

第一機械工業部機械制造與工藝科學研究院

研究成果

FKH—630型靠模銑床振動

消除的研究

內部資料 注意保存



1 9 5 9 北 京

NO. 内015

1959年3月第一版 1959年3月第一版第一次印刷
787×1092^{1/16} 字数 25 千字 印张 1 0,001—3,000册
編譯出版 第一机械工業部机械制造与工藝科学研究院
(北京西直門外後二里溝)
东單印刷厂印刷

定價0.20元

58年初我院派人到上海汽轮机厂，配合厂方一起研究如何消除FKH-630靠模铣床的振動和噪音，以提高汽轮机葉片的加工質量，經過半年時間的摸索和試驗，由於加强了工藝系統的剛性，在机床上增加了阻尼消振器，採用了玉米銑刀，改正銑为反銑削，机床橫樑振動和噪音基本消除，葉片表面加工質量比以前提高。

本报告对引起机床振動的各方面的因素作了比較詳細的分析，並結合提出消振措施，方法及步驟基本正確，可供机設計和制造部門參考，但报告內容偏重理論分析，对前後情况对比和具体數據收集較少，今後应当注意改進。

—机部机械制造与工藝科学研究院

技 術 会 議

1958·12·

FKH-630 型靠模銑床振動消除的研究

研究單位：本院第五處

合作單位：上海汽輪機廠

完成日期：一九五八年六月

(一) 机床及其工作情况的一些必要介紹

FKH-630 型靠模銑床，是專門用來加工汽輪機葉片的汽道背弧，的專用机床。其結構形式如圖（1）所示：

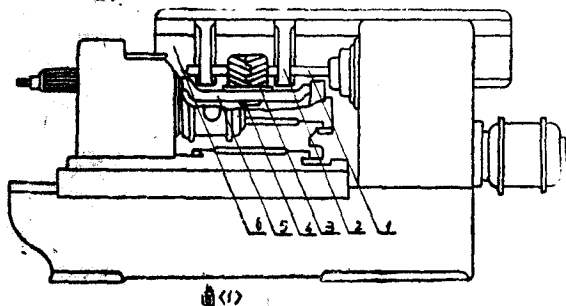


圖 1

左圖中：

1. 刀桿。其直徑 $\Phi = 40\text{mm}$ 。
2. 刀桿支架。用螺釘夾緊在橫樑上。
3. 1 件。
4. 托架。是用來增加彎軸剛性。
5. 彎軸是用來夾持工件並帶動工件作迴轉進給。
6. 橫樑。

汽輪機葉片汽道背弧的加工，是葉片制造過程中最重要的工序之一。葉片型線和表面光潔度，應具有較高的要求。加工的好壞對整個葉片工作性能的好壞是起着決定性的作用。

在該銑床上所加工葉片的汽道背弧的型線，是由四段曲線組成。即：直線—— R_1 圆弧—— R_2 圆弧——直線其形狀如圖（2）所示。

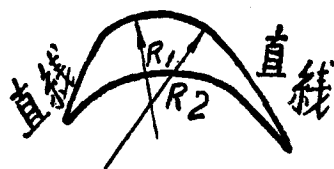


圖 2

該型線的獲得，是通過凸輪來保證。

工件毛坯的形狀，是矩型。如圖（3）所示，加工時工件夾持在彎軸上，用手動進刀，從出汽邊切入，切到要求深度後，再用機動進刀，切出整個葉片型線。

切削時進給運動，是由兩部份組成；即彎軸帶動工件的迴轉進給，和整個工作台面，受到凸輪的操縱，所產生的橫向進給。這兩個進給運動的合成，就得到了所要求的型線。

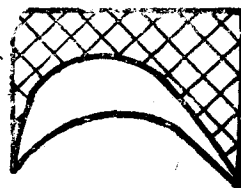


圖 3

刀子從毛坯上切去金屬的分佈情況，如圖（4）所表示。從圖（4）中，我們可以看出，一個很重要的特點，就是在整個均削過程中，切削深度的變化是很大的。

机床主軸轉速共有 8 級從 35~180 轉/分鐘（35, 45, 56, 71, 90, 110, 140, 180）

机床迴轉進給量共有 12 級，從 0.05~0.38 mm/分鐘。

目前生產上所採用的切削量 $n = 56$ 轉/分。

進給量，是隨着葉片形線的R值而定，不同的葉片則其進給量是不同的。

(二) 振動現象和其產生的原因

盡人皆知，在銑削過程中常常要發生一種振動現象，這振動現象，不僅能降低加工表面的質量，縮短機床和刀具的壽命，有時常能使切削過程不能進行，同時伴隨着振動接蹤而來的是尖銳的噪音。在FKH—630型靠模銑床上，這尖銳的噪音特別的嚴重，大大地惡化了車間的工作條件，使工人的神經亦受到不良的影響，因此必須加以限止和消除。

在自然界中，各種各樣的振動現象，其物理本質是彼此不同的，如電路中的振盪和金屬切削時的振動，是兩種毫不相同的運動，然而它們之間從振動現象的規律來說有着許多相似

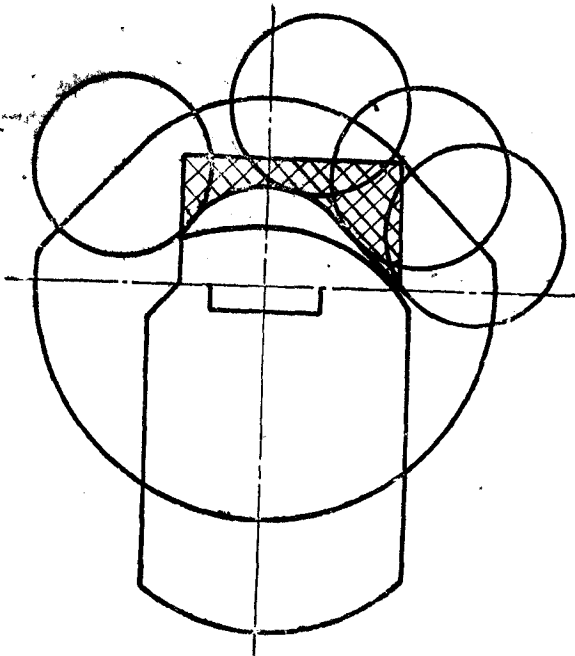


圖 4

的地方，歸納起來可以得出以下四種基本振動形式：

(i) 自由振動；(ii) 強迫振動；(iii) 自激振動；(iv) 參數振動。

對於FKH—630型靠模銑的振動情況來說，其主要是強迫振動，和自激振動，而自由振動，由於在金屬切削中，有強烈的振阻存在，所以自由振動，便很快的消逝。

銑削過程中的強迫振動，是很必然的，這是由於銑削時，每個刀齒的切削過程，是不連續的，因此亦就要引起切削力的波動這種波動的切削力就是引起強迫振動的刺激力之一，其振動頻率，近似於銑刀齒數 Z ，與銑刀轉數 n 的乘積 (Zn) 。

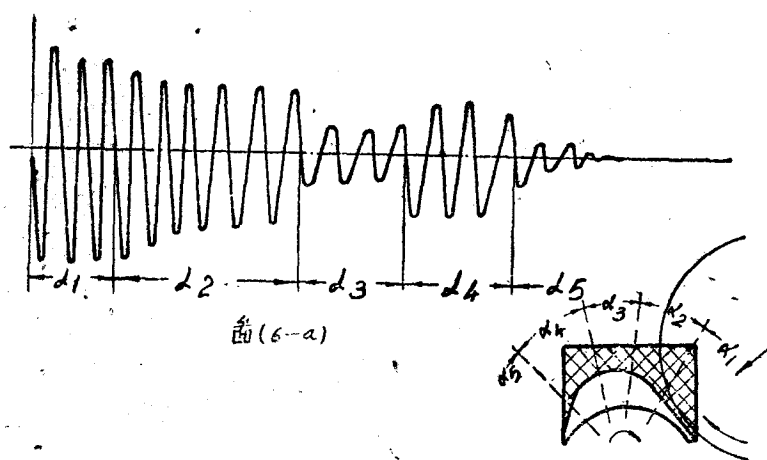
引起強迫振動的另一因素，是由於銑刀桿的彎曲，則在銑削過程必然要引起銑刀的擺動，而使切削深度發生周期性的改變而引起了切削力的波動，這種切削力的波動，亦要喚起銑床的強迫振動，這種振動的頻率，是等於銑刀每分鐘的轉數。



圖 5

靠模銑的自激振動，主要是由於機床——工件——刀具系統的剛性太差，以及切削過程中的摩擦，機床的間隙，切削寬度太寬……等等的因素所造成。

整個葉片，在銑切過程中，其各處的振動現象，並非完全相同，觀察的結果，可用圖(6)定性的來表示其振動變化的情況。



α_1 ——是手動進刀從進汽
邊切入這時加工過程
好像一把很寬的
割刀在切削一樣再
加上手動進刀的進
給量是很不均勻
的，因此引起了很
強烈的振動和尖叫
聲。

α_2 ——是機動切削出汽邊

α_3 ——是機動切削圓弧部
份

α_4 ——是機動切削進汽邊

α_5 ——銑刀切出工件

$\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ 這三段振動情況將要在後面詳細討論

總的說來，引起 FKII—630 型靠模銑振動的主要原因，可分下述六方面：

(1) 任何切削加工的主切削力（銑削為圓周力）都可以寫成：

$$P_z = \int p dF$$

因此當切屑截面積變化很大，就必然要引起切削力的波動。我們從圖（4）中可以看出，葉片在整個切削過程中，切屑截面積的變化是很大的，所以還必然為激起系統的振動。

(2) 銑屑的截面形狀，對振動的影響很大，薄而寬的切屑比厚而窄的切屑，容易引起振動。切屑愈寬，振動亦愈厲害。目前在銑削八級葉片時其寬度達140mm左右，這樣大的銑削寬度是很不利的，非常容易激起振動。

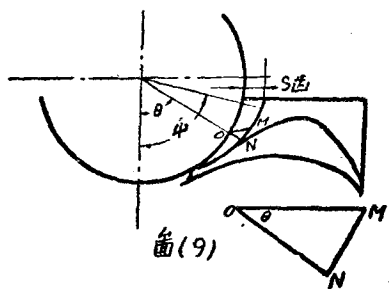
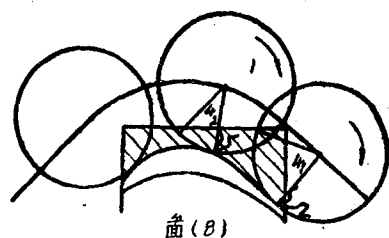
(3) 除均衡銑削外，一般銑削，在單位時間內，各齒切削寬度之和，不是常數，而是變化的，因此切削力是變化的。加以各齒很難保證在同一圓周上，以及刀桿的彎曲，更增加了切削力的變化，從圖（8）中我們還可看出，刀齒和工件的接觸角 ψ ，亦是變值（ $\psi_1 \neq \psi_2$ ），因而就促使了同時工作齒數的改變，所以亦要引起切削力的變化。

除上述之外，我們從圖（9）中還可看出，銑刀刀齒的切削厚度，是變化的。

切削厚度： $a = ON = OM \cdot \sin \theta = S_{\text{齒}} \sin \theta$ 而且當銑刀刀齒最初接觸工件時，由於 $a \approx 0$ 而刀刃有一定的圓弧，所以不能產生切削作用，而是擠壓金屬，因此作用在銑刀上的力很大，但刀齒切入工件後，切削力又馬上減少，造成了切削力的突變。

總括以上這些因素，都是激起切削力的波動，而這種波動的切削力，必然要激起機床——工件——刀具系統的振動。

(4) 銑刀的容屑槽，相對粗銑來說，就顯得太小，使得切屑的流動，受到了很大的阻止，



增加了切屑相互間劇烈的摩擦，使捲屑過程，成為相當困難，這樣不僅增大了切削力，同時也使切削過程，變成不平穩，很容易產生振動。

(5) 安裝銑刀的刀桿，和夾持工件的彎軸，這兩部份的剛性較差，雖然在彎軸部份，有一托架來增加及剛度，但是托架是不可調節的，因此到目前為止，由於磨損的關係，托架與彎軸之間的間隙已達 $0.8\sim 1\text{mm}$ ，所以已經完全不起支托作用。

除此之外，由於銑床結構的限止，銑刀的按裝，不能很靠近主軸軸承，因此這亦影響了，系統的剛性。

(6) 由於長期強烈的振動，使得機床軸承，以及其他联接部份的間隙有了擴大，而這間隙的增加，又使得機床——工件——刀具這一系統的振動頻率降低，因而反過來又促使振動更加強烈。

引起 FKH—630 型靠模銑振動的原因除以上六方面的原因之外尚有，如刀具的幾何參數，被加工材料的機械性能，振動時切削角的改變……等等都和振動有密切的關聯。

根據以上引起振原因的分析，確定如下四個方面，來消除該銑床的振動：

1. 提高機床——工件——刀具系統的剛性。
2. 改變銑刀的結構
3. 改變銑削方式
4. 安裝消振器

(三) 幾種減輕振動的方法的分析：

(1) 提高機床——工件——刀具系統的剛性：

防止振動的最好的措施是提高工藝系統的剛度，意即：提高機床中與振動有關的各环节的彈性係數，提高剛度就是提高自主振動頻率，其結果會使振動的振幅降低，絕對剛性的物件，是不會振動的。

在 FKH—630 型靠模銑床上，其剛度的薄弱環節，是刀桿，彎軸，和橫樑。而刀桿，和彎軸這兩部份，又受機床結構的限止不能加粗和加勁，因此我們採用的辦法，是下述三方面：

(i) 在安裝銑刀時，盡量使其靠近主軸前軸承，同時盡量縮短兩刀桿支架（圖1）的距離，這樣是可以提高刀桿的剛性。

(ii) 更換彎軸的托架，使托架和彎軸之間的間隙， $\Delta < 0.03\text{mm}$ ，這樣使得托架，真正起到中間支承的作用，來提高彎軸的剛度。

(iii) 收緊刀桿支架上軸承的間隙，和彎軸軸承的間隙。並且將 FKH—630 型靠模銑床，進行了一次中修，把各個滑動部份，联接部份的接觸面，進行了修理和調整，這樣亦增加了接觸面之間的剛度。

在一個振動系統中，間隙對於振動狀態的影響，是很大的，間隙主要能使自由振動頻率降低。因此把機床進行托修和調整之後，工藝系統的剛性是有了相對的提高。

關於橫樑的剛性，建議在橫樑與底座之間，焊筋來增加其剛度。

關於銑刀刀桿，建議重新設計，在目前的工作情況下，完全有可能縮短。而在主軸端部份的刀桿直徑，可以加粗，這樣不僅增加了刀桿的剛性，而且在按裝銑刀時，可以靠近主軸前軸承，因刀桿縮短後，機床的結構，就可以允許銑刀往里裝而不發生干擾。

(2) 改变铣刀的結構:

在振動原因的分析中，已經提到關於銑屑截面形狀对振動的影响，以及刀齒的容屑槽，銑削时銑削力的波動，对振動的影响。这些影响振動的因素，是否可以通过改進銑刀的結構形式，來減輕其对振動的影响呢？这个问题經過我們的試驗，採用玉米銑刀，加大螺旋角，减少齒數是完全可以減輕振動，



圖 9 (b)



圖 10 (a)

玉米銑刀銑削时，最主要的特點是，改变了切削圖形，如圖(10)所示。圖(10a)是普通銑刀的切削圖形，圖(10b)是玉米銑刀的切削圖形，从圖中可以看出，玉米銑刀，把以前薄而寬的切屑，变成了窄而厚的条狀，切削寬度減短了，單位切削力也減少了，切下同样多的金屬，所消耗的動力，就比普通銑刀要少，

由于刀齒的减少，($Z=18$)和螺旋角的加大，($\omega=34^\circ$)以及在刀刃上開了螺旋形的断屑槽，这样使得切屑的流動，和排除，得到了根本的改善。

根据捷克学者，TLUSTY研究的結果，同时工作齒數，对于自激振動的影响，如圖(11)所示。

圖(11)中的曲線，表示切削速度，及銑刀齒數，对于產生自激振動的影响，每个刀齒的進刀量是0.04mm。

圖中的曲線a的銑刀齒數 $Z=14$ ，同时工作齒數是4牙，曲線b的銑刀齒數 $Z=7$ ，同时工作齒數是2牙。若切削时 v 与 t 的配合是落于上述兩曲線以上，就会產生自激振動。

从圖(11)中我們可以看出，在一定的切削速度，曲線a所確定的極限切削深度 t_{gr} ，差不多僅有曲線b所確定的極限深度的 $\frac{1}{2}$ ，因此同时工作齒數愈多，則愈容易引起自激振動。因此减少銑刀齒數，对于減輕振動來說是有利的。

螺旋角的加大，对銑削过程的平穩性來說，是起着很大的作用，其原因，主要是在于，刀刃逐漸的切入工件，而逐漸的切出工件，因此切削过程就顯得比較平穩，而这种平穩性隨着螺旋角的加大更為顯著。

当 $\frac{B}{T_{軸}} = K$ 时，尚可獲得均衡切削，

B——銑削寬度

T_軸——銑刀軸向齒距

K——正整數

但在葉片汽道背弧的銑削过程中，是不可能獲得均勻銑削，其原因从圖(4)中可看出，葉片背弧的銑削过程中，切削深度是一个變值。

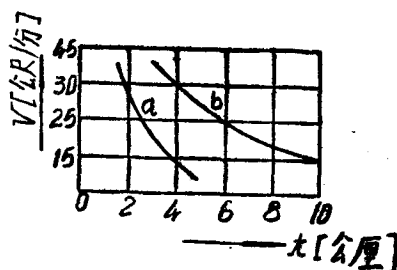


圖 11

玉米銑刀的結構和形狀，在金屬切削和刀具方面的書籍上介紹很多，此處不再重複介紹，現僅將我們所設計的玉米銑刀的形狀；表示在最後附圖上。

玉米銑刀試驗的結果，對減振的效果很好。

(3) 改變銑削方式

現在根據捷克學者 TLUSTY 等所著 “автсколебаний в металлорежущих станках” 一書中，所論述的剛性座標联接原理，來分析一下，葉片銑削過程中，切削力與剛性座標之間的關係，對振動的影響。

圖 (12) 是原有銑削葉片時的情況。主軸振動系統，係視為與夾持葉片的彎軸相固聯，而葉片與彎軸之間，看成是一個剛體，在這種情況可視刀具是絕對剛性的。

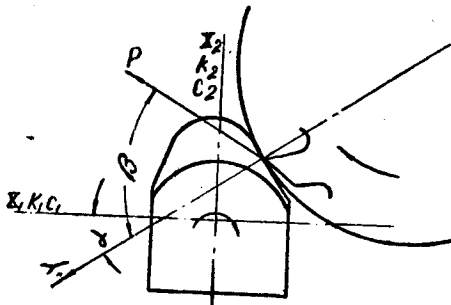


圖 12

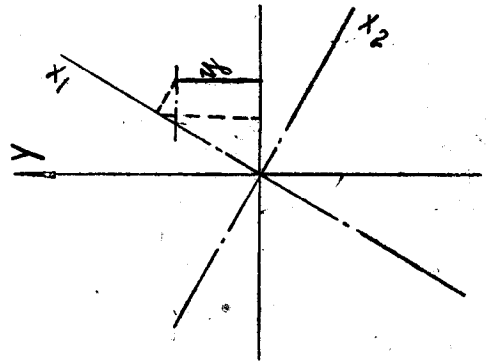


圖 13

通過刀刃，並且垂直於加工面的直線，作為 Y 軸，作用在工件上的切削力 P 與 Y 軸形成角度 β ，切削力的方向假設不變，

為了便於計算，和討論，設切削力是位移 y 的線性函數，

$$\text{即： } P = P_0 - ry \dots \dots \dots (1)$$

P_0 —— 平均切削力，

r —— 切削深度係數， $r = f(a, b, \phi, \alpha, v, \varphi, V)$ ，因此係數 r 是綜合反映了切削條件，對振動的影響，在上述各項因素中，切屑寬度 b 對自激振動的影響最大，因此一般可寫成：

$$r \approx Kb_0$$

K —— 切削比壓 kg/mm^2

記述運動的座標是採用 X_1, X_2 ，但我們已經記述切削力為在 Y 方向上的位移函數，所以由圖 (15) 可得出，

$$y = x_1 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{則： } P = P_0 - ry$$

$$= P_0 - rx_1 \cos \alpha + rx_2 \sin \alpha \dots \dots \dots (3)$$

現在可成立振動系統在 X_1, X_2 兩方向上的運動微分方程式：

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = (P_0 - rx_1 \cos \alpha + rx_2 \sin \alpha) \cos(\beta - \alpha) \\ m\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = (P_0 - rx_1 \cos \alpha + rx_2 \sin \alpha) \sin(\beta - \alpha) \end{cases} \dots \dots \dots (4)$$

我們可近似的求得，葉片在整个銑削過程中，穩定與不穩定區間。

近似計算的結果，對於目前生產上，所採用的銑削方式，即圖(14)所示，其不穩定區間，在出汽邊，即 $\alpha = \alpha_1$ 這一個範圍內， α_1 近似計算的結果，是 $\alpha_1 \approx 50^\circ \sim 60^\circ$

但若將銑削方式稍加改變，即把刀子和工件的相對運動，大家反一個問，即如圖(15)所示，結果發現振動現象有好轉，其不穩定區域近似計算的結果是在進汽邊，即 $\alpha = \alpha_2$ 這個區間內。 $\alpha_2 \approx 30^\circ \sim 40^\circ$

為了討論的方便，稱圖(16)的銑削方式為“正銑”，而圖(17)的銑削方式為“反銑”，但二者都是逆銑。

反銑之所以能夠減輕振動，其原因有兩方面：

(i) 我們從葉片的毛坯圖中可以看出，在出汽邊所切去的裕量是最多，切削深度亦最深，所以是葉片汽道背弧整個銑削過程中，（指粗銑）最不利的地方，但是在正銑過程中，這段切削截面積最大的部份，恰好落在不穩定的區域內，因此必然要引起強烈的振動。

但在反銑的時候，落在不穩定區域內的是進汽邊，雖然進汽邊的切削深度，亦是比較大的，裕量亦是比較多的，但是比起出汽邊的情況來說，那是要好得多，因此振動情況相對來說就要減輕。

(ii) 正銑的切削力方向是朝上的，如圖(16)所示，而反銑的切削力方向，是朝下的，如圖(17)所示。所以彎軸和工作台部份活動面的間隙，在反銑時切削力永遠是使它們壓緊。而在正銑時，切削力對它們的作用，是要使其鬆開，因而間隙對振動系統的影響，正銑比反銑要來得嚴重。

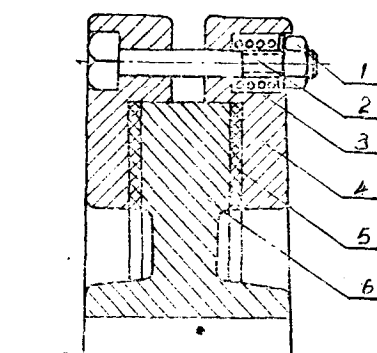
所以採用反銑法，對減輕振動是有利的。實踐的結果亦是如此，但是減輕的作用並不是很大。

(4) 消振器：

(i) 阻尼消振器：

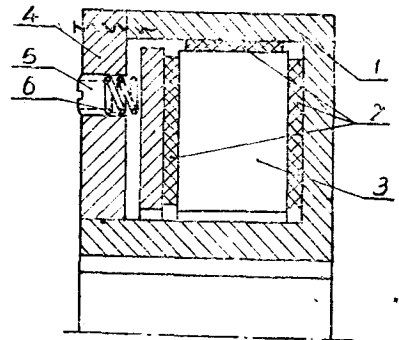
阻尼消振器，是通過干摩擦或流体阻尼，的作用，來消耗振動系統中一部份振動能量，以達到減振的目的。

我們採用了干摩擦消振器，是用來消除刀桿的扭轉振動，其結構形式，共設計了兩種，如圖(16)和圖(17)所示。



1- 螺絲 2- 螺釘 3- 彈簧
4- 蓋板 5- 摩擦片 6- 軸

圖 6



1- 輪殼 2- 摩擦片 3- 鉛塊
4- 壓蓋 5- 螺釘 6- 彈簧

圖 7

在圖(25)(26)中：輪殼與銑刀心軸是剛性联接成一体。飛輪（或鉛塊）是通过摩擦片帶動。当銑刀心軸發生扭轉振動時，飛輪（或鉛塊）由于慣性的關係，因此使得飛輪（或鉛塊）与摩擦片之間發生相对運動，所以就可消耗一部份振動能量。

飛輪（或鉛塊）和輪殼之間的摩擦力矩，是通过螺釘和彈簧來調接。若飛輪（或鉛塊）与輪殼之間，压得很緊，則它們之間就結为一体，無复相对運動，阻尼器就不起消振作用。当螺釘放松使得飛輪（或鉛塊）与輪殼之間毫無压力，此时虽二者之相对速度很高但無摩擦功之損耗，因此亦不起消振的作用。所以阻尼消振器其摩擦力矩的大小，对于振動能量的消耗，是有着很大的關係。

阻尼消振器其消除振動能量的理論分析，DeH Hartog 已經作了詳盡的論述（發表在Trans. S.A.M.E.VOL.52P.APM—133.1930）現在僅作簡單的介紹如下：

設： ω_h = 軸之扭轉角速度

ω_f = 飛輪之扭轉角速度

I = 飛輪对軸心之轉動慣量

M_f = 摩擦力矩

ω = 振動頻率

在一个周期内阻尼所消耗的功为：

$$E = \int_0^T M_f (\omega_f - \omega_h) dt \dots\dots\dots (1)$$

此处 $T = 2\pi/\omega$

設軸之扭轉振動規律为：

$$\theta = \lambda \sin \omega(t - t_0)$$

則 $\omega_h = \frac{d\theta}{dt} = \omega \lambda \cos \omega(t - t_0)$

而 $\omega_f = \omega_h + \frac{M_f}{I} t$

式 中 ω_f —— 初角速度

$\frac{M_f}{I}$ —— 飛輪之角加速度

若取 0 點为起始點，則 $\omega_{f0} = 0$

$$\therefore \omega_f = \frac{M_f}{I} t$$

当 $t = \pm \frac{T}{4}$ 时， $\omega_h = \omega_f$

而当 $t = -\frac{T}{4} = -\frac{\pi}{2\omega}$ 时的

$$\omega_f = \frac{M_f}{I} \cdot \frac{\pi}{102} \quad \omega_h = \lambda \omega \cos \omega \left(-\frac{\pi}{2\omega} - t_0 \right) = \lambda \omega \cos \left(\frac{\pi}{2} - \omega t_0 \right) = \lambda \omega \sin \omega t_0$$

$$\therefore \frac{M_f}{I} \cdot \frac{\pi}{2\omega} = \lambda \omega \sin \omega t_0$$

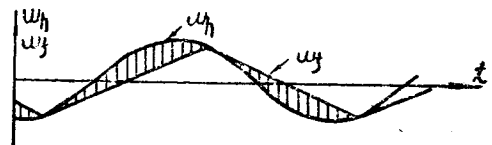
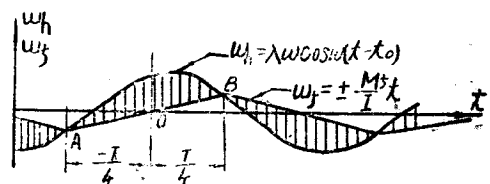


圖18 (a) (b)

$$\text{則 } \sin \omega t_0 = \frac{M_f}{I} \frac{\pi}{2\lambda\omega^2}$$

因干摩擦， M_f 与相对速度之方向恰屬相反故在計算（1）式積分時，只能在各半循環內分別積之。但各半循環的功是相等的所以（1）式積分式可寫成：

$$E = \int_0^T M_f (\omega_h - \omega_f) dt = 2 \int_{-\frac{T}{4}}^{\frac{T}{4}} M_f (\omega_h - \omega_f) dt \dots\dots\dots (2)$$

現把 ω_h ω_f 之值代入（2）式得

$$\begin{aligned} E &= 2 M_f \int_{-\pi/2\omega}^{\pi/2\omega} [\lambda\omega \cos \omega(t-t_0) - \frac{M_f t}{I}] dt \\ &= 2 M_f [\lambda \sin \omega(t-t_0) - \frac{M_f t^2}{2I}] \Big|_{-\pi/2\omega}^{\pi/2\omega} \\ &= 4 M_f \lambda \cos \omega t_0 \\ &= 4 M_f \lambda \sqrt{1 - (M_f \frac{\pi}{2\omega^2 I \lambda})^2} \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

由（3）式可以看作 $M_f = 0$ 則 $E = 0$ 若 $M_f > \frac{2\omega^2 I \lambda}{\pi}$ 則 E 為虛值，亦即無摩擦功發生，這與前面所述當 M_f 很大時，不起消振作用是相符合的

在 $M_f = 0$ 與 $M_f = 2\omega^2 I \lambda / \pi$ 之間 E 必有一最大值，此最大值與相應的 M_f 值可微分（3）式得到，為了運算便利則先將（3）式平方得

$$\begin{aligned} \left(\frac{E}{4\lambda}\right)^2 &= M_f^2 - M_f^4 \left(\frac{\pi}{2\omega^2 I \lambda}\right)^2 \\ \frac{d}{dM_f^2} \left(\frac{E}{4\lambda}\right)^2 &= 1 - 2M_f^2 \left(\frac{\pi}{2\omega^2 I \lambda}\right)^2 \\ &= 2 [1 - M_f^2 (\pi/2\omega^2 I \lambda)^2] - 1 \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

令（4）式為另則可求得 $E_{\max}$ ：

$$\begin{aligned} \left(\frac{E}{4\lambda}\right)^2 &= \frac{1}{2} M_f^2 = \left(\frac{\omega^2 I \lambda}{\pi}\right)^2 \\ \therefore E_{\max} &= \frac{4}{\pi} I \omega^2 \lambda^2 \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

此時摩擦力矩之值為

$$M_f = \frac{\sqrt{2}}{\pi} I \omega^2 \lambda \dots\dots\dots (6)$$

我們從（5），（6）兩式中可得以下幾點結論：

(i) 阻尼消振器，所能吸收之振動能量，與飛輪（或鉛塊）之轉動慣量 I ，頻率 ω ，扭角 λ ，成正比。特別是 ω 與 λ ，它們和 E 是成平方關係， $\therefore$ 當頻率很高，振幅很大時，採用阻尼消振器其效果是很大的。

(ii) 由 (6) 式可看出，在一定的振動系統中， ω 與 λ 是已知量，則根據飛輪的慣量 I ，我們可調節彈簧壓力，使 M_2 的值滿足 (6) 式則可獲得最大的消振能量。

從圖 (18) 中，亦表示了，若 M_2 調接得不適當，則吸收的振動能量，是比較少的，圖 (18-b) 就表示了摩擦力矩太大，則其所能吸收的振動能量就比 (18-a) 為少。

圖 (16) 所示的阻尼消振器，由於外形比較大，因此受到 EKH—630 型銑床的結構所限止，不能安裝在刀桿振幅最大的部位，而只能安裝在靠近刀桿和主軸聯接的地方，亦即振幅最小的地方，因此試驗的效果並不很好，但該消振器在普通平銑上使用的結果可以獲得很滿意的消振效果。

圖 (17) 所示的消振器，其構造比較小，因此不受 EKH—630 型銑床結構的限止，但由於構造小，其內部鉛塊的轉動慣量值，就顯得太低，因而其消除振動的能力不大，若將其單獨用在 EKH—630 型銑床上來消振，其消振效果很差，但和上述三種消振方法配合起來，是能獲得較好的消振效果。這一結論是從實際的試驗中得出，亦即有了該消振器的銑削，和沒有該消振器的銑削，可以很明顯的看出。前者沒有振動，而後者有振動。

(ii) 動力消振器：

動力消振器的基本原理如圖 (19) 所示，在振動體 m_1 上附加一振動體 m_2 ，使附加振動系統的自由頻率 $\omega_0 = \sqrt{\frac{R^2}{m_2}}$ 與振動體 m_1 上的干擾頻率 ω 相等，則振動體 m_1 的振幅等於另詳細的理論分析，可參看“理論力學”。

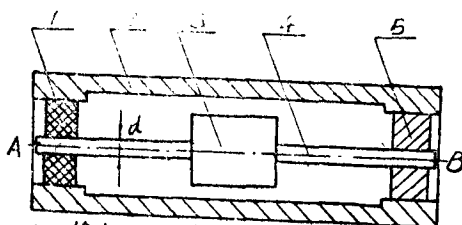
根據上述的基本原理，我們設計了三種動力消振器，現分別簡述如下：

(A) 動力消振桿：

其構造形式如圖 (20) 所示，為了能夠調節重塊的位置，重塊在桿上可以滑動，桿子的剛性預先經過粗略的計算，計算時作為一端固定一端鉸支座的樑來考慮，桿之直徑取 $d = 22\text{mm}$ 及 $d = 16\text{mm}$ 。桿長 $l = 2000\text{mm}$ 。計算的結果重塊為 $6 \sim 7\text{kg}$ ，試驗的結果該消振桿不起消振的作用其原因有二：

- 計算有問題例如從圖 20 的結構形式，用圖 21 的模型來計算，則誤差太大，
- 重塊在橫樑內不能調節，因而上叙計算誤差也無法通過重塊在桿上的移動來補正。

(B) 擺式動力消振器：



1—橡皮 2—橫樑 3—重塊
4—消振桿 5—鋼套

圖 20

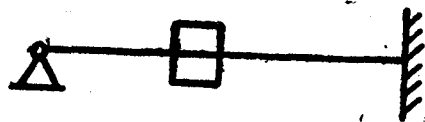


圖 21

擺式動力消振器的結構形狀如圖(22)所示,

由于FKH-630型靠模銑,銑葉片時所用的轉速較低,因而離心力太小離心力場對擺塊來說,建立不起來,因而附加振動系統不存在.該消振器不能起減振作用。

關於擺式動力消振器一些理論分析,與計算,由于該消振器對FKH-630的消振不起作用,∴此處不再提及。

(C) 圖(23)所示的動力消振器:

在該振動系統中,振動系的主質體是輪殼,而飛輪相當於圖(28)中的附加質體 m_2 ,

採用板形彈簧片的目的是,是當振動時,彈簧片之間能發生摩擦,因而通過摩擦又可消除一部份振動能量。

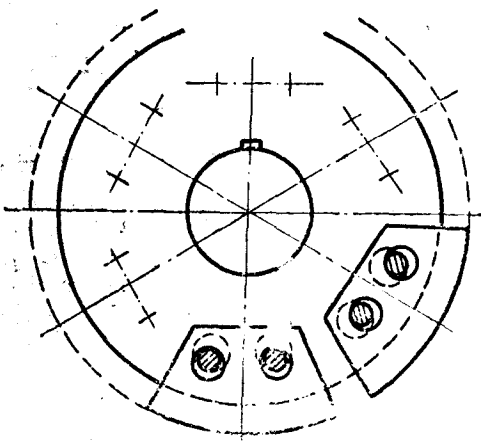


圖 22

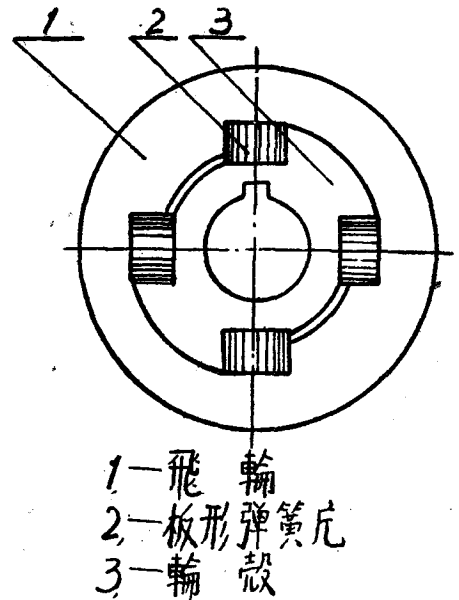


圖 23

該消振器由于時間的關係,至今尚未做好,所以其消振效果如何,尚待以後的試驗。

(iii) 沖擊式消振器

現將沖擊式消振器的作用原理簡述如下:

沖擊式消振器,其最根本的道理,是來自碰撞原理,由于時間的關係,這一部分略去不談,僅從圖(24)所示的模型,簡略的敘述一下其消振的道理。

設振動體 M 內,按放一減振塊 m ,設 M 依規律 $y = A \sin \omega t$ 進行振動,則其速度 $v = y = A \omega \cos \omega t$ 。

于由 M 的振動,必然要引起 m 發生運動,為了要達到減振的目的, M 與 m 之間,應該符合下述相對運動關係。

設運動的起始瞬時,系統的位置如圖(24a)所示,當 M 行至中央位置時,如圖(24b)所示,此時 $t = \frac{1}{4} T$,其速度已達到最大值, $V_{\max} = A \omega$ 此後振動體 M ,將是減速運動,而減振塊 m 依賴其慣性仍以速度 $A \omega$ 在間隙 Δ 內,向前繼續運動,如圖(24c)所示,圖(24d)是表示 M 已走完 2Δ ,而開始自右向左運動,但此時 m 仍以 $V = A \omega$ 的速度自左向右運動,因此當運動到 X 處(圖中所表示的即 $X = A$) M 與 m 就發生碰撞,設此時 $X = A$,在碰撞瞬時, M 與 m 的速度,都是達到最大值,即 $V = A \omega$

众所周知，非完全弹性体碰撞，必然要带来能量的损失，在直线中心碰撞中的能量损失是，

$$E_1 = \frac{Mm}{M+m} (V_1 - V_2)^2 \frac{1-k^2}{2}$$

M ——振動体的質量

m ——減振塊的質量

V_1 与 V_2 是两个碰撞体在碰撞前一瞬的速度

K ——恢复係數

在碰撞瞬时系統的能量为 E_2

$$E_2 = (M+m) \frac{V_1^2}{2}$$

$$\therefore \text{能量损失比 } \varepsilon = \frac{E_1}{E_2} = \frac{4\mu}{(1+\mu)^2} (1-K^2)$$

$$\mu = \frac{m}{n}, \quad \text{鋼的 } K = 0.56$$

以不同的 μ 值可求出 ε 的变化如下表：

μ	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0
ε	0.23	0.38	0.40	0.56	0.61	0.69

从上表中我們可以看出，能量的损失是随着質体 m 的增大而增長，当 $m=1/3M$ 时，則能量的损失可達一半。

以上所述的能量的损失，是根据圖 (24a) 而導出，即 M 已从右 $\rightarrow$ 左，而 m 是从左 $\rightarrow$ 右，在 $X=A$ 处所發生的相向碰撞，要实现上述的碰撞則間隙 Δ 值必須要符合一定的關係，現計算如下：

根据圖 (24d) 的碰撞情况，可得如下關係式：

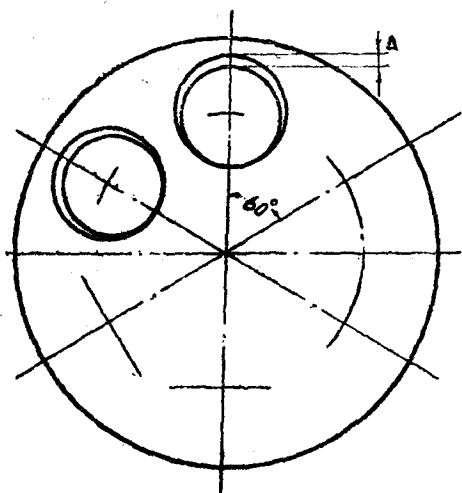


圖 25

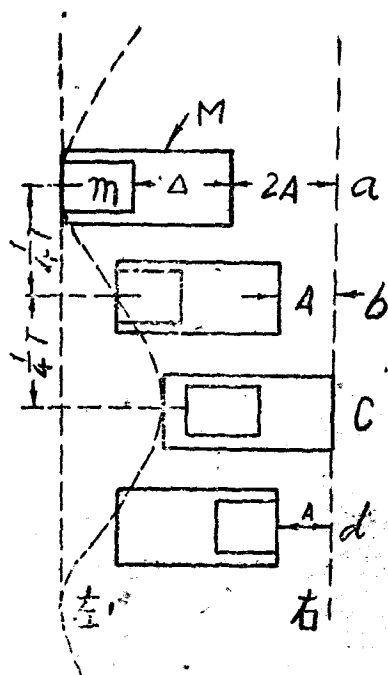


圖 24

$$\frac{\Delta}{V_{\max}} = \frac{T}{2} \text{ 而 } V_{\max} = A\omega, T = \frac{2\pi}{\omega}$$

$$\therefore \Delta = A \cdot \pi$$

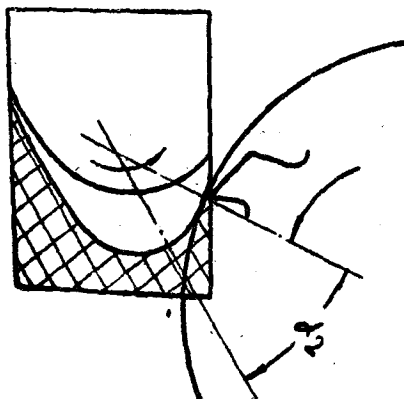


圖 26

根据上述理論的分析，並結合了FKH—630型靠模銑的振動情況，我們設計了如圖（25）所示的冲击式消振器，取 $\Delta=1.5\text{mm}$

由于受到該銑床結構上的限止，該消振器不能做得很大，因此 $m=0.5\text{kg}$

該消振器單獨在FKH—630上使用其消振效果不大，但是和上述三方面的消振办法联合使用时，能獲得較好的效果，根据我們試驗的結果，如綜合上三方面的消振办法，即在可能的条件下，尽量提高工藝系統的剛度，並且採用玉米銑刀，進行反銑削，这样联合使用的結果，發現在進汽边这段切削过程中亦即（圖26）所示： $\alpha=\alpha_2$ 这一區域內有振動噪音——尖銳的叫声。

但是把該冲击式消振器加上，噪音馬上就消除。

所以冲击式消振器，在該銑床上应用是可以起到減輕振動的作用。

（四）結論：

綜合以上的分析，以及試驗的結果，完全証實了，綜合应用上述四方面的消振办法，即提高工藝系統的剛性，用玉米銑刀，進行反銑削，同时加上冲击式消振器或加上圖（17）所示的阻尼消振器，是完全可以消除FKH—630型靠模銑床的振動，銑削的結果，振動噪音是完全消除，葉片表面的不平度是 $H_{cp}=3.5\mu$ ，

現將各消振方法对振動消除的情况列表如下：

序列	銑 刀	銑削方式	消 振 器	橫 樑 振 幅	噪音情况	表面不平度	表 面 情 况
1	玉米銑刀	反 銑	冲击式和 圖(33)阻尼 (26)消振器	0.04~0.05 mm	無噪音	$H_{cp}=3.4\mu$	看照片圖 (27)
2	玉米銑刀	反 銑	冲击式		無噪音	$H_{cp}=3.4\mu$	看照片圖 (28)
3	玉米銑刀	反 銑	圖(33)阻尼 (26)消振器		無噪音	$H_{cp}=3.4\mu$	看照片圖 (29)
4	玉米銑刀	反 銑	沒 有	0.1~0.15mm	有噪音	$H_{cp}=3.7\mu$	看照片圖 (30)
5	原來銑刀	反 銑	沒 有	0.5~1 mm	有很大 噪音		看照片圖 (31)
6	原來銑刀	正 銑	沒 有	0.5~1 mm	有很大 噪音		看照片圖 (32)

註：6的切削深度比5少，而5的切削深度与1、2、3、4相同

上表中的各項試驗，是在同一台FKH—630靠模銑上進行的，銑刀的安裝位置完全相同，試件材料，是1×13不銹鋼。

切削用量：主軸轉數 $n=56\text{轉/分}$

迴轉進給量 $S=0.71\text{mm/分}$

在上述幾種消振办法中，玉米銑刀的消振能力最大

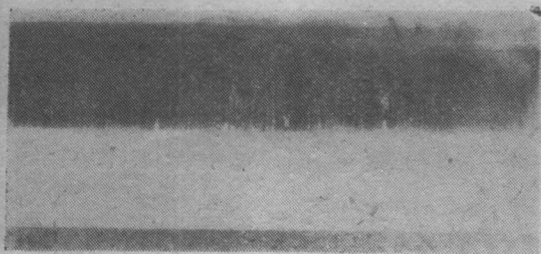


圖 (27)

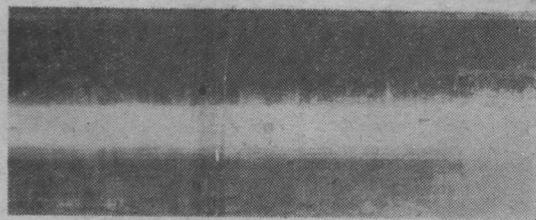


圖 (30)

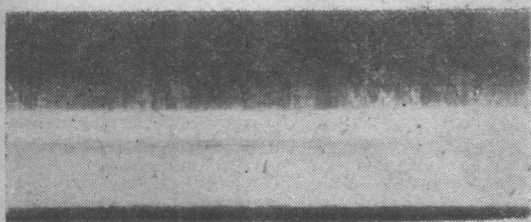


圖 (28)



圖 (31)



圖 (29)

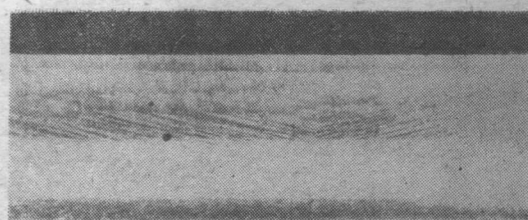


圖 (32)