



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 03141397.8

[43] 公开日 2004年12月8日

[11] 公开号 CN 1553063A

[22] 申请日 2003.6.8 [21] 申请号 03141397.8

[71] 申请人 宋建军

地址 022150 内蒙古自治区牙克石市工业大街4号栲胶公司

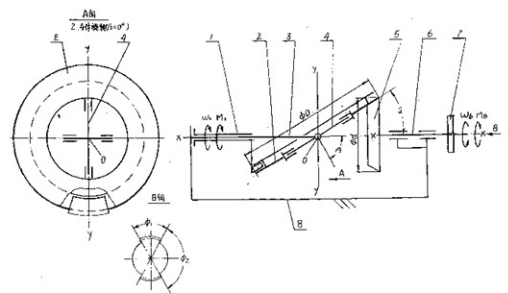
[72] 发明人 宋建军

权利要求书2页 说明书10页 附图10页

[54] 发明名称 侧摆式齿轮减速机

[57] 摘要

侧摆式齿轮减速机具有输入构件1、侧摆齿轮2、心轴3、万向节4、被动齿轮5、输出轴6、间歇输出链轮7、机架8组成，侧摆齿轮2通过万向节4、心轴3同机架8联接。侧摆齿轮2和被动齿轮5同一轴线布置，输入构件1使侧摆齿轮2侧向摆动，驱动被动齿轮5向输入构件1相反的转动方向转动，其传动关系同少齿差减速机一样，且在传动中无任一传动件受到离心力的作用，也无系统平衡问题，与少齿差减速机相比，具有效率高、体积小、寿命大、传动系统简单、无系统振动的性能，侧摆齿轮2和被动齿轮5换成摩擦轮，移动被动轮实现无级变速。



1、一种侧摆式齿轮减速机，具有输入构件1、侧摆齿轮2、心轴3、万向节4、被动齿轮5、输出轴6、间歇输出链轮7和机架8，其特征还在于具有一共同的旋转轴线，各转动件均安装在这同一旋转轴线，侧摆齿轮2是一园环型的平齿轮，内环有两拨叉与万向节4的十字轴一根轴联接，侧摆齿轮2的轴线与旋转轴线成 β 角，万向节4的十字轴中另一根轴与心轴3的两拨叉联接，心轴3同机架8固定，侧摆齿轮2的外园有一平行于齿面的环型榫槽，榫槽与旋转轴线成 α 角， $\alpha + \beta = 90^\circ$ ，输入构件1空套在心轴3上，输入构件1在一侧有一榫块，榫块的方向与旋转轴线成 α 角，并插入侧摆齿轮2的环型榫槽内形成滑动联接，侧摆齿轮2始终同被动齿轮5啮合，被动齿轮5同输出轴6是刚性联接，间歇输出链轮7在 ϕ_1 角范围内有齿，在 ϕ_2 角范围内无齿，间歇输出链轮7固联在输出轴6上时， ϕ_1 角的中点同十字轴万向节4中同侧摆齿轮2联接的轴要处于同一平面内，输入构件1输入一匀速旋转运动，榫块在侧摆齿轮2的环型榫槽内滑动，迫使侧摆齿轮2绕两轴线交点O摆动，不能绕旋转轴线转动，侧摆齿轮2上的齿依次同被动齿轮5上的齿啮合，推动被动齿轮5匀速向输入运动的相反方向转动，其转动关系如下：

$$\omega_{出} = - \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \omega_{入}$$

式中： Z_1 —侧摆齿轮2的齿数

Z_2 —被动齿轮5的齿数

$\omega_{入}$ —输入构件1的转速

$\omega_{出}$ —输出轴6的转速

2、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于采用十字轴万向节联接侧摆齿轮2和心轴3，当十字轴平面与侧摆齿轮2的轴线垂直时，输入构件1所需的输入力矩 M_1 同输出轴6要克服的阻力矩 M_6 无方程关系， $M_1 \ll M_6$ 、在此位置的左右一定范围内有功率放大作用，间歇输出链轮7的 ϕ_1 角内的齿在此范围内驱动链条带动另一被动轴工作，超过此范围不同链条啮合。

3、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于采用的万向节是等速万向节，是任何一种型式的万向节。

4、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于在侧摆齿轮2的外环用万向节同机架8联接。

5、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于侧摆齿轮2应是任何一种齿轮。

6、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于侧摆齿轮2和被动齿轮5应是摩擦轮，移动被动摩擦轮5，进行无级变速。

7、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于输入构件1同侧摆齿轮2是榫槽式滑动联接，迫使侧摆齿轮2绕固定点摆动。

8、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于，在输出轴6上输入一个运动，输入构件1产生输出运动，间歇输出链轮7安装在输入构件1上， ϕ_1 角内无齿形， ϕ_2 角范围内有齿形，同十字轴4的相对位置不变，在 ϕ_2 角范围内有功率放大作用。

9、如权利要求1所述的侧摆式齿轮减速机，其特征在于输入构件1同侧摆齿轮2的接触是一个斜面同端面的接触，输入构件1的斜面同侧摆齿轮2的轴线垂直。

侧摆式齿轮减速机

本发明涉及机械传动中的减速装置。

在所有的减速装置中，可分为两种型式，定轴传动系统，和行星齿轮传动系统。定轴传动系统外型尺寸大、笨重。行星齿轮传动系统外型尺寸小、重量轻。但行星齿轮传动系统结构复杂，部分传动件除承担传递动力及运动外，还必须在行星运动的同时自身受到离心力的作用，传动件及易损坏。为保证整个传动系统的稳定运行，还必须对称设计或设置平衡装置以保证传动系统不产生振动。

本发明的目的是提供一种仅采用一对齿轮就能实现任何速比的减速装置，两个齿轮同一轴线布置，无任一齿轮做行星运动，不需要考虑传动系统平衡问题。

本发明的侧摆式齿轮减速机，是按如下技术方案实现的，侧摆式齿轮减速机具有输入构件、心轴、侧摆齿轮、万向节、被动齿轮、输出轴、间歇输出链轮、机架，其特征在于在同一旋转轴线上，输入构件上与轴线成一定角度的榫块插入侧摆齿轮的环形榫槽内，与其形成滑动联接，使侧摆齿轮的轴线与旋转轴线成一定角度，侧摆齿轮同被动齿轮啮合，侧摆齿轮经万向节同心轴联接，心轴同机架固定，侧摆齿轮只能绕一固定点摆动，不能绕旋转轴线转动，输入构件空套在心轴上，各传动件均布置在同一条旋转轴线上。

输入构件匀速转动，带动侧摆齿轮匀速摆动，侧摆齿轮驱动被动齿轮匀速转动，传动比关系如下：

$$\omega_{出} = -\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \omega_{入}$$

$\omega_{出}$ — 被动齿轮的转速

$\omega_{入}$ — 输入构件的转速

Z_1 — 侧摆齿轮的齿数

Z_2 — 被动齿轮的齿数

下面结合附图和实施例，对本发明的侧摆式齿轮减速机作详细描述。

图1是侧摆式齿轮减速机的传动示意图

图2是运动关系分析示意图

图3是两轴用等速万向节联接的力矩关系图

图4是两轴用十字轴万向节联接的力矩关系图

图5是两轴用十字轴万向节联接的力矩关系图

图6是图1中各传动件的力矩平衡分析图

图7是侧摆齿轮减速机中十字轴平面与心轴垂直时的传动示意图

图8是图7中各传动件的力矩平衡分析图

图9是侧摆齿轮减速机用等速万向节的传动示意图

图10是图9中各传动件的力矩平衡分析图

本发明的侧摆式齿轮减速机见附图1，输入构件1，输入构件1空套在心轴3上，在一侧有一榫块，榫块与轴线X—X成 α 角，并插入侧摆齿轮2的环型榫槽内，侧摆齿轮2是一平面齿轮，与齿面平面平行的外园面有一环型槽与输入构件1上的榫块滑动联接，在榫块的作用下侧摆齿轮2的轴线与X—X轴线成 β 角，侧摆齿轮2经十字轴万向节4与心轴3联接，心轴3同机架固定，O点是侧摆齿轮2的轴线同X—X轴线的交点。O点是一固定点，侧摆齿轮的齿面与X—X轴线成 α 角， $\alpha + \beta = 90^\circ$ ，被动齿轮5同输出轴6刚性联接，经轴承与机架8铰接，间歇输出链轮在 ϕ_1 角内有齿，在 ϕ_2 角内无齿，刚性固定在输出轴6上，十字轴4与侧摆齿轮2联接的轴是Y—Y轴，安装时间歇输出链轮7上的 ϕ_1 中点与Y—Y轴在同一平面，该平面是Y— ϕ_1 平面，侧摆齿轮的外径是 ϕD ，被动齿轮的外径是 ϕd 。

侧摆式齿轮减速机工作过程如下，原动机使输入构件1沿 ω_1 的方向匀速转动，输入构件1上的榫块在侧摆齿轮2的环型槽内滑动，迫使侧摆齿轮2绕O点匀速摆动，其轴线始终与X—X轴线成 β 角，十字轴万向节4中的一根轴同心轴3的拨叉联接，心轴3同机架刚性联接，侧摆齿轮2只能绕X—X轴线上O点摆动，不能绕X—X轴线转动。侧摆齿轮2上的轮齿依次同被动齿轮5相啮合，驱动被动齿轮5和输出轴6沿 ω_6 方向转动。

输入构件1同输出6的运动关系如下：

$$\omega_6 = - \frac{D-d}{d} \omega_1$$

式中：D—侧摆齿轮2的外径

d—被动齿轮5的外径

ω_1 —输入构件1的转速

ω_6 —输出轴6的转速

设侧摆齿轮2的齿数为 Z_1 ，被动齿轮5的齿数为 Z_2 ，运动关系式如下：

$$\omega_6 = - \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \omega_1$$

本发明的侧摆式齿轮减速机，其工作原理如下：

附图1中的万向节4可以采用十字轴万向节，也可以采用等速万向节，任一种型式的万向节只允许侧摆齿轮2绕O点摆动，不允许侧摆齿轮2绕X—X轴线转动。

输入构件1同输出轴6的运动关系分析：

见图2，输入构件1转动的一周内，分为 0° 、 90° 、 180° 、 270° 的4个位置时，侧摆齿轮2所对应的4个位置。侧摆齿轮2分a、b两个面，在b面上设A、B、C、D4个点，4个点在圆周上分4等份均布；由于侧摆齿轮只能绕O点摆动，不能绕X—X轴线转动，4个点A、B、C、D在X—X轴线上、下和两侧的方位是不能变的。

输入构件1，在一周的 0° 时，侧摆齿轮，a面在上，b面在下，b面上的A点在X—X轴线上方同被动齿轮5啮合。

输入构件1在一周内的 90° 时，侧摆齿轮2上的a面是不可见面，b面是可见面，b面上的A点仍在X—X线上方，b面上的B点同被动齿轮5啮合。

输入构件1在一周内的 180° 时，侧摆齿轮2上的b面在上，a面在下，b面上的A点仍在X—X线的上方，b面上的C点在X—X线的下方，同被动齿轮5啮合。

输入构件1在一周内的 270° 时，侧摆齿轮2上的a面是可见面，b面是不可见面，b面上的A点仍在X—X线的上方，b面上的D点同被动齿轮5啮合。

输入构件1在一周内的 360° 时，侧摆齿轮2同被动齿轮5的相对位置又回到 0° 时的位置。

经以上分析，侧摆齿轮2上的b面始终接触被动齿轮5，b面上的齿依次同被

动齿轮5啮合，设侧摆齿轮2上的b面齿数为 Z_1 ，被动齿轮5上的齿轮为 Z_2 。一周内被动齿轮5沿 ω_6 的方向转动 $Z_1 - Z_2$ 个齿。推断输入构件1同输出轴6的传动比关系如下：

$$\omega_6 = -\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \omega_1$$

式中： ω_1 —输入构件1的转速

ω_6 —输入轴6的转速

Z_1 —侧摆齿轮2的齿数

Z_2 —被动齿轮5的齿数

输入构件1同输出轴6的力矩关系分析：

为详细地分析论证力矩关系，需论证十字轴万向节和等速万向节两轴之间的力矩关系。

见图3中(a)、1和2是两个传动轴，1轴在X—X轴线上，两轴用等速万向节3联接，轴2与X—X轴线倾斜 β 角，根据等速万向节的特点，轴1所需的主力矩 M_1 和轴2要克服的阻力矩 M_2 始终相等，即： $M_1 = M_2$

见图3中(b)，力偶矩 M_1 的 M_2 不作用在同一平面内，其向量不能自行封闭， M_1 的 M_2 始终相等、各轴所受的合力偶矩必处在交角 τ 的角平分线上，也就是 $\tau/2$ 角上。 M_{12} 是轴1对轴2的合力偶矩，与轴2成 $\beta/2$ 角， M_{21} 是轴2对轴1的合力偶矩，与轴1成 $\beta/2$ 角， M_{12} 和 M_{21} 同在一个平面上，方向相反， M_{12} 和 M_{21} 必相等。

见图3中(c)，合力偶矩 M_{21} 分解成两个分力偶矩 M_{21}' 的 M_{21}'' ， M_{21}' 平行与轴1与 M_1 相等， M_{21}'' 垂直于轴1和X—X轴线， M_{12} 分解成 M_{12}' 和 M_{12}'' ， M_{12}' 平行轴2和 M_2 相等， M_{12}'' 垂直于轴2， M_{12}' 、 M_{12}'' 、 M_{21}' 、 M_{21}'' 和 M_2 关系如下：

$$M_{12}' = M_{12} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = M_2$$

$$M_{21}' = M_{21} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = M_1 = M_2$$

$$M_{12}'' = M_{12}' \cdot \tan \frac{\beta}{2} = M_2 \cdot \tan \frac{\beta}{2}$$

$$M_{21}'' = M_{21}' \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = M_2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$$

见图4中(a)，1和2是传动轴，3是十字轴万向节、轴1在X—X轴线上，轴2与X—X轴线倾斜 β 角，根据十字轴万向节的特点，轴1和轴2所受的力偶矩 M_1 和 M_2 不是始终相等的。

见图4中的(b)，分析十字轴的平衡，因为十字轴平面处于与轴2垂直的位置，轴2上的力偶矩 M_2 对十字轴3的作用是沿着轴2与X—X轴成 β 角的方向上，轴1上的力偶矩 M_1 沿X—X轴线方向，此时十字轴上受到的外力偶矩不能自行封闭，轴1上的拨叉必然对十字轴3有一垂直力偶矩 M_1' ， M_1' 垂直于 M_1 使作用在十字轴上的力偶矩矢封闭， M_1 、 M_1' 和 M_2 的关系如下：

$$M_1 = M_2 \cdot \cos \beta$$

$$M_1' = M_2 \cdot \sin \beta$$

见图4中(c)，轴1和轴2对十字轴3所作用的力偶矩，必然产生对自身的反作用力偶矩， M_{12} 是十字轴3对轴2的反作用力偶矩， M_{21} 和 M_{21}' 是十字轴对轴1的反作用力偶矩， M_{12} 、 M_{21} 、 M_{21}' 和 M_2 的关系如下：

$$M_{12} = M_2$$

$$M_{21} = M_{12} \cdot \cos \beta = M_2 \cdot \cos \beta$$

$$M_{21}' = M_{12} \cdot \sin \beta = M_2 \cdot \sin \beta$$

见图5中(a)，图5中(a)的各传动件同图4中(a)是一样的，不同之处就是十字轴万向节3中的十字轴平面由垂直于轴2转变到垂直于轴1。

见图5中(b)，分析十字轴的平衡，因为十字轴平面处于与轴1和X—X轴线垂直， M_1 是沿X—X轴线方向， M_2 是沿轴2的方向与X—X轴线成 β 角，此时十字轴3受到的外力偶矩是不能自行封闭的，轴2上的拨叉必然对十字轴3有一垂直力偶矩 M_2' ， M_2' 垂直于 M_2 使作用在十字轴3上的力偶矩矢封闭， M_1 、 M_2' 和 M_2 的关系如下：

$$M_1 = M_2 / \cos \beta$$

$$M_2' = M_2 \cdot \operatorname{tg} \beta$$

见图5中(c)，十字轴3对轴1和轴2的反作用力偶矩， M_{21} 、 M_{12} 、 M_{12}' 和 M_2 的关系如下：

$$M_{12} = M_2$$

$$M_{21} = M_{12} / \cos \beta = M_2 / \cos \beta$$

$$M_{21}' = M_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta = M_2 \cdot \operatorname{tg} \beta$$

对此图4和图5的分析结果, M_2 是轴2所要克服的阻力矩, 十字轴平面由垂直于轴2变化到垂直于轴1和X—X轴线, 轴2上受到的垂直力偶矩由 $M_{12}' = 0$ 变化到最大值 $M_{12}' = M_2 \cdot \operatorname{tg} \beta$ 轴1受到垂直力偶矩由 $M_{21}' = M_2 \cdot \sin \beta$ 变化到 $M_{21}' = 0$, 轴1受到的力偶矩由 $M_1 = M_2 \cdot \cos \beta$ 变化到 $M_1 = M_2 / \cos \beta$, 作用在十字轴上的合外力偶矩矢始终自行封闭, 说明十字轴受到的各力偶矩中除 M_2 恒等于阻力矩外, 其余各力偶矩同 M_2 的关系均随两轴之间的转角变化、十字轴的位置变化而变化, 但合外力偶矩始终为零。

图3的分析结果, 轴1和轴2之间采用等速万向节联接, M_1 和 M_2 是始终相等的, 轴1和轴2受到的垂直力偶矩始终是 $M_{21}'' = M_{12}'' = M_2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$ 。

本发明的侧摆式齿轮减速机输入构件1的输入力矩 M_1 同输出轴6要克服的阻力矩 M_6 的关系分析见图6, 图6是侧摆式齿轮减速机各传动件处于图1位置时, 也就是十字轴万向节4中的十字轴平面同侧摆齿轮2轴线垂直时的受力平衡分析图。

有反作用力的存在, 才会有作用力的存在, 为此应从输出轴6的阻力矩 M_6 开始逐个构件进行分析, 图中力的方向 \odot 是离开纸面, \otimes 是进入纸面。

图6中, 输出轴6和被动齿轮5是刚性联接的, M_6 是阻力矩, 方向向左。

P_{25} 是侧摆齿轮2对被动齿轮5的啮合力, 距X—X轴线的距离是被动齿轮5的半径 $d/2$, 该力对X—X轴线的力矩 M_{25}

$$M_{25} = P_{25} \cdot \frac{d}{2}$$

P_{85} 是 P_{25} 向X—X平移后机架8对输出轴6产生的支反力, 该力在X—X轴线上, 对X—X轴线力矩是零。

列X—X轴线的平衡方程:

$$M_{25} = M_6$$

$$P_{25} \cdot \frac{d}{2} = M_6$$

$$P_{25} = 2 \cdot M_6 / d$$

侧摆齿轮2的平衡分析:

在同被动齿轮5的啮合处有一啮合力 P_{52} , P_{52} 同 P_{25} 是作用力和反作用力, 大小相等, 方向相反, P_{52} 到O点的距离是 $D/2$, P_{52} 对O点的力矩 M_{52} :

$$M_{52} = P_{52} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\begin{aligned}
 &=P_{25} \cdot \frac{D}{2} \\
 &=2 \cdot \frac{M_6}{d} \cdot \frac{D}{2} \\
 &=M_6 \cdot \frac{D}{d}
 \end{aligned}$$

P_{42} 是十字轴4对侧摆齿轮2由于 P_{52} 引起的支反力、大小同 P_{52} 相等、方向相反, P_{42} 在侧摆齿轮2的轴线同X—X轴线的交点O, 对齿摆齿轮2的轴线和X—X轴线均不产生力矩。

M_{42} 是十字轴4对侧摆齿轮2的反力偶矩, 按图4的分析结果, M_{42} 同 M_{52} 大小相等、方向相反, 十字轴4不产生对侧摆齿轮2垂直于轴线的力偶矩, 为此侧摆齿轮2在与输入构件的榫槽联接处也无力偶矩。

十字轴4的平衡分析:

受到侧摆齿轮2作用的力偶矩 M_{24} , M_{24} 同 M_{42} 大小相等、方向相反, 受到心轴3沿X—X轴线的力偶矩 M_{34} , 和垂直于X—X轴线的力偶矩 M_{34}' , 按图4中

(b)的分析结果, M_{24} 、 M_{34} 、 M_{34}' 对十字轴4的合外力偶矩是零, 十字轴4受到的合外力偶矩始终是平衡的。

P_{24} 是侧摆齿轮2对十字轴4的作用力, P_{24} 等于 P_{42} , P_{34} 是心轴3对十字轴的作用力, P_{34} 和 P_{24} 大小相等、方向相反, 均在X—X轴线上, 对X—X轴线也不产生力矩。

输入构件1的平衡分析:

输入构件1仅在榫块处同侧摆齿轮2的榫槽形成滑动联接, 此时侧摆齿轮2的榫槽无力偶矩对榫块作用, 也就是对输入构件1无阻力矩形成, 输入构件1所需的输入力矩 $M_1 = 0$ 。

心轴3的平衡分析:

心轴3同机架8刚性固定在一起, 同机架8无相对运动, 在与十字轴4的联接处受到的反力偶矩 M_{43} 、 M_{43}' 和作用力 P_{43} 均传递到机架8。

按图6的分析结果, 在图1的位置时, 侧摆齿轮减速机输出轴6要克服的阻力矩 M_6 无论何值, 输入构件1的输入力矩 M_1 同 M_6 无方程关系, 即 $M_1 = 0$ 。

见图7, 图7是侧摆式齿轮减速机在图1的位置上输入构件1沿 ω_1 的方向转过 90° 角, 使十字轴4的平面由垂直侧摆齿轮2的轴线变化到垂直于X—X轴线的位

置。

见图8，图8是侧摆式齿轮减速机处于图7位置时各传动件的受力平衡分析图。

被动齿轮5和输出轴6的受力状态和分析，结果同图6一致。

侧摆齿轮2的平衡分析：

由于十字轴4的平面垂直于X—X轴线，侧摆齿轮2相当图5中传动轴2的受力状态，在侧摆齿轮2的轴线上，有十字轴4对侧摆齿轮2的反偶力矩 M_{42} 。

$$\begin{aligned} M_{42} &= M_{52} \\ &= P_{52} \cdot \frac{D}{2} \\ &= 2 \cdot \frac{M_6}{d} \cdot \frac{D}{2} \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \end{aligned}$$

在垂直于侧摆齿轮2的轴线的方向上，有一垂直侧摆齿轮2轴线的反力偶矩 M_{42}' ，按图5的分析结果：

$$\begin{aligned} M_{42}' &= M_{42} \cdot \frac{D}{d} \cdot \tan \beta \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \tan \beta \end{aligned}$$

按静力学的平衡原理，在侧摆齿轮2的垂线上仅有 M_{42}' 是不平衡的，此时输入构件1上的榫块应对侧摆齿轮2有一约束的力偶矩 M_{12} ， M_{12} 同 M_{42}' 大小相等、方向相反，即：

$$\begin{aligned} M_{12} &= M_{42}' \\ &= M_{42} \cdot \frac{D}{d} \cdot \tan \beta \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \tan \beta \end{aligned}$$

输入构件1的平衡分析：

输入构件1在输入力矩 M_1 和榫块处侧摆齿轮2的环型榫槽的约束力偶矩 M_{21} 的作用下处于平衡， M_{21} 和 M_{12} 是作用力和反作用的关系，大小相等、方向相反，即：

$$\begin{aligned} M_{21} &= M_{12} \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \tan \beta \end{aligned}$$

M_{21} 的方向与X—X轴线成 α 角，也就是 $90^\circ - \beta$ ， M_{21} 可向平行X—X轴线和垂直于X—X轴线的方向上分解成两个力偶矩，影响输入构件1绕X—X轴线旋转的仅是平行X—X轴线上的力偶矩，列对X—X轴线的平衡方程：

$$M_1 - M_{12} \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{12} \cdot \cos \alpha \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos (90^\circ - \beta) \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \beta \end{aligned}$$

十字轴4的平衡状态分析：此时十字轴4受到侧摆齿轮2的两个力偶矩 M_{24} 和 M_{24}' ，受到心轴的一个力偶矩 M_{34} 。按图5的分析结果， M_{24} 、 M_{24}' 、 M_{34} 向量自行封闭。

心轴3仅受到一个力偶矩 M_{43} ， M_{43} 传递到机架8。

对比图6和图8的分析结果，侧摆式齿轮减速机输入构件1在每一转内，由图1的位置转到图7的位置，也就是转过 90° 角，输入构件1所需的输入力矩 M_1 由零逐渐变化到 $M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \beta$ 的最大值，再转过 90° 时，又由最大值变化到零。

见图9，图9是侧摆式齿轮减速机将侧摆齿轮2同心轴3联接的十字万向节4换成等速万向节的传动示意图。

图9中的侧摆式齿轮减速机输入构件1同输出轴6的传动比关系同图2的分析是一样的，即：

$$\omega_6 = - \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \omega_\lambda$$

输入构件1同输出轴6的力矩关系见图10，图10中被动齿轮5、输出轴6的受力状态同图6是一致的。

侧摆齿轮2在轴线受到一个心轴3的约束力偶矩 M_{32} ， M_{32} 同啮合力 P_{52} 对轴线产生的力矩 M_{52} 相平衡， M_{32} 和 M_{52} 大小相等、方向相反，即：

$$\begin{aligned} M_{32} &= M_{52} \\ &= P_{52} \cdot \frac{D}{2} \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \end{aligned}$$

按图3的分析结果，心轴3经等速万向节4产生一恒定的、垂直于侧摆齿轮2轴线的力偶矩 M_{32}'

$$M_{32}' = M_{32} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$$

$$=M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$$

同图8分析一致，此时输入构件1上的榫块应对侧摆齿轮2有一约束的力偶矩 M_{12} ， M_{12} 同 M_{32}' 大小相等、方向相反，即：

$$\begin{aligned} M_{12} &= M_{32}' \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \end{aligned}$$

输入构件1在输入力矩 M_1 和榫块处侧摆齿轮2的力偶矩 M_{21} 作用下平衡， M_{21} 同 M_{12} 是作用力和反作用力的关系，大小相等、方向相反， M_{21} 与X—X轴线成 α 角，列输入构件1在X—X轴线的平衡方程：

$$\begin{aligned} M_1 - M_{21} \cdot \cos \alpha &= 0 \\ M_1 &= M_{21} \cdot \cos \alpha \\ &= M_{12} \cdot \cos (90^\circ - \beta) \\ &= M_6 \cdot \frac{D}{d} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \cdot \sin \beta \end{aligned}$$

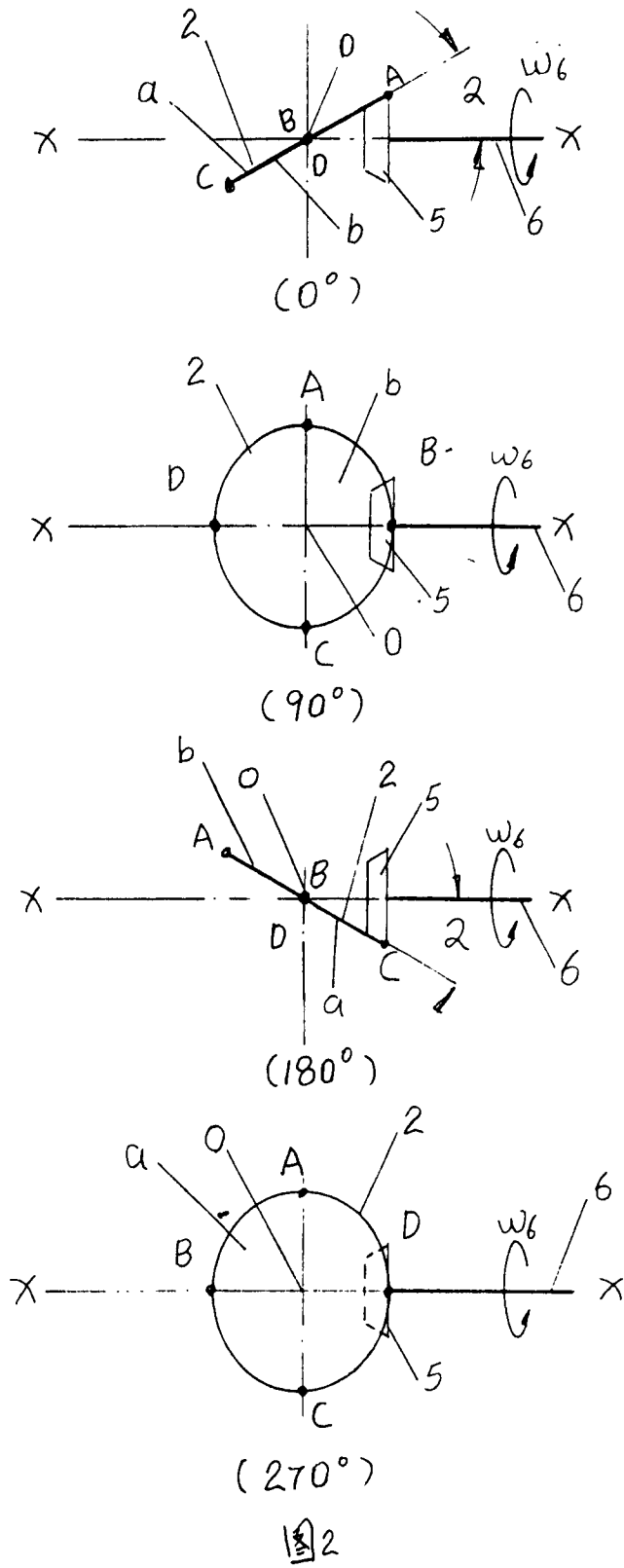
图10中得出的 M_1 是一恒定值，不随输入构件1的转角变化而变化。

心轴3受侧摆齿轮2作用的力偶矩 M_{23} 和 M_{23}' 传递到机架8。

将图9中的侧摆齿轮2和被动齿轮5均换成摩擦轮，调整被动轮5距O点，也就是侧摆轮2的中心的距离，就能得到一个变化的侧摆轮2的接触直径 $D_{\text{变}}$ ，按传动比公式，

$$\omega_6 = - \frac{D_{\text{变}} - d}{d} \omega_1$$

可实现无级变速。



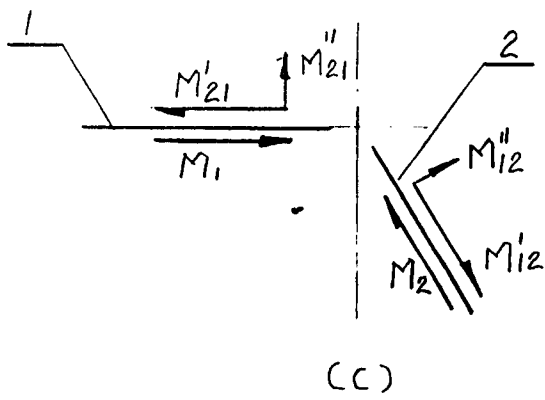
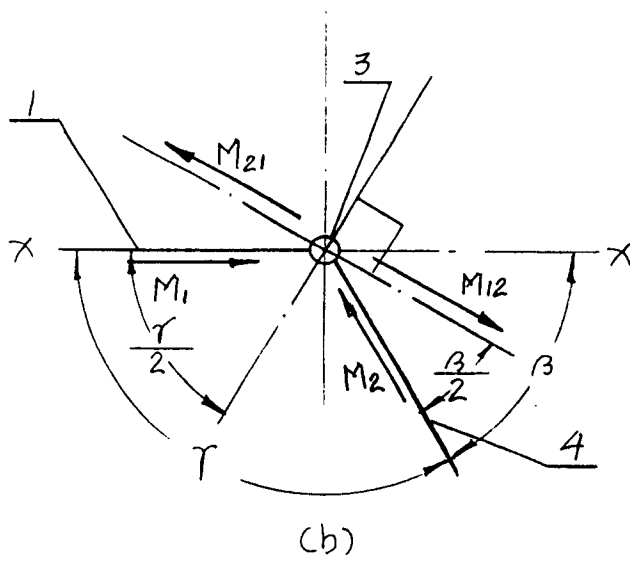
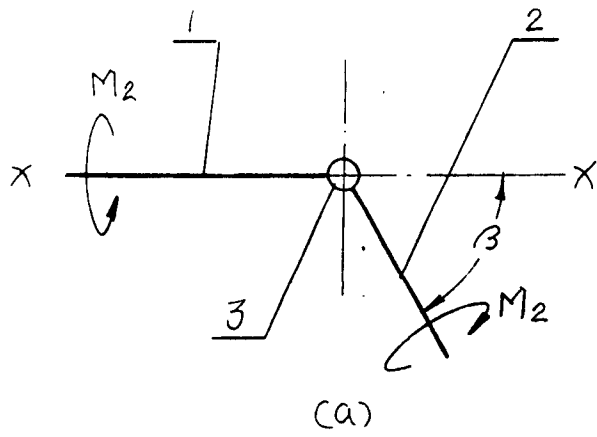


图3

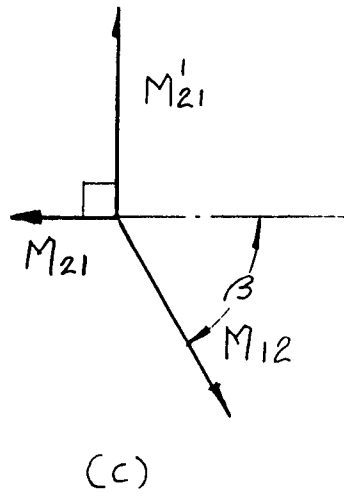
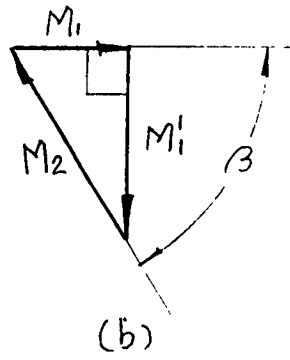
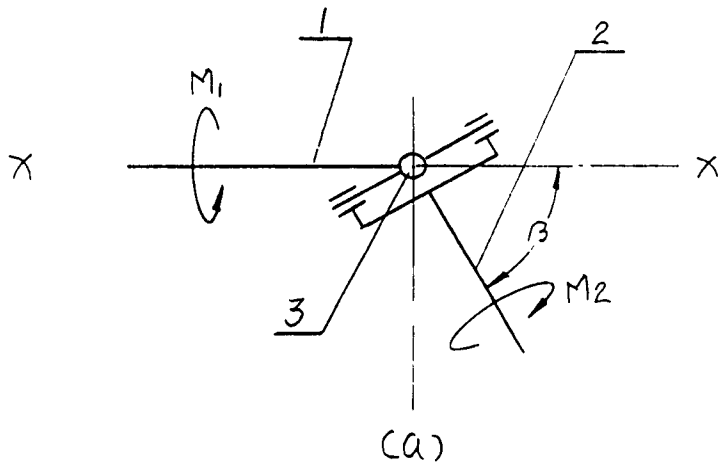


图4

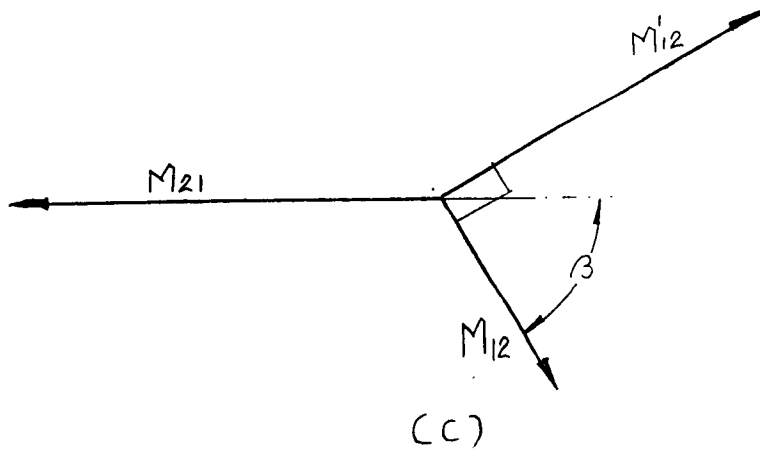
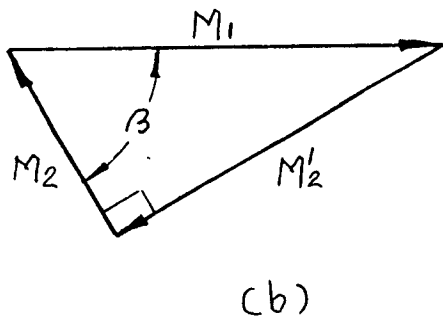
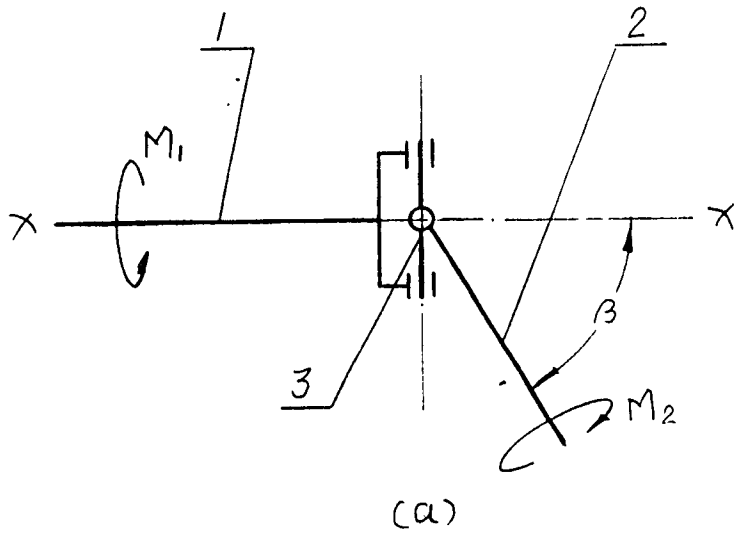


图5

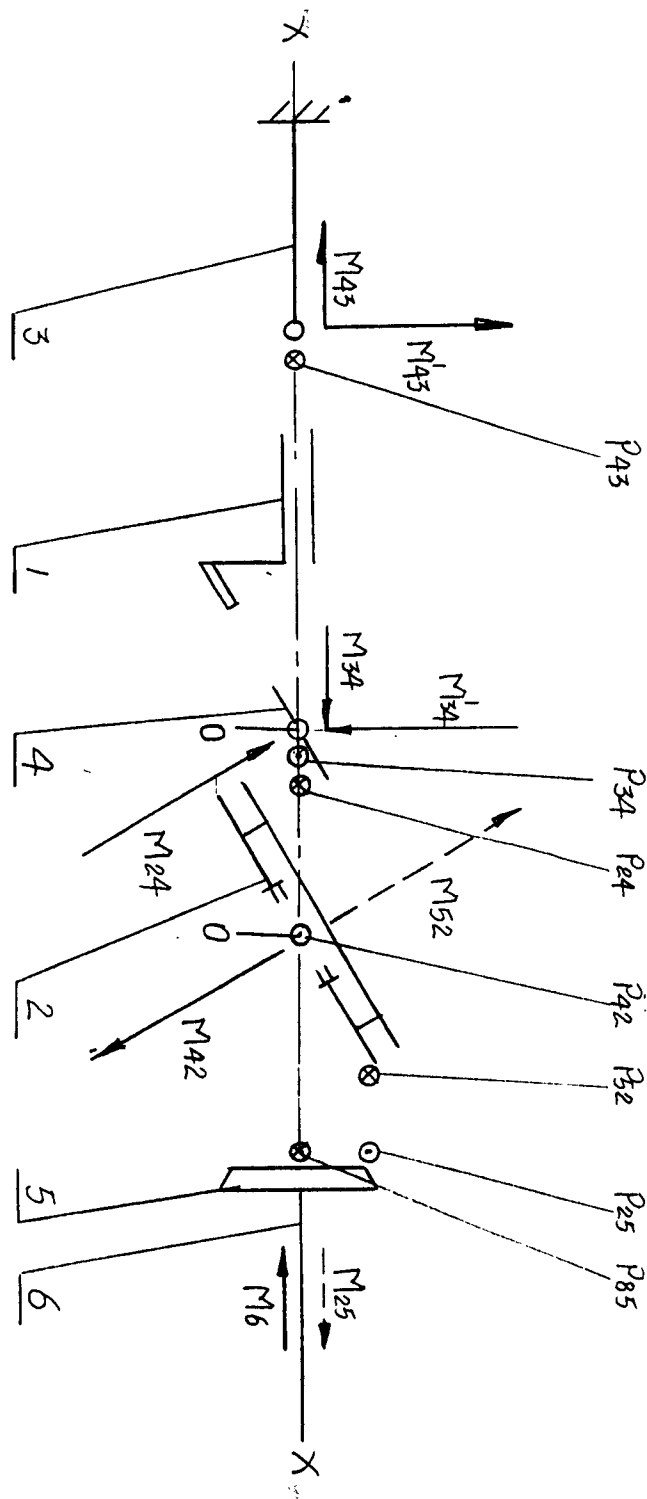


图6

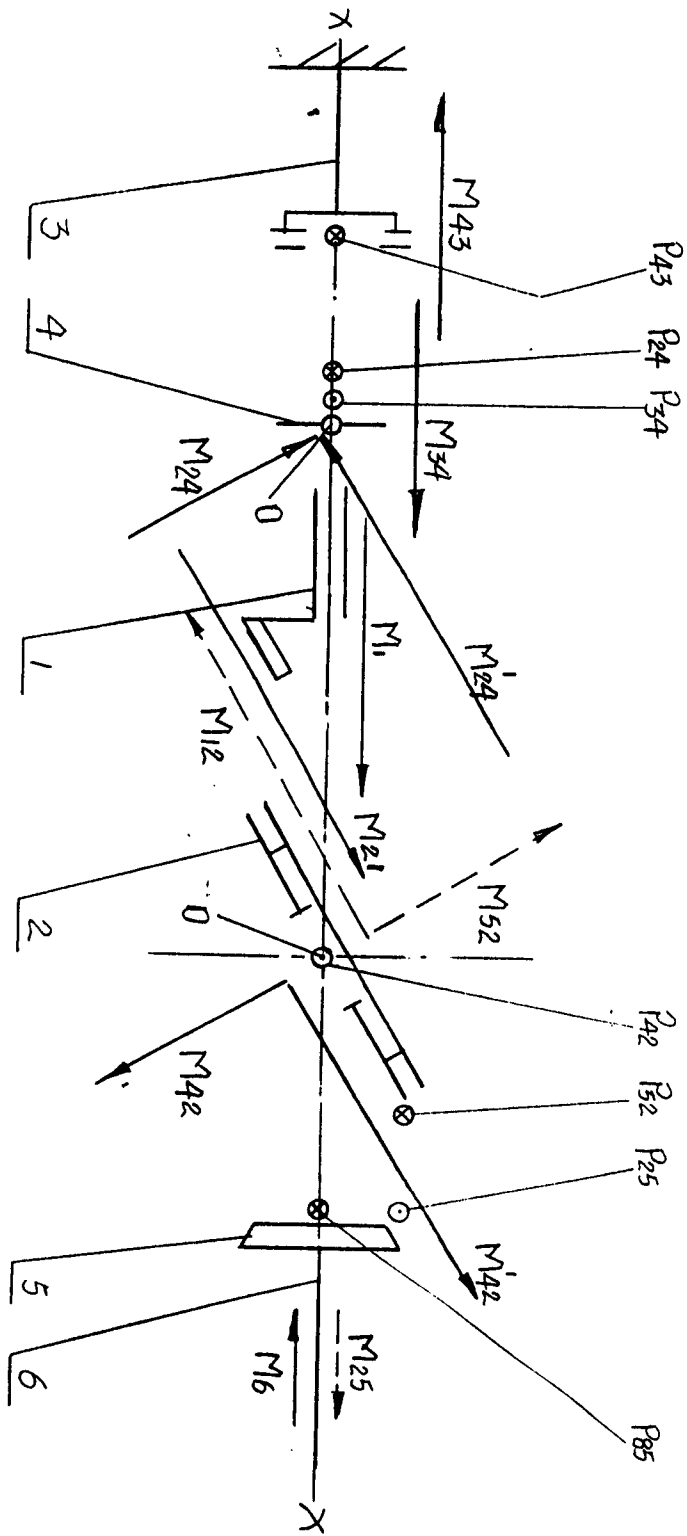


图 8

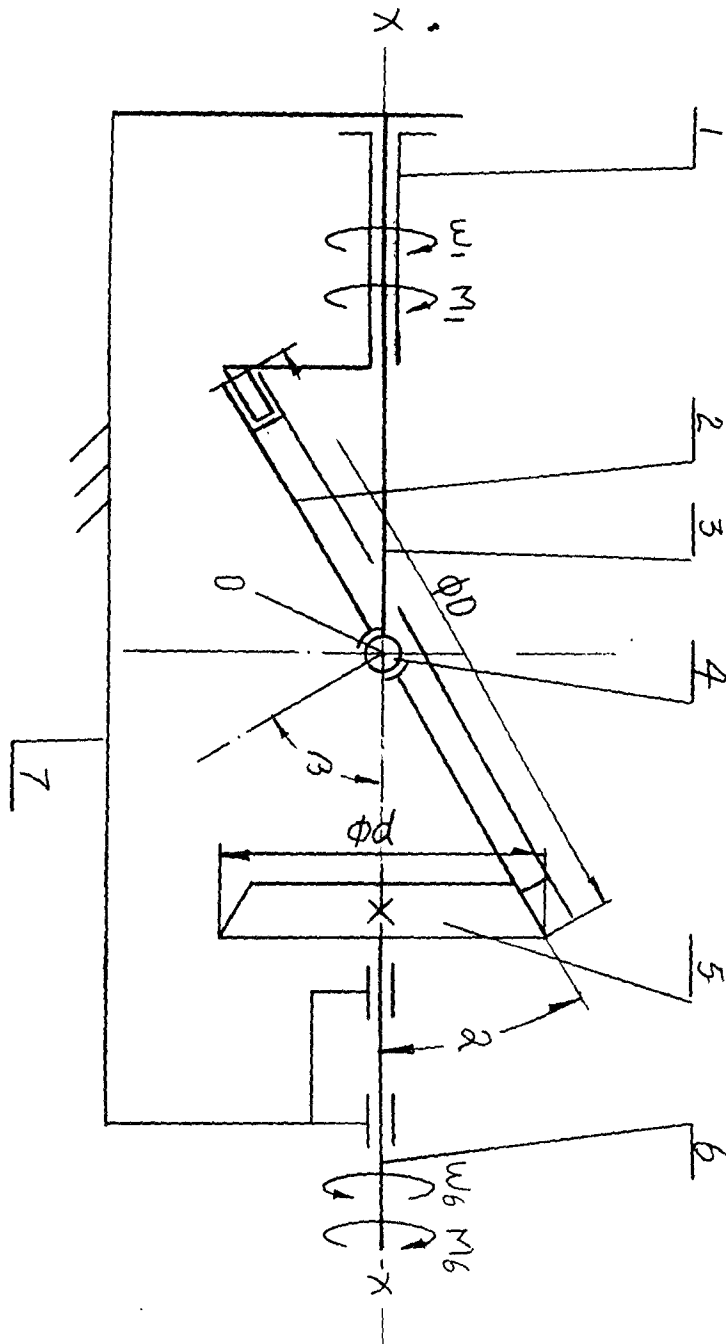


图9

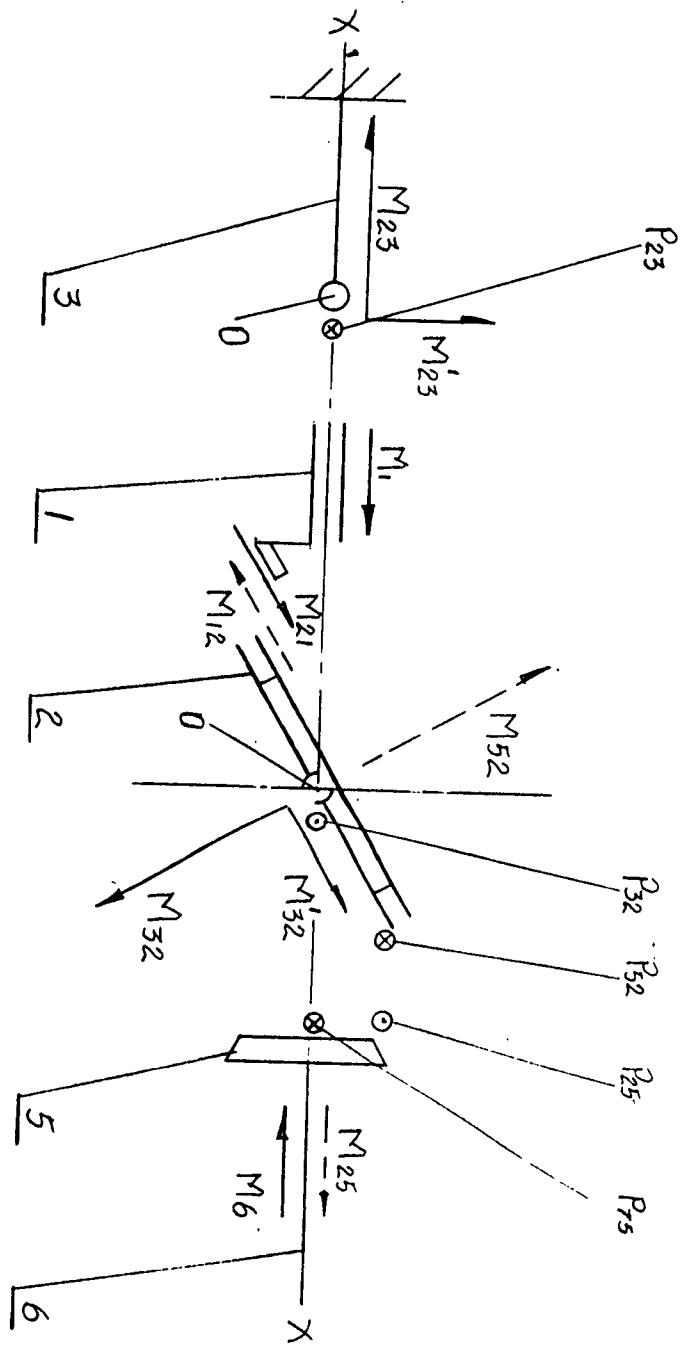


图 10