

B. Л. 高尔巴奇著

光学精磨抛光机床上 工作构件的 运动学



国防工业出版社

84.01

北京机械工业出版社

光学精密测量机床上的
工作构件的
超动学



1979 - 11 - 15 出版

光学精磨抛光机床上 工作构件的运动学

В. Л. 高尔巴奇著

炎 静 译



国防工业出版社

內 容 簡 介

本书中阐述了在現有光学精磨抛光机床上光学零件加工理論的运动学基础，并对研磨模和零件的相对运动作了詳細的运动学方面的研究。并指出了研究的方法。实际运用这些研究成果使我們能指出提高光学机床生产效率及改进光学零件加工质量的有效途徑。

本书供光学工业方面的科学研究人員和工程技术人员使用；同样也可适用于大学生，以資在研究光学机床及光学零件加工工艺过程中作参考。

КИНЕМАТИКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОПТИЧЕСКИХ
ШЛИФОВАЛЬНО-ПОЛИРОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

〔苏联〕В.Л.Горбач

ОБОРОНГИЗ 1958

*

光学精磨抛光机床上工作构件的运动学

炎 靜 譯

*

國防工業出版社 出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第074号

新华书店北京发行所发行 各地新华书店經售

国防工业出版社印刷厂印装

*

850×1168 $\frac{1}{32}$ 印張 $3\frac{9}{16}$ 88千字

1960年1月第一版 1965年2月第二次印刷 印数：2,251—4,300册

統一书号：15034·413 定价：(科七) 0.60元

目 录

序言	4
所采用的符号	6
第一章 加工平面光学零件时研磨模运动的研究	7
1. 在不动撥杆的情况下研磨模和制品的角速度 之間的关系	7
2. 自由旋轉的研磨模在它沿制品的相对运动中的特性。 剛体在它沿不光滑平面的运动中的特性	16
3. 在动撥杆的情况下研磨模和制品的角速度 之間的关系	18
4. 在不动撥杆的情况下研磨模上各点在研磨模沿制品的相对 运动中的軌迹、速度和加速度	20
5. 当撥杆作圓运动时点的运动因素的确定	22
6. 軌迹的图解作法, 从动环节上各点的速度和加速度的图 解求法	23
7. 当撥杆不动时, 从动环节上的点的相对 軌迹的研究	50
8. 当各主动环节的角速度間成各种不同的比例关系时, 在撥杆所作的圓运动中, 其中心的运动的研究	56
9. 当各主动环节角速度之間呈各种不同的比例关系时, 撥杆中心的摆动的研究	71
10. 提高平面光学零件的加工质量的措施	84
第二章 在加工零件的球形表面时, 研磨模相对 制品的运动的研究	89
11. 在不动撥杆及动撥杆的情况下, 研磨模和制品的角速度 之間的关系	89
12. 球形研磨模上各点的相对軌迹	96
13. 提高球形表面加工质量的措施	109
結論	110
附录 作平面平行运动的物体上各点的速度和加速度	113

序 言

光学机床上各工作构件的运动学是影响加工质量和机床工作效率的主要因素之一，它很早就引起了研究人员的注意。虽然如此，但直到现在在专门的文献中，甚至连有关光学机床上工作构件的机构中传动比的问题也没有得到有理论根据的解决。

各研究院寥寥无几的有关光学机床运动学的总结报告和论文大部分都是解决理论力学方面的问题或是实验工作所得的结果。例如，Г. Д. 阿纳诺夫[●]副教授的两篇论文（曾在ЛИТМО的文集中刊载过）中，曾阐述了怎样解决有关在给予了机床各工作构件角速度时模子上点的相对速度的问题；在这里，空间问题是用画法几何学的方法解决的。

关于玻璃的机械加工方面，在外国的各种文献中也没有充足的有关这一问题的材料。Ф. 普列斯頓在“鏡面玻璃拋光用的机床理论和計算”[●]一文中，着重地指出下面这样一个特性；即在不动的平行軸和研磨模軸沒有摩擦的情况下，研磨模趋向于与台面同步地轉动。但是，作者在証明此現象时，得到了一个有无限个解答的方程式，因而可能造成錯誤的、认为此問題不可能用数学来解决的見解。

K. 戴維在他所著的“精密光学玻璃加工指南”[●]一书中，用簡短的篇幅阐述了光学零件机械加工的理論。作者首先論述了有关剛体平面平行运动在理論力学中的一般概念，然后用观察和实验証明，同时又阐述了研磨模和制品的均匀磨削和不均匀磨削的

● 关于新型研磨用具的計算（1953年，第九版）和精密拋光机床空間机构的运动学（1954年，第十一版）。

● 玻璃工艺学会杂志，1927年，第2期。

● 譯自法文，1934年，ГНТИ。

五种情况；作者指出均匀的磨削仅在研磨模和鏡盘的相对运动为平行移动时才有可能，并且在研磨模能很好地定心时，才会有这种情况。作者这种想法不能称为理論；而是仅仅把它們从力学观点較正确地分类成某些观察的論述。

在B. 埃瓦里德的“光学仪器的制造和試驗指南”●一书中，于讲述光学机床之前，首先說明了某些有关光学零件机械加工的基本概念。在这些概念中說明了企图使研磨模的轉动减速、停止或者使其反向轉动以提高工作效率是得不到結果的，因为它引起了表面不均匀的磨削。这个論述一方面指出了从动环节自由轉动的意义，而另一方面則指出了对于这个問題的理論知識还很不够。值得一提的是F. 特卫曼在其著作“透鏡和棱鏡的制造”（1944年和1952年）中并没有提出有关玻璃机械加工的任何理論。

在本书中作者准备解决有关光学机床上各工作构件所成机构的傳动比的基本問題及更彻底地研究其从动环节的运动。現有的文献在解决此类問題时，仅能供作参考。庫馬宁教授在这方面的建議和批評性的意見是具有特別重大价值的。因此作者在此向他深表感謝。

所采用的符号

- ω_c ——机床主轴（主动环节）的角速度；
 ω_{III} ——当拨杆没有摩擦时研磨模（从动环节）的角速度；
 ω'_{III} ——考虑到铰链连接的摩擦时从动环节相对曲柄（或平衡杆）的角速度；
 ω_K ——曲柄的角速度；
 ω_6 ——平衡杆的角速度；
 α ——研磨模轴和制品轴之间的夹角；
 $M_{дв}$ ——原动力相对主动环节轴的力矩；
 $M_{сопр}$ ——阻力相对从动环节轴的力矩；
 f ——研磨模沿制品的摩擦系数；
 f_1 ——铰链连接处的摩擦系数；
 d ——模子的外径；
 d_1 ——环形研磨模的内径；
 d_{cp} ——环形研磨模的平均直径；
 δ ——球端轴颈的长径；
 δ_{cp} ——端轴颈支承环的平均直径；
 Q ——负荷压力；
 η ——各工作构件所成机构的效率；
 K, K_1 ——在圆运动及摆动时各主动环节角速度之间的比。

第一章 加工平面光学零件时

研磨模运动的研究

从运动学的观点看，光学机床各工作构件所成的机构可分为两类：1) 带有一个主动环节及 2) 带有两个主动环节。在每一类中又包括两种机构●：机床上各工作构件的旋轉軸为平行的及相交的。

在此任一种机构中主要的主动环节为机床的垂直主軸及在其上所固定的研磨模或被加工的零件盘。輔助主动环节——撥杆——的主要功能是連續地改变研磨模和零件盘旋轉軸之間的距离或夹角。撥杆的运动随其傳动的不同可以为摆动或連續的圓运动，而撥杆中心的軌迹可以为平面的或空間的曲綫。与撥杆成鉸鏈式連接的上部从动环节由于摩擦力而得到来自主要主动环节的轉动，而在輔助主动环节的运动是曲綫运动时，則上部从动环节的轉动来自輔助主动环节。撥杆运动的性质影响加工速度。在本章內研究到带有动撥杆和不动撥杆的机构，这些机构将平面平行运动傳給机床的各工作构件。

1 在不动撥杆的情况下研磨模和制品

的角速度之間的关系

在此种情况下机床的工作构件是模子。这些模子可看成为某种类型的端面摩擦傳动装置，此处，下部模子是主动的，呈鉸鏈式連接于撥杆的上部模子則是从动的。在本书的各章中，我們將从动环节又称为研磨模，而将主动环节又称为被加工零件盘或者制品。

● 机构的类别决定其复杂性，而机构的种別决定研磨模的类型（平面模或是球面模）。

The diagram shows a horizontal beam of length l and mass m pivoted at its left end. A vertical rod of mass M is attached to the right end of the beam. A force Q is applied vertically downwards at the right end of the beam. The system is released from a horizontal position.

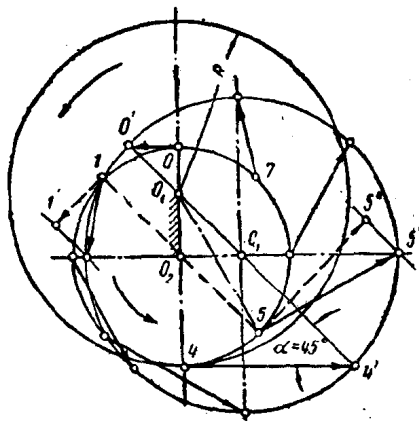
式中 Q ——負荷;

 f ——摩擦系数。

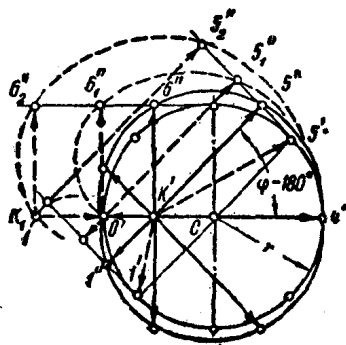
若将从动环节的运动看成是繞一不动几何軸綫的純

轉動時，則可認為：不論是研磨還是拋光，採用的是粗磨料還是細磨料，從動環節的角速度並不隨之而變。隨著這些在一定程度上決定摩擦系數的因素而變的是最小負荷 Q 的值，後者引起一定的摩擦力 P ，在此摩擦力的作用下，從動環節的角速度根據機構在運動方面的特性有一定的值。加大負荷，即加大摩擦力，將不會加快從動環節的速度，然而卻將增加玻璃的磨削。

基于上述想法此种摩擦机构的传动数仅用运动学的方法即可决定。实际上设下部主动模子以角速度 ω_0 绕着通过 O_1 点的轴线旋转 (图 2); 则小的从动模子将以某角速度 ω_m 绕着 O_2 轴进行



2



3

轉動。標出兩個環節的公有點 0、1、……7。這些點是在以 O_1 為中心的圓內，並因它們到 O_1 有着不同的距離而有不同的速度●。

同時，這些點因屬於從動環節，同時至中心 O_2 的距離都相等，故應有大小互等並相切於以 O_2 為中心的圓的速度。此種運動之所以可能，是由於各模子的相對滑動所致，並且，從動環節的轉動顯然地取決於主動環節各點的速度在以 O_2 為中心的圓的切線方向上的分速（參看圖 5）。

可以證明，這些分速向量的端點位於蝸形螺旋線上。我們首先對於以 K' 為極點的速度圖來述明（圖 3）。誠然，如果將點 1 及 5（圖 2）重合於圖 3 上的 K' 點，則：

$$\overrightarrow{55''} = \overrightarrow{K'5''}; \overrightarrow{55'} = \overrightarrow{K'5'}$$

及

$$K'5'' = r + K'C \cos \varphi;$$

在極座標中，這就是蝸形螺旋線的方程式

$$\rho = a + b \cos \varphi.$$

從圖 3 中可以看出，螺旋線的任一直徑都等於我們在半徑為 R 的模子上所選各點的速度圖上的圓的直徑 $2r$ ，並且此速度圖的極點（ K' 點）同時也就是蝸形螺旋線的極點（即速度圖上那些速度的切線分速圖的極點）。

由此，同樣也可得出，從動環節直徑端頭上兩點的速度底切線分速和，及這些分速頂點間的長度是常量，不隨各模子旋轉軸間的距離而變（參看圖 4，圖中在模子上所標出的八個點成對地都重合於 2 及 6 兩點，同時參看圖 3，在圖 3 上有着以 K' 、 O' 和 K_1 為極點的蝸形螺旋線的圖形）。由此可得出結論，即在模子本身上速度的切線分速向量的端點也在蝸形螺旋線上（圖 5），此蝸形螺旋線的任一直徑即等於主動環節上各點的速度情況圖上的圓的直徑（ $D = 0'4'$ ）。（如果將速度的比例尺取為與主動環節的半徑 R 的比例尺相等時，則僅僅用丁字尺及 45° 的等腰三角板就不難

● 這繪速度的向量是按附錄中所述的方法畫出來的。

全部画出此八个点的速度)。

在观察图 5 时, 我們作出下面的結論, 即两个环节均以同一角速度轉动, 因为从动环节上 2 及 6 两点的互等的速度就等于主动环节上同样这些点的速度的切綫分速, 而三角形 $44'O_1$ 与 $22''O_2$ 相似。換句話說, 由于一个环节相对另一个有滑动, 以致有如在拉平直徑端头上两点的速度, 因此, 从动环节上所标出的八个点中任意一点的速度 v_m 即等于主动环节上所取同样那两点的速度的切綫分速之和的一半。

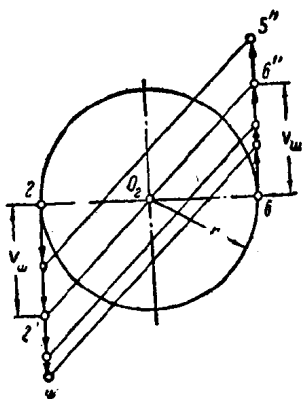


图 4

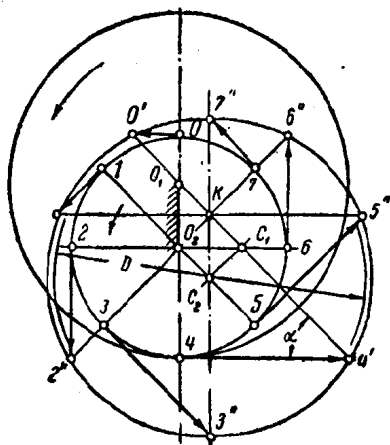


图 5

如果我們將从动环节看成是由 0—4, 1—5 等各杆所組成的話; 且这些杆以相同的角速度繞着自己的瞬时旋轉中心 (MLIB) 进行轉动 (从图 4 中即可得出), 此角速度又等于主动环节的角速度时, 我們也会得出此种結論来。事实上也是这样, 即因为模子系剛体, 而真正的旋轉中心只有一个—— O_2 点, 从动环节的各点仅保留平面运动的旋轉部分 (此部分与极点的选择无关), 由于存在滑动而失去了平面运动的平行移动部分。

換言之, 假設我們將直徑 3—7 当做杆, 及此直徑的瞬时旋轉中心是 K 点, 那么, 在选择 O_2 点作为极点时将有: $\vec{v}_3 = \vec{v}_7 = \vec{v}_{O_2} + \vec{O_2C_2}$ 。然而因为 O_2 点是固定点, 其速度等于零, 所以实际上

$$\vec{v}_3 = \vec{v}_{O_2} = 22'' = 66'' = v_m.$$

用其他方法也可得出同样的结果。假设，从动环节上仅有一点是经常地与主动环节相接触；那么，即或当主动环节的转动是均匀时，从动环节也将不均匀地旋转；因为从动环节上的一点与主动环节上具有各种不同速度的各点顺次相触。正如从图 2 中看出，此运动的周期相当于从动环节转完一周的时间（即点的速度从极小值变到极大值，而后再回到极小值的时间）。实际上从动环节上所有的点 0, 1, 2, …… 8 都处于相触的状态中，经过同一时间从动环节也将转完一周，但其运动由于有滑动而将是均匀的。这些运动之间的关系可表示如下：

$$S = \int_0^T v_{\text{KAC}} dt = \int_0^T f(t) dt = v_m T,$$

式中 S ——从动环节上的点在转完一周后所行的路程；

$v_{\text{KAC}} = f(t)$ ——主动环节上点的速度之切线分速；

v_m ——从动环节上点的速度；

T ——研磨模转动一周所需的时间。

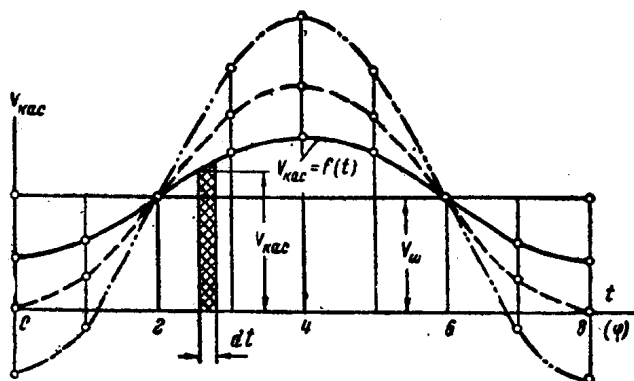


图 6

在用图解法时，上面所写出的路程方程式是用矩形面积等于曲线 $v_{\text{KAC}} = f(t)$ 、横座标轴和端头纵座标所围面积的方法表示出来的（图 6）；曲线 $v_{\text{KAC}} = f(t)$ 是根据图 3 上的极座标图对各环节模

旋轉軸之間三種不同的距離畫出來的。不論各環節旋轉軸之間的距離是多少，直接算出這個面積，即可得到同樣結果。如果將這面積與矩形面積相比較的話，我們可以找到矩形高度，此高度即為從動環節上所標出各點的速度 v_m 。

在用解析法時， $v_{\pi ac} = \rho = a + b \cos t$ （參看圖3和圖6），因而：

$$S = v_m T = \int_0^T (a + b \cos t) dt = a \int_0^T dt + b \int_0^T \cos t dt,$$

從而 $v_m T = a T + b |\sin t|_0^T = a T$ （ T 相當於 $\varphi = 360^\circ$, $\sin T - \sin 0 = 0$ ），所以， $v_m = a = r = K' \delta''$ 。

在導出所有這些公式時，只觀察了半徑為 r 的無限狹窄圓環的運動，然而，顯然這些結論對機構的任意一環形或實心環節都是適合的，因為可將實心模子分為很多個無限狹窄的環，及對他們中每一個都重複所述的討論。

用圖解法來決定傳動數能使我們闡明端面摩擦機構的物理意義。如果不去闡明其物理意義的話，那麼便可以較容易地得出最終結論來。

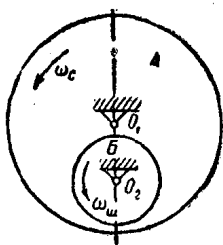


圖 7

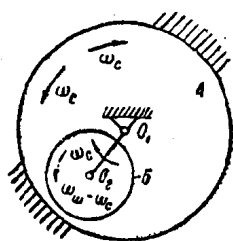


圖 8

假設主動環節 A 以角速度 ω_c 繞 O_1 軸轉動，而從動環節 B 以角速度 ω_m 繞 O_2 軸轉動（圖7）。將角速度 ω_c 加在整個機構上，則環節 A 即呈靜止狀態（圖8），支杆 $O_1 O_2$ 將以角速度 ω_c 進行轉動，而環節 B 因與中心 O_2 一同運動，故相對環節 A 將以角速度 $\Omega = \omega_m$

$-\omega_c$ 进行旋轉。如果将中心 O_2 的运动分解成为两个互相垂直的方向, 則环节 B 将不能旋轉——而是在这两个方向上作平行移动。然而我們知道, 两个平行移动在合成后所产生的新的运动同样也将是一平行移动; 由此可得:

$$\Omega = \omega_m - \omega_c = 0 \text{ 或 } i = \frac{\omega_c}{\omega_m} = 1。$$

在有鉸鏈的情况下, 撥杆与环节 B 連接处所产生的摩擦力引起环节 B 的旋轉。在此种情况下, 三种运动相加起来, 其中一种是旋轉, 因此环节 B 的运动不是平行移动了, 所以 $\Omega = \omega_m - \omega_c \neq 0$ 。

当我們要决定端面摩擦机构的实际傳动比时 (此时将在从动环节与撥杆的鉸鏈連接处所产生的摩擦力考虑在內), 我們會发觉由于各环节的相对滑动, 主动环节的附加动力不足以克服作用于从动环节的附加阻力。換句話說, 即撥杆的摩擦引起从动环节有效功率的損耗, 也就是說引起从动环节角速度的損失, 这是因为有效阻力 (即摩擦力) 之值系不变之值所致。

因此, 如果撥杆沒有摩擦时, 有效功率为 $N_{\text{пол}} = M_{\text{сопр}} \omega_m$, 而当有摩擦时, 功率就要小些:

$$N'_{\text{пол}} = M_{\text{сопр}} \omega'_m \text{ (取 } \omega'_m < \omega_m \text{)}。$$

显然, 若无效阻力的力矩 (即撥杆的摩擦力矩) $M_{\text{вр}} = M_n$ 越大时, ω'_m 就越小。

同样也很明显, 即当 $M_n \gg M_{\text{сопр}}$ 及 $N_{\text{вр}} = N_{\text{пол}} = M_{\text{сопр}} \omega_m$ 时 $\omega'_m = 0$ 。由此得出結論: 无效阻力的功率不論 M_n 为何值, 都可用下列方程式表示:

$$N_{\text{вр}} = M_n \omega_m。$$

不难証明, 动力力矩就等于有效阻力的力矩, 即:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{пол}} = M_{\text{сопр}}。$$

誠然, 当存在压力 Q 时, 在各环节的所有接触点处便产生摩擦力, 这些摩擦力不論从动环节的形状如何及摩擦力是怎样分布

的，总可化成一个力 $P = fQ$ ，这个力是作用在不动点 O_2 上（从动环节的旋轉軸即通过此点），和一个 $\overline{F} - \overline{F}$ 力偶矩 $M_{\text{сопр}}$ 。因此，推动上部环节的力应化成力偶矩 $M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}}$ （反方向的），也就是主动环节所供出的力同样也化成一个力和一个力偶，但只有力偶是属于动力类的，因为这个力与撥杆（旋轉軸）的反作用力恰好平衡的緣故。

下面我們利用机构在稳定运动时的功率平衡方程式：

$$N_{\text{дв}} = N'_{\text{пол}} + N_{\text{вр}}$$

$$\text{或} \quad M_{\text{дв}} \omega_c = M_{\text{пол}} \omega'_{\text{ш}} + M_{\text{п}} \omega_{\text{ш}};$$

但是 $M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}}$ ，故当撥杆沒有摩擦时

$$M_{\text{сопр}} \omega_c = M_{\text{сопр}} \omega_{\text{ш}},$$

由此可得 $\omega_{\text{ш}} = \omega_c$ ，这就是单用运动学的方法早已得出的結論。

因此，在一般情况下，功率平衡方程式可写成：

$$M_{\text{сопр}} \omega_c = M_{\text{сопр}} \omega'_{\text{ш}} + M_{\text{п}} \omega_c,$$

那么，从动环节的实际角速度：

$$\omega'_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{сопр}} - M_{\text{п}}}{M_{\text{сопр}}} \omega_c. \quad (1)$$

当 $M_{\text{п}} = M_{\text{сопр}}$ 时，功率平衡方程式的形式为： $M_{\text{сопр}} \omega_c = M_{\text{сопр}} 0 + M_{\text{сопр}} \omega_c$ ，即功率 $N_{\text{вр}} = M_{\text{сопр}} \omega_c = N_{\text{дв}}'$ 似乎是由于向反方向轉动（从动环节因此而停止）的另一主动环节而言，随之也产生了 $N_{\text{вр}}$ 的視差，这是因为撥杆的摩擦力具有与从动环节相同之角速度所致。一般地，可将从动环节設想为从上部及从下部介于两个环节之間，当 $M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}} = \text{常数}$ 及当影响从动环节旋轉速度的 $M_{\text{п}}$ 为变量时，这两个环节以相同的速度 ω_c 作不同方向的旋轉。

从方程式（1）中可看出：从动环节的实际角速度随撥杆的摩擦力矩而变（如果没有其他阻力作用在从动环节上的話）。当 $M_{\text{п}} = 0$ 时角速度 $\omega' = \omega_{\text{ш}} = \omega_c$ ，而当 $M_{\text{п}} = M_{\text{сопр}}$ 时角速度 $\omega'_{\text{ш}} = 0$ 。

力矩之值 $M_{\text{п}} > M_{\text{сопр}}$ 是沒有任何意义的，正如由于各环节有相对滑动而使 $M_{\text{дв}} > M_{\text{сопр}}$ 一样。因此，产生了从动环节运动的不稳定，这种不稳定是引起阻滯的各种偶然阻力作用在从动环节

上所致的后果，即从动环节的角速度因此而产生变化（此时主动环节的速度不变）。在用圆柱滚子作普通摩擦传动的情况下，当作用于从动滚子上的阻力与主动滚子的轮缘相距很近时，也可能发生类似的现象。在寻常的条件下，附加阻力可改变两个环节的速度之值，但不改变速度在运动（滚动）方面的性质，所以，在这种情况下，仅与几何尺寸有关的传动数保持不变。

在公式（1）中的分式部分系机床各工作构件所成机构的效率。诚然，

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{дв}}} = \frac{M_{\text{сопр}} \omega'_m}{M_{\text{сопр}} \omega_c},$$

由此得出 $\omega'_m = \eta \omega_c$ (2)

及因而 $\eta = \frac{M_{\text{сопр}} - M_n}{M_{\text{сопр}}} = 1 - \frac{M_n}{M_{\text{сопр}}}$ (3)

在这里，机构的效率同样也可称为研磨模角速度的减低系数，此角速度的减低是由于在铰链连接处的摩擦阻力所致。

根据各种确定摩擦力矩 M_n 和 $M_{\text{сопр}}$ 的方法的不同，系数 η 可计算到各种不同的准确度。例如：如果认为压力 Q 是均匀分布于接触表面时，则可像对于实心承座那样，来求出实心研磨模的摩擦力矩：

$$M_{\text{сопр}} = \frac{f}{3} Q d,$$

而对于环形研磨模——则像对于环形承座那样：

$$M_{\text{сопр}} = \frac{f}{3} Q \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2},$$

或更简单一些，即

$$M_{\text{сопр}} = f Q \frac{d_{\text{cp}}}{2}.$$

对于拨杆的端轴颈也是这样，由于轴向载荷而产生的摩擦力矩：

$$M_1 = f_1 Q \frac{d_{\text{cp}}}{2},$$