

金属切削机床的 振动及其消除方法

И. И. 伊里尼茨基著

沁 原译

中国工业出版社

机床的振动，是妨碍机床提高劳动生产率的重要因素之一，随着技术的发展，以及对加工件精度的要求日益提高的情况下，消除机床振动已成为迫切解决的问题。

本书比较详细地介绍了金属切削机床在加工过程中可能产生的各种振动，特别是机床零件的强迫振动和工件刀具系统的自激振动；分析了金属切削中各种因素（如切削力、切削速度、切削截面之变化、刀具角度之变化等）对振动的影响，分析了振动的原因，并介绍了维持振动的力的计算，以及消除机床强迫振动和自激振动的方法。

本书把有关振动方面的问题，由浅而深地作了叙述，有理论性的探讨，有解决实际的消除机床振动的方法和措施。本书可供金属切削机床的工艺人员、设计人员及科学研究人员参考。

И. И. Ильницкий
КОЛЕБАНИЯ В МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ
И ПУТИ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Машгиз 1958

* * *

金属切削机床的振动及其消除方法
沁 原译

*

机械工业图书编辑部编辑（北京阜成门外百万庄）

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

中国工业出版社第四印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 787 × 1092 $\frac{1}{16}$ · 印张 4 $\frac{1}{16}$ · 字数 101,000

1962年12月北京第一版·1962年12月北京第一次印刷

印数 0001—2,647 · 定价 (10-7) 0.69 元

*

统一书号：15165 · 2027(一机-423)



序 言

車床、六角車床、銑床、刨床、磨床及其它机床在切削金属过程中所产生的振动，是影响劳动生产率提高的重要原因之一。一般說来，我們不能用主偏角太小 ($\varphi=20^{\circ}\sim 30^{\circ}$) 的坚硬刀具切削金属，因为这时会产生振动。同理，也不能在較高的切削速度下用寬車刀精車零件。車、鏜薄壁零件也是很困难的。

在切削时所产生的振动，使刀具与工件的相对位置发生变化，由此工件的几何形状和尺寸就不准确，而且降低了表面光洁度。硬质合金和陶瓷刀具在振动时还会产生剝落現象。振动产生后，其振幅一般增加得很快，这就相应地使切削层截面发生变化，增加动力負荷，从而影响到机床的各个机构，并使机床失調。著名的工程师和学者 Д. Н. 列歇托夫 (Решетов) 曾写道：“很多試制的机床結構往往由于强烈的振动而不能使用”。

苏联科学家和工程师非常注意研究振动过程的物理实质，以便找出合理的消振方法。И. А. 多罗茲多夫 (Дроздов)，А. Н. 卡西林 (Каширин)，А. П. 索科罗夫斯基 (Соколовский)，Д. Н. 列歇托夫等人的著作奠定了切削过程中自激振动的理論基础。外国专家的著作也不断問世。虽然人們进行了許多研究工作，提出了許多消除自激振动的方法，但直至現在对自激振动的实质尚未取得一致的見解，因为这种現象

非常复杂，很难进行分析。本书叙述了金属切削时产生振动的主要类型及其消除方法。自激振动现象是在理论和试验的基础上进行研究的。而且主要是对维持振动的力所作的功进行量的分析。



目 次

序 言

第一章 关于机械振动的基本概念	1
第二章 强迫振动及其消除方法	13
1. 强迫振动产生的根源	13
2. 静平衡	16
3. 动平衡	20
第三章 有关自激振动的几种解释	34
第四章 自激振动现象分析	47
1. 被车削零件横截面重心的振动轨迹。自激振动的种类	47
2. 可变力的功	53
3. 由于切削截面周期变化而引起的可变径向切削分力所作的功	54
4. 由于刀具工作角度变化而引起的可变力所作的功	58
5. 由于切削力的渐弱特性而引起的可变力所作的功	69
6. 由于切屑特性而引起的可变力所作的功	75
7. 由于切削表面波痕与振动位移之间的相位差而引起的可变切削力所作的功	80
8. 维持振动的诸力所作的总功	85
9. 阻力所作的功	87
10. 从运动方程式看振动衰减的条件	92
11. 可变力所作功的数量	96
第五章 工件系统振动的消除方法	103

第六章 刀具系統的振動	115
第七章 試驗資料	129
1. 切削振動頻率與固有振動頻率之比	129
2. 周期運動的規律。垂直振幅與水平振幅之比	132
3. 切削速度的變化規律	138
4. 求 j_1 和 j_2 的數值	140
5. 穩定振動過程中的切削深度和進給量。求振動頻率、 振幅和相位差	142
結 束 語	145
參考文獻	149



第 一 章

关于机械振动的基本概念

在自然界或工程上所見到的各种形式的机械运动中，有些运动是重复进行的。如果物体在某一可变力的作用下，每隔一定時間后就要离开本身的稳定平衡位置，則物体的这种运动称为周期振动。钟摆和乐弦的振动等就是周期振动的实例。

在各种振动形式中，最普遍的是簡諧振动或称正弦振动。悬挂在弹簧 2 (图 1) 上的重块 1 的振动就是这种振动的典型例子。如果重块静止地悬挂在弹簧上，其位置为 E ，这就是稳定平衡位置。这时弹簧的拉力等于重块的重力。如果使重块离开平衡位置，例如用手把它向下拉至位置 B ，使弹簧获得弹性变形的势能，然后把手松开，重块就开始振动：即离开平衡位置时上时下，有时处在最高点 F ，有时处在最低点 B 。产生这种情况的原因是，当重块处在平衡位置时，弹簧的拉力等于重块的重力，这两个力互相平衡，因此弹簧处在弹性平衡状态。当重块离开平衡位置而处于位置 B 时，弹簧的拉力增大了，而重块的重力却保持不变，这样物体的平衡就被破坏。因此，重块就在弹簧弹力的作用下向上移动，并获得一定的运动速度和动能。动能是靠弹簧弹性变形的势能产生的。由于重块获得了一定的运动速度和动能，因此移动

至位置 B 时并不停止，而按慣性通过平衡位置继续向上运动。

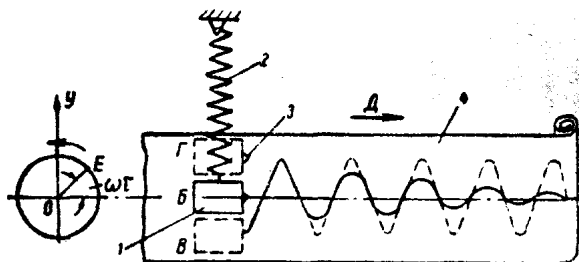


图 1 重块的自由振动。

当重块高于平衡位置时，弹簧拉力减小，并将小于重块的重力。因此重块又将被迫向下重复刚才完成的运动。如果没有阻尼力，即阻止振动的力（空气阻力，弹簧质点的内部摩擦力等），则重块振动永不停止，振幅也不会减小。在这种条件下，固定在重块上的铅笔头 3 就在沿箭头 A 的方向均匀移动的纸条 4 上，绘出一条波状线——正弦曲线，如图 1 中虚线所示。重块的这种振动称为自由振动。因为当物体离开平衡位置以后，再没有任何力作用到振动系统（“重块-弹簧”）上。

在单位时间内振动重复的次数称为振动的固有频率。一般取秒作为时间单位。振动频率的单位是赫芝，即在一秒钟内完成一个完全振动。例如在一秒钟内完成了 30 次振动，则振动的频率就是 30 赫芝。重块离开平衡位置的最大距离称为振幅，用 A 表示。两个振幅之和 $2A$ 称为振动幅度范围。完成一次振动所需的时间 T 称为振动的周期。

设振动的频率，即单位时间内振动的次数为 f ，则：

$$T = \frac{1}{f} \text{ 秒。}$$

振动规律可用旋转半径 OE 在垂直轴 OY 上的投影来表示。如果半径 OE 按反时针方向旋转，而且转数等于振动频率 f ，则旋转运动的角速度 ω 就等于：

$$\omega = 2\pi f \text{ 弧度/秒。}$$

角速度又称振动的角频率。角速度 ω 已知时，重块离开平衡位置的距离 y ，在任何时间 t 内都可用半径 $OE = A$ 在垂直轴 OY 上的投影来表示。从图中很容易看出，半径的投影，即重块离开平衡位置的距离可用下式求出：

$$y = A \sin \omega t。$$

由此，距离 y 与 $\sin \omega t$ 成正比，所以这种振动又称为正弦振动。

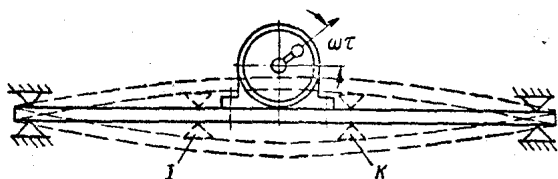


图 2 弹性梁的强迫振动。

实际上，上述的自由振动不可能是无阻尼的。因为使重块离开平衡位置所消耗的能在阻力作用下变成热能，而逐渐消失在周围的空气中。因此振动就要衰减，振幅就要逐渐减小，经过一定时间就变为零。这时铅笔将在移动的纸条上绘出衰减的波形曲线，即图中的实线；一般称为减幅正弦曲线。在这种情况下，重块的振动称为自由阻尼振动。

为了使振动不致衰减，必须弥补所消耗的这部分能量。达到这种目的的办法是对重块施加周期可变力。在周期干扰外力作用下所产生的振动称为强迫振动。弹性梁(图2)的振动就是这种振动的实例。在弹性梁上装有电动机，电动机经旋转的转子带动一不平衡的重块，其质量为 m 。不平衡离心力的垂直分力等于 $F = \frac{mv^2}{r} \sin \omega \tau$ ，式中 ω ——转子旋转的角速度，同时又是周期干扰外力变化的速度。在这种力的作用下，装有电动机的梁就周期性地离开平衡位置而上下运动，如图2中虚线所示。在这种情况下，力 F 就是周期干扰外力。

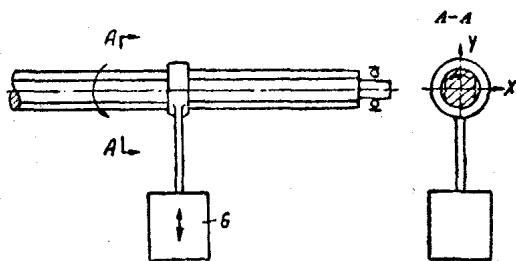


图3 重物的参数振动。

强迫振动是金属切削机床工作过程中很普遍的一种振动。如果在电动机停止时该梁离开平衡位置，则它就像图1中的重块一样进行阻尼振动，其固有振动频率为 f_0 ，或圆周频率为 ω_0 。干扰力的频率等于固有振动频率时的现象称为共振。共振时，强迫振动的振幅急剧增大，振动系统各零件的应力也随之增加。因此，共振现象对机器的运转来说是很危险的，它能使机器损坏或引起事故。

振动不但会在干扰外力的作用下产生，而且当系统本身

的某一参数（如质量，弹性元件的刚度等）发生变化时也会产生。图3所示的模型就是由于弹性元件刚度周期变化而引起振动的实例。

在旋轉的軸上悬挂一重物。因軸上有两个小平面，故在 X 和 Y 中綫上具有不同的刚度。由于刚度不同，軸就周期性地挠曲，从而引起重物的振动。在变速箱中可以碰到这种现象，因为变速箱的軸在各个方向上具有不同的刚度。这种振动和强迫振动不同，前者是由于系統参数即刚度的变化而引起的。由于系統参数改变而引起的振动称为参数振动。和强迫振动一样，当参数变化频率与固有振动频率吻合时，也会产生共振现象。

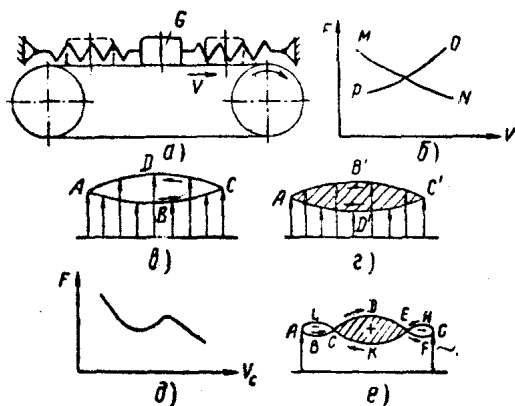


图4 重物的自激振动。

除了上述几种振动外，还有一种所谓自激振动，或称自振。它与上述几种振动的区别在于：自激振动靠振动过程本身所产生的力来维持。由此可知，如果在自激振动系统中设法消除振动，则维持振动的力也就跟着消失。而在强迫振动

系統中，消除振動並不能使維持振動的可變力消失。上述情況就是自激振動不同於強迫振動及其他振動的主要外在特征之一。

圖 4 a 所示的著名的機械模型，懸掛在旋轉軸上的擺（圖 5）、以及用彈性支點支承在平面上的重物（圖 6）等就是機械自激振動系統的實例。

圖 4 a 中的機械模型具有下述性能：當套在旋轉皮帶輪上的環形皮帶作等速運動時，沿皮帶滑動並支持在側面彈性支點上的重物 G 就會產生並維持無阻尼周期振動。從圖 4 a 中可以看出，在產生和維持着這種振動的情況下，並沒有任何周期可變外力作用到振動系統上。但在振動過程中始終有一種阻力，它完成負功，吸收振動能量並使振動衰減。而在本例中重物的振動並不減弱。因此，這種振動也是靠某種作用在重物上的可變力維持的，它完成正功，彌補着克服阻力所消耗的能量。但這時周期外力並不存在，由此可見，該重物的無阻尼振動是在某種可變力作用下進行的，它是振動過程中由振動系統內部自動產生的可變力，其能量來自帶動皮帶輪旋轉的發動機。

重物沿皮帶滑動時，只有彈性支點的力和皮帶的摩擦力作用到重物上。很明顯，在這種情況下，維持振動的可變力只能從皮帶那面作用到重物上。這種可變力是由於摩擦力而產生的，而摩擦力隨摩擦物滑動速度的改變而改變。如果摩擦力隨滑動速度的增加而減小，則說它具有漸弱特性。圖 4 b 中的曲線 MN 表示這種特性，圖中縱座標表示摩擦力，橫座標表示摩擦物的滑動速度 v_0 。如果摩擦力隨滑動速度的增加而增加（圖 4 b 中的曲線 PQ ），則說它具有漸強特性。

有时摩擦力并不随滑动速度的改变而改变。

在最简单的情况下，当摩擦力具有渐弱特性时，维持无阻尼振动的可变力是按下述方式产生的。

当振动的重物向前运动，即与皮带运动的方向相同时，不论离开平衡位置的距离 y 是多大，重物沿皮带滑动的瞬时速度 v_{c1} 均可按下式求出：

$$v_{c1} = v - \dot{y}$$

式中 v ——皮带运动速度；

$\dot{y}$ ——振动速度。

在重物向后运动，即与皮带运动的方向相反时，瞬时滑动速度等于：

$$v_{c2} = v + \dot{y}$$

比较两个瞬时滑动速度的数值即可看出，重物向前运动时所有瞬时滑动速度始终小于向后运动时的所有瞬时滑动速度。

重物的振动接近于正弦振动，因此可以用曲线 ABO (图 46) 的纵坐标表示向前运动时滑动速度的变化过程；用曲线 CDA 的纵坐标表示向后运动时滑动速度的变化过程。比较两条曲线的纵坐标便可看出，重物向前运动时所有瞬时滑动速度的数值总小于向后运动时所有瞬时滑动速度的数值。根据摩擦力具有渐弱特性的条件，滑动速度较小时，从皮带作用到重物上的摩擦力就较大；反之，速度较大时，摩擦力就较小。

把一次振动过程中摩擦力变化的数值和特性同物体沿皮带滑动速度的变化特性联系起来看，可得出以下结论：在渐弱特性时，从皮带作用到向前运动的重物上的所有瞬时摩擦

力（推动重物向前运动的力），永远大于阻止重物向后运动的所有瞬时摩擦力。因此，当摩擦力具有渐弱特性时，就会产生一种可变摩擦力，它完成正功，并维持无阻尼振动。

用图示法绘出在一个振动周期内摩擦力的变化过程，可得出两条曲线：曲线 $A'B'C'$ （图 4 a）表示重物向前运动时摩擦力的变化过程；曲线 $C'D'A'$ 表示重物向后运动时摩擦力的变化过程。比较两条曲线的纵坐标，便可容易看出，推动重物向前的所有瞬时摩擦力总是大于阻止重物向后运动的所有瞬时摩擦力。用曲线 $A'B'C'$ 和 $C'D'A'$ 就可表示出摩擦力 F 与振动速度 $\dot{y}$ 的关系。

在重物向前运动的半个振动周期内，可用函数 $F_1 = f_1(\dot{y})$ 来表示这一关系，而运动方向相反时可用函数 $F_2 = f_2(\dot{y})$ 表示。这样，重物向前运动时，摩擦力在整个路程内所作的功可按式求得：

$$R_1 = \int_{-B}^B f_1(\dot{y}) d\dot{y},$$

而重物向后运动时摩擦力在整个路程内所作的功等于：

$$R_2 = \int_{-B}^B f_2(\dot{y}) d\dot{y},$$

式中 B ——重物振动的振幅。

在第一种情况下所有瞬时摩擦力总是大于第二种情况，即 $f_1(\dot{y}) > f_2(\dot{y})$ ， $R_1 > R_2$ 。其差为：

$$R_1 - R_2 = \int_{-B}^B f_1(\dot{y}) d\dot{y} - \int_{-B}^B f_2(\dot{y}) d\dot{y}.$$

这就是摩擦力在一个振动周期内所作的正功。

该功可用封闭曲线 $A'B'C'D'A'$ （图 4 a）所包围的阴

影面积来表示。阻力（阻尼力）所作的负功就用此正功来补偿。

一般说来，摩擦力完成的不是正功，而是负功，它吸收振动能量，因此是引起振动衰减的原因。但在这种情况下，即摩擦力具有渐弱特性时，它所作的功却是正功，并维持振动。这种摩擦力完成正功的系统称为负摩擦系统。

在稳定振动过程中，摩擦力在一个振动周期内完成的正功等于阻尼力所作的负功。这时，摩擦力的正功靠带动皮带的电动机的能量而产生。因此，能源是任何自激振动系统中必不可少的组成部分。

如果摩擦力不是具有渐弱特性，而是具有渐强特性，则根据类似的推理，我们可得出下述结论：摩擦力完成的不是正功，而恰恰相反，却是负功。在这种情况下，它就不会维持振动，而是使振动衰减。所以渐强特性是振动衰减的条件。

当摩擦力与滑动速度无关时，则摩擦力在一个振动周期内所作的功等于零，这时它就不能维持阻尼振动过程。

如果使重物的振动消除，例如把侧面的弹性支点换成刚性支点，则重物就沿皮带作等速运动，维持振动的可变力也随之消失。与上述情况不同，若在强迫振动系统中加上支点 I 和 K （图 2），就可消除梁的强迫振动。但这时不平衡离心力（干扰力）并不消失，它在强迫振动消除后仍然存在。

上述利用可变摩擦力来维持振动的情况是最简单的，因为我们认为摩擦力只有渐弱特性。但是，摩擦力和滑动速度的关系是比较复杂的，如图 4 θ 中的多性关系。这时，摩擦力在某一速度范围内增加，然后又减小。在摩擦力与滑动速

度之間具有这种关系的条件下，重物振动时摩擦力的变化过程就与上述不同。

在这种情况下，也可利用类似上述的推論方法来确定摩擦力随振动速度而变化的特性。图 4 e 就是其方案之一。图中曲线 $ABCDEFG$ 表示重物向前运动时摩擦力的变化过程，而曲线 $GHEKCLA$ 则表示物体向反方向运动时的情

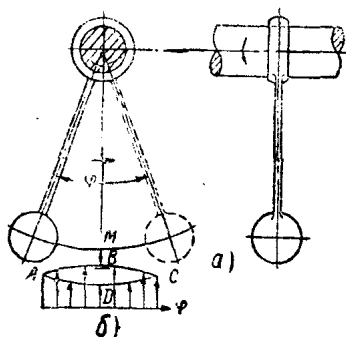


图 5 摆的自激振动。

形。很明显，由曲线按顺时针方向环绕的封闭面积表示摩擦力所作的正功数值，而按反时针方向环绕的封闭面积则表示负功数值，前者用正号（+）表示，后者用负号（-）表示。

在类似的情况下，在稳定振动过程中，正功应等于阻尼力所作的功加上带负号（-）的面积所表示的负功。

悬挂在旋转轴上的摆（图 5 a）是由于摩擦力的渐弱特性而引起自激振动的又一实例。如果摩擦力具有渐弱特性，则当轴旋转时，摆就产生无阻尼振动。维持无阻尼振动的可变力是靠类似上述的原理发生的。

当摆锤振动时，如果它的运动方向和轴的旋转方向相

同，則軸套繞軸的滑動速度較小，而在擺錘運動方向相反時的半周期內該滑動速度就較大。因此，在前半周期內，從軸作用到軸套上的摩擦力的瞬時扭矩總比後半周期大，所以在整個周期內摩擦力完成正功。該功的數值可用曲線 $ABCD$ (圖 5 ϕ) 封閉的面積來表示。曲線 ABC 表示擺的轉動方向與軸的旋轉方向相同時摩擦力矩的變化過程；曲線 CDA 則表示方向相反時摩擦力矩的變化過程。

機械系統的自激振動不但在摩擦力具有漸弱特性時才會產生，而且當機械系統具有某種結構特征時也會產生。圖 6 中的機械系統就是一例。圖中重物 G 和彈簧 1 相連，並用剛度很小的彈性杆 2 支承在表面 AB 上。杆 2 傾斜地固定在重物上，與 AB 面成 β 角。

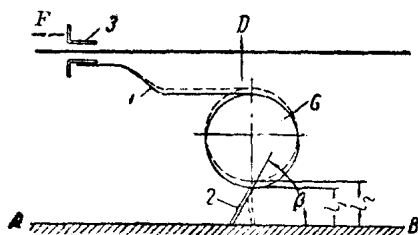


圖 6 重物在彈性支座上的自激振動。

重物利用固定在導軌 3 上的平彈簧 1 的彈力壓緊在表面 AB 上，導軌 3 使整個系統平行於支承面。如果對導軌 3 附加某一力 F ，使重物向該力的作用方向移動，則重物就產生無阻尼振動，其方向 D 大致垂直於支承面。產生的方式如下。