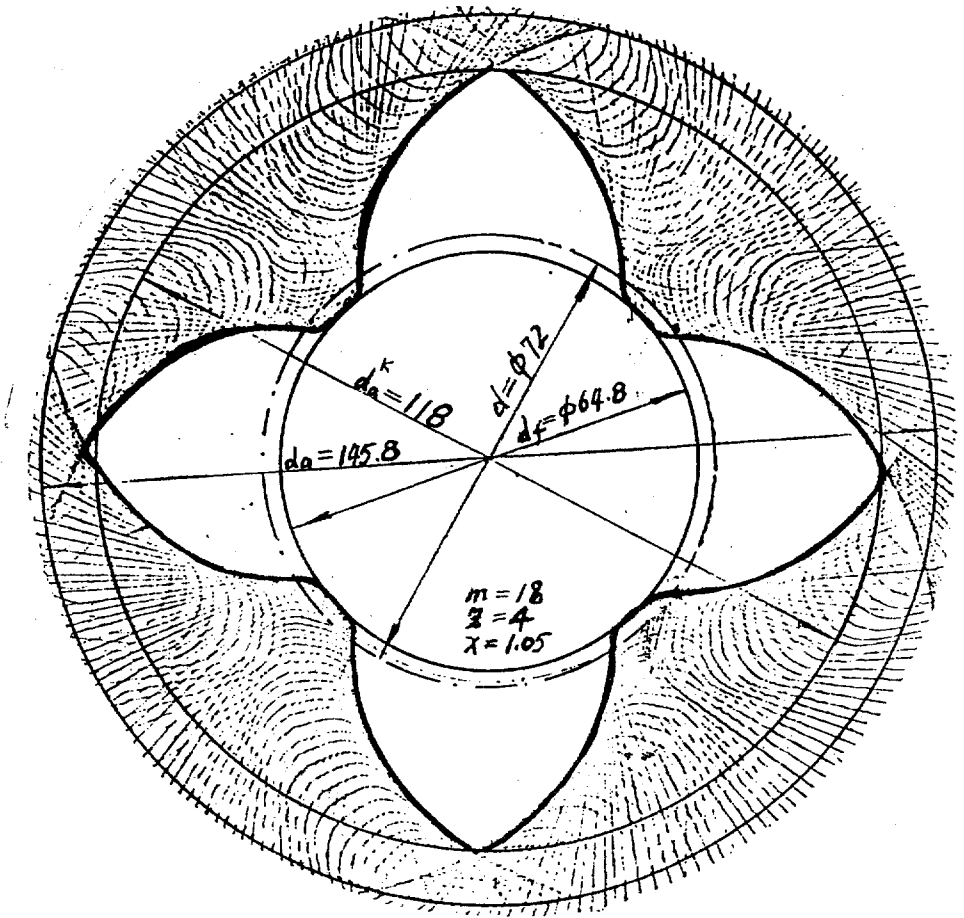


图4

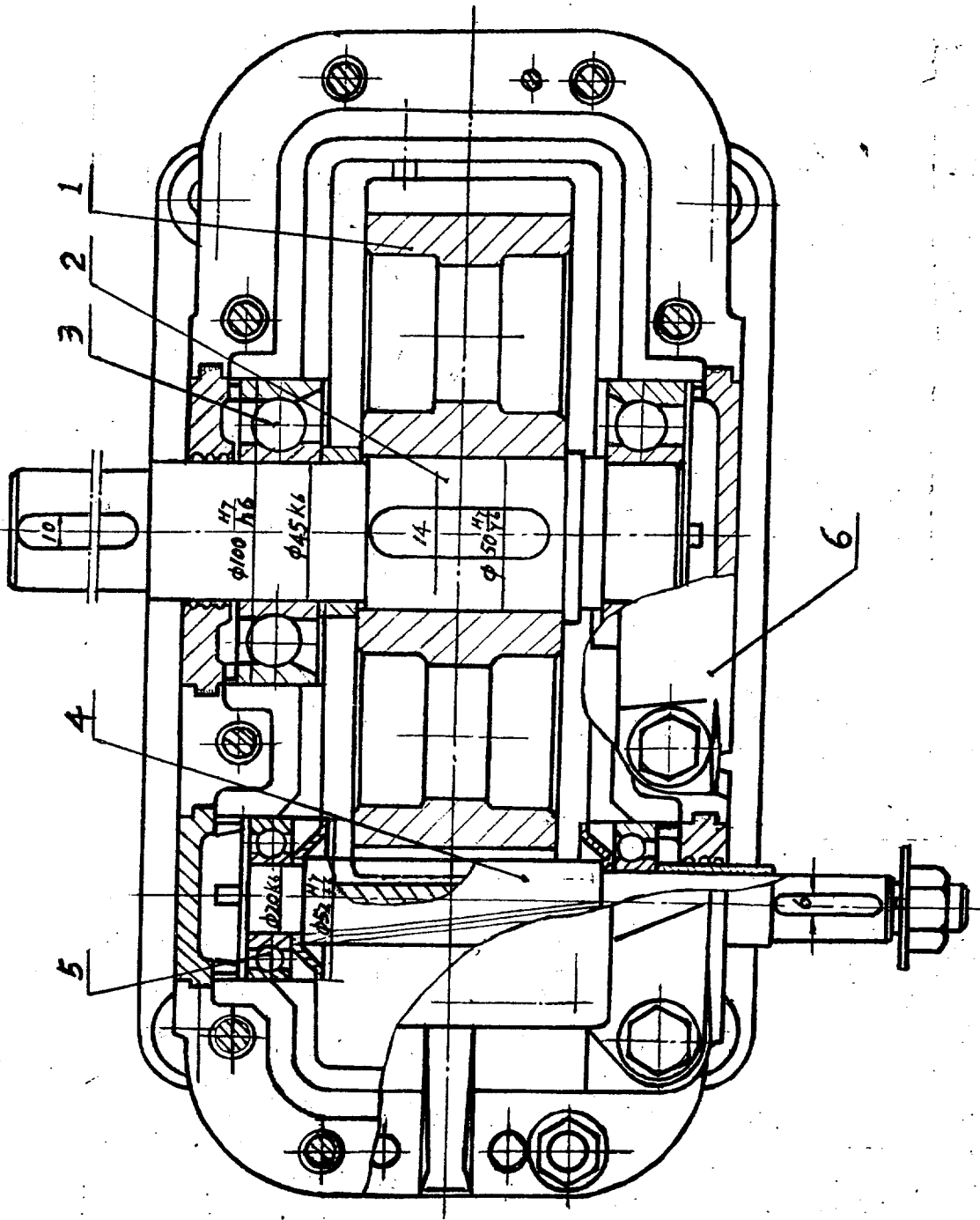


图5