

金屬切削機床

(工 具 機)

周修齊編著

中國科學圖書儀器公司

出 版

金屬切削機床

(工具機)

周修齊編著

中國科學圖書儀器公司

出版

引 言

本書係根據著者過去多年在交通大學講授“工具機設計”時的講義陸續編寫而成。編寫所用的主要參考書為德國施蘭辛格教授的名著(G. Schlesinger, Die Werkzeugmaschinen)。

全書共分三編，十四章。第一編，傳動機構，從標準轉數說起；標準轉數之重要性，著者曾於一九四七年著文介紹（刊載“交大機械”及“標準”雜誌：工具機之標準轉數）。國內機床製造廠家，過去沿襲英美資本主義國家習慣，對於機床設計應用轉數，尚未有統一的標準，是不合理的，據聞蘇聯專家對此已有所建議。本書各編凡舉列機稱的計算，一律根據應用標準轉數來做計算的基礎。

傳動機構編分上下編，上編為旋轉式運動機構，下編為往復式運動機構。由於液體傳動機構年來在機床上應用日廣，故在各該章內一併作補充的介紹。本編內各重要機構，連同液體機構在內，俱附有詳盡的計算實例。

第二編，機床的重要部份，主軸、軸承與導軌，著者原想把施氏原書中已編就的關於床身、啣接器、齒輪等章編入本書，嗣因本校教研室和其他大學所擬從蘇聯 Н.С. Ачиркан, Расчет и конструирование металлорежущих станков 書中編譯的關於機床零件的設計資料更加詳細，故決定將施氏書中該部份材料刪去。

第三編，重要機床，僅包括車床、鑽床、磨床、刀具磨床、龍門鉋床及牛頭鉋床。敘述偏重在設計方面，無疑的，施氏所用的敘述方式，頗有獨到之處，在其他書中不易見到。書中沒有把特種機床（自動機床，齒輪製造機床等）編列進去，因一則該方面範圍太廣；二則社會主義國家的蘇聯對於機床自動化和電氣化方面的創造特多，故擬吸收蘇聯經驗後，另編專冊。

附錄俄華英名詞對照表，關於金屬切削機床方面的常用詞彙，係摘自本校 1953 年級機三同學所編的“機械工程常用俄文用語彙編”一書。這裏所編列的名詞，仍難免欠缺，尚待補充。

本書由初稿至付排,雖經多次修改,但錯誤仍恐不免,尤以專門名詞,未經統一,出入甚大,尚望讀者不吝賜予指正是幸。

周 修 齊 一九五三·九·五

交通大學金屬切削教研室

目 錄

第一編 傳動機構

(上編) 旋轉式運動

第一章 轉數及其標準化.....	I—10
1-1 金屬切削機床的工作運動.....	1
1-2 轉數之分級.....	2
1-3 算術排級法及幾何排級法.....	4
1-4 轉數之標準化——VDW 制標準轉數·計算步驟·國際制(ISA) 標準轉數.....	6
第二章 有級傳動機構.....	II—68
2-1 機構之分類.....	11
(甲)兩軸式傳動機構.....	11
(乙)盤輪式傳動機構.....	13
(丙)三軸式及多軸式傳動機構.....	14
(丁)廻旋機構——盤繞機構·羅柏脫機構.....	18
2-2 變換率之選擇及分配法.....	21
(甲)標準變換率.....	21
(乙)變換率之分配——構造圖·轉數分佈圖.....	21
2-3 直徑與齒數之計算.....	26
(甲)實塔輪直徑之計算法.....	27
(乙)齒輪齒數計算法.....	29
2-4 傳動機構計算實例.....	32
(甲)實塔輪傳動機構.....	32
(1)實塔輪車床的車頭箱.....	32
(2)實塔輪鑽床的主體傳動機構.....	37

(乙)齒輪傳動機構·····	42
(3)銑床的主體傳動機構-不聯式·····	42
(4)牛頭刨床的傳動機構-單級聯式·····	49
(5)銑床的傳動機構-雙級聯式·····	54
(6)齒輪車床的傳動機構-盤繞式·····	57
(7)蘇聯 ДИИ200 式車床傳動機構的計算·····	64
第三章 無級傳動機構 ·····	69—90
3-1 機械式無級傳動機構·····	69
(甲)摩擦輪機構·····	69
(乙)無級帶輪機構·····	71
(丙)無級鏈輪機構·····	71
3-2 電力式無級傳動機構·····	72
(甲)直流分聯式馬達·····	72
(乙)萊昂那組合·····	73
(丙)整流器裝置·····	73
3-3 液體機構·····	74
(甲)活塞泵·····	74
(乙)葉子泵·····	75
(丙)轉數的調整·····	76
(丁)機構損失之分析·····	77
3-4 旋轉式液體機構之設計與計算·····	78
(甲)流量公式·····	79
(乙)功率公式·····	80
(丙)旋力矩公式·····	81
(丁)轉數公式·····	81
(戊)計算例題(應用在圓面磨床上)·····	84

(下 編) 往 復 式 運 動

第四章 直行運動機構 ·····	91—111
-------------------------	--------

4-1 螺桿與螺帽.....	92
4-2 蝸桿與螺紋齒條.....	93
4-3 蝸桿與斜齒條.....	93
4-4 正齒輪與齒條或斜齒輪與齒條.....	94
4-5 純曲拐機構.....	94
4-6 曲拐擺機構.....	97
4-7 旋轉搖機構.....	99
4-8 拇指臂與槓桿.....	100
4-9 液體機構.....	100
(甲)齒輪泵油量的計算.....	101
(乙)油路設計——開放油路與關閉油路.....	102
(丙)液體機構的應用實例.....	105
(丁)設計與計算——舉例.....	107
第五章 迴駛機關.....	112—115
5-1 引帶迴駛機關.....	112
5-2 啣接器迴駛機關.....	113
5-3 齒輪迴駛機關.....	113
5-4 電力迴駛機關.....	115
5-5 液體迴駛機關.....	115
第六章 迴駛原理.....	116—129
6-1 啣接功能之分析.....	116
6-2 迴駛功能之分析.....	119
6-3 磁儲能圈.....	123
6-4 純機械式分級迴駛法.....	124
6-5 反向馬達煞車迴駛法.....	125
6-6 無限分級迴駛法。總結.....	127

第二編 機床之主軸、軸承及導軌

第七章 主軸與軸承.....132—146

7-1 主軸..... 132

設計要求——錐體定中與圓柱體定中——車床主軸受力情形——軸承對主軸之影響——主軸材料——銑床主軸——鑽床主軸

7-2 主軸軸承..... 138

設計要求——滑溜軸承之優點——滾溜軸承之優點——用於支承軸向力的滑溜軸承——用於支承徑向力的滑溜軸承——用於支承軸向力的滾溜軸承——用於支承徑向力的滾溜軸承——高肩式鋼球軸承——針柱式軸承

第八章 直行的主體及推進運動之導軌.....147—150

設計要求——常用的導軌設計——調整體及其裝置

第三編 重要切削機床的構造與設計

第九章 車床.....151—193

9-1 床身..... 152

各種類型——導軌的設計——床身的受力——床身的裝置——振動的消除——單導軌與雙導軌——缺口車床——總結

9-2 車頭箱..... 156

車頭箱之要求——工件之夾置——頂針夾置法之優點與缺點——一般設計——主軸受力之分析——調盤——卡爾格機構

9-3 抵座..... 160

設計上的要求——活頂針——抵座計算法——車床在最高荷載下之一般情形

9-4 刀具拖板..... 167

車刀向上抑向下——流屑型車床——車刀之裝置——車刀架各種型式——調整板之裝置位置——推進機構——手動推進——經車——螺紋之車削——絲桿與開合螺帽之設計——橫車——不同進刀宜互相牽制——小齒輪之設計——自動停止車削——變換齒輪與進刀箱——粗距螺紋

9-5 撐座..... 178

固定撐座——走動撐座

9-6 錐體車削法.....	179
9-7 平面車床.....	181
臥式——立式	
9-8 一部車床的計算——舉例.....	182
第十章 鑽床	194—221
10-1 立式鑽床.....	194
一般要求——刀具的裝置——鑽軸——鑽軸的枕置——輕卸筒——套筒 與推進齒條——切削傳動機構——推進機構——銜接器——推進小齒輪 ——軸承——吊重——鑽鉗——底盤——床柱——切螺設備	
10-2 搖臂鑽床.....	207
應用範圍——底盤——床柱——傳動——搖臂——萬能搖臂鑽床	
10-3 深孔鑽床.....	209
10-4 搪床——三種類型.....	210
10-5 一部立式鑽床的計算——舉例.....	212
第十一章 磨床	222—254
11-1 用途與精確度.....	222
11-2 砂輪.....	222
砂輪對於磨床設計的關係——動平衡檢驗	
11-3 圓面磨床.....	225
分類-各種類型的比較——傳動設備——震動的來源——主體傳動機構 ——兩種變速已夠用——工件之旋轉推進運動——末段宜用無接口導帶行動 ——縱向推進機構——一般要求-各種機構的比較-餘段行程愈短愈好-工機在 迴駛過程中宜作短時的靜止——橫向推進機構——精確度之保證-改善檯 面導軌上的枕力-撐座的作用-冷卻-伸縮自如的設計-消除游隙之害-消除 絲程之害-軸承及導軌之保護	
11-4 萬能磨床.....	238
11-5 內圓磨床.....	239
11-6 平面磨床.....	241
手用平面磨床——機動平面磨床	
11-7 一部液體式圓面磨床的計算.....	234
第十二章 刀具磨床	255—260

第一編 傳動機構

上編 旋轉式運動

第一章

轉數及其標準化

1-1 金屬切削機床⁽¹⁾的工作運動

當機床在工作時，工件與刀具相互間之運動為：

- (a) 切削運動——用以完成刀具之切削工作的運動。
- (b) 推進運動——用以完成刀具或工件之推進工作的運動。

此外又有所謂調整運動，供施工前調整或校對工件及刀具之用。切削機床之切削運動，有為旋轉的，有為直行的。其推進運動，亦有為旋轉的，有為直行的。視各不同配合方式而產生各種不同種類的切削方法——車、鑽、銑、磨、鉋（圖 1-1）。

當車削時，工件的旋轉運動 I 為切削運動，刀具的直行運動 II 為推進運動。

當鑽削時鑽頭兼具旋轉的切削運動 I 及直行的推進運動 II ，而工件則靜置。

當銑削時銑刀具旋轉的切削運動 I ，而工件則具直行的推進運動 II 。

當磨削時砂輪亦具旋轉的切削運動 I 而工件則須兼具旋轉的直行的兩種推進運動 II 。

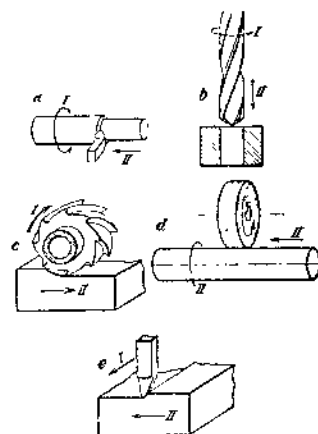


圖 1-1 工作運動的分析。
 I 切削運動， II 推進運動，
 a 車削， b 鑽削， c 銑削，
 d 磨削， e 鉋削。

(1) 根據新訂名稱——通稱工具機或工作母機，舊名稱包括的範圍太廣。

當鉋削時，不論切削運動或推進運動俱為直行的。在龍門鉋床上，工件的直行往復運動為切削運動；在牛頭鉋床上，刀具的直行往復運動為切削運動。

不論旋轉運動或直行運動，其傳來的起始運動（從電動機、液體馬達、天軸、油機、煤氣機或其他發動機傳來的）一律是旋轉的。為要產生直行的切削運動和推進運動，就必須先把起始的曳動從旋轉的方式改變為直行的方式。怎樣的變法和在改變過程中所發生的質量迴駛問題將要在後面敘述（第四、五、六章）。

這裏需要指出的，是在直行運動的機構中，如同在旋轉運動機構中一樣，要變更運動的速度，一般是無例外地用變更轉數的方式來完成的。

1-2 轉數之分級

旋轉式運動的切削速度，係指工件直徑上或刀具直徑上的圓周速度而言，計算如下：

$$v = \frac{d\pi n}{1000} \quad (1)$$

式中： v 表切削速度，以 m/min 計；

d 表直徑，以 mm 計；

n 表每分鐘轉數。

根據上式：如直徑不變而切削速度變，假定最高速度與最低速度成 1:5 之比，則車頭轉數應具有 1:5 之調整率。如切削速度不變而直徑變，假定最小直徑與最大直徑成 1:10 之比，則車頭轉數即應具有 1:10 之調整率。故旋轉式運動之調整率，恆繫於下列二因素：

(1) 切削速度應用範圍——由最低切削速度 v_{min} 至最高切削速度 v_{max} ；

(2) 直徑應用範圍——由最小直徑 d_{min} 至最大直徑 d_{max} 。

如為最大直徑 d_{max} ，且用最低切削速度 v_{min} ，則得車頭最低轉數 n_{min} ：

$$n_{min} = \frac{1000v_{min}}{\pi d_{max}} \quad (2)$$

如為最小直徑 d_{min} ，且用最高切削速度 v_{max} ，則得車頭最高轉速 n_{max} ：

$$n_{max} = \frac{1000v_{max}}{\pi d_{min}} \quad (3)$$

最高轉數 $n_{\max}$ 與最低轉數 $n_{\min}$ 之比，稱機構之調整率 B_R ：

$$B_R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad (4)$$

依此，旋轉式運動的轉數調整率，決定於直徑及切削速度之應用範圍（亦即機之應用範圍）。在往復式運動，則僅由切削速度應用範圍決定之。

工具機之轉數調整機構（或稱變速機構），在二界限轉數 $n_{\min}$ 與 $n_{\max}$ 之間，不論任何轉數俱可加以調整者，稱無級機構——液體機構、直流並聯變速馬達及摩擦輪等機構。

變速機構只能產生有限的不同轉數者，稱有級機構。此類機構包括：普遍應用的齒輪、實塔輪及三相交流變極馬達。

採用無級變速機構，不論任何直徑及任何切削速度，俱可配合得理想的轉數。採用有級調整法，則機構的每一轉數，只能照顧到某一定範圍內的直徑與切削速度。用圖解法圖解上列公式(1)，最能說明此項關係。圖 1-2：縱坐標代表切削速度 v ，橫坐標代表直徑 d ；圖中每一經過始點的直線，解 n 不變時 $v = f(d)$ 之關係；圖中直線羣共有 10 條，代表 10 個轉數 n 。此圖通稱為鋸形圖。

從圖 1-2：假定被加工物材料應用的經濟切削速度為 v_0 ；在圖中繪一相當於此值與橫坐標成平行之直線。由圖知凡直徑在 d'_4 與 d''_4 之間時適用轉數 n_4 。當為 d''_4 時可得經濟切速 v_0 ；其他直徑所用切速較小，最小為當直徑等於 d'_4 。但至此 ($d'_4 = d''_4$) 則可調用下一檔較高的轉數 n_5 。同樣在切速逐漸降低下，轉數 n_5 可用到直徑小至 d'_5 ，至此就可以拔用更高一檔的轉數 n_6 ……

若將上述所能獲得之切削速度用粗線劃出，則立在圖上呈現形同鋸條之鋸齒。此即為上述鋸形圖名稱之由來。注意鋸齒的頂點，恆排列在相當於經濟切

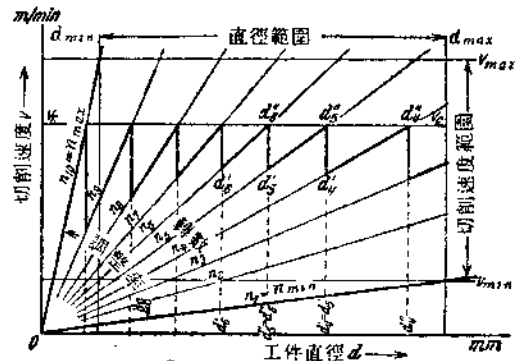


圖 1-2 不規則的轉數排級法鋸形圖

速 v_0 的一條直線上。

1-3 算術排級法及幾何排級法

圖 1-2 所示轉數排級,係任意取訂,不按規律。通常用下列二種排級法:

a. 算術排級法,

b. 幾何排級法。

排級之種類	$n_1 = n_{\min}$	n_2	n_3	n_4	$n_z = n_{\max}$
算術排級法	n_1	$n_1 + \delta$	$n_1 + 2\delta$	$n_1 + 3\delta$	$n_1 + (z-1)\delta$
幾何排級法	n_1	$n_1 \cdot \varphi$	$n_1 \cdot \varphi^2$	$n_1 \cdot \varphi^3$	$n_1 \cdot \varphi^{(z-1)}$

表中: n_1 表首項之轉數, n_z 表末項之轉數, z 表級數共有項數,

δ 表算術級數的級差, φ 表幾何級數的比值。

在算術排級法中:因 $n_z = n_1 + (z-1)\delta$,

$$\text{故級差} \quad \delta = \frac{n_z - n_1}{z - 1} \quad (5)$$

在幾何排級法中:因 $n_z = n_1 \varphi^{z-1}$,

$$\text{故比值} \quad \varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} = \sqrt[z-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[z-1]{B_R} \quad (6)$$

兩類排級法比較。試在最低轉數 $n_{\min} = 8$ 轉/分與最高轉數 $n_{\max} = 256$ 轉/分之間,各按幾何級數及算術級數排成 6 級如下:

(1) 幾何排級法 $\varphi = 2$: 8 16 32 (低檔)

 64 128 256 (高檔)

(2) 算術排級法 $\delta = 49.6$: 8 57.8 107.2 (低檔)

 156.8 206.4 256 (高檔)

按照幾何排級法,低檔與高檔之比 $= 1:8 =$ 不變,在設計上用簡單的齒輪機構易於解決。按照算術排級法,則由於高低檔的比例不同: $\frac{1}{19.6}, \frac{1}{3.58}, \frac{1}{2.38}$; 不易做到。

因此說明:一切主體傳動機構,毫無例外地以採用幾何排級法為主。

試根據鋸形圖比較上述兩類排級法之優劣。從二圖(圖 1-3, 1-4)可見:

(a) 二法在小的直徑範圍內轉數 n 俱嫌過於緊密,而在大的直徑範圍內,則嫌其稀疏。但相較之下,算術排級法較之幾何排級法,更形不利。

(b) 當轉數 n 從一檔拔至次一低檔時,其速率降 A 在算術排級法隨直徑而變;直徑愈大,速率降 A 亦愈大。在幾何排級法,則不論何級,皆保持不變:

$$A = \frac{v - v'}{v} = \frac{25 - 12.5}{25} = 50\%$$

由於 $\frac{v}{v'} = \varphi$; 故求 A 可運用下式:

$$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} \quad (7)$$

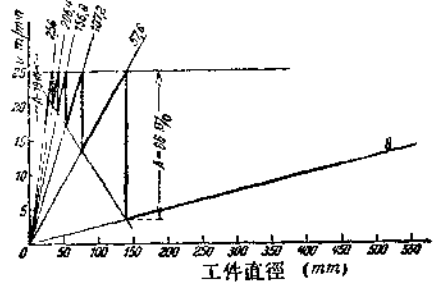


圖 1-3 算術排級法齒形圖

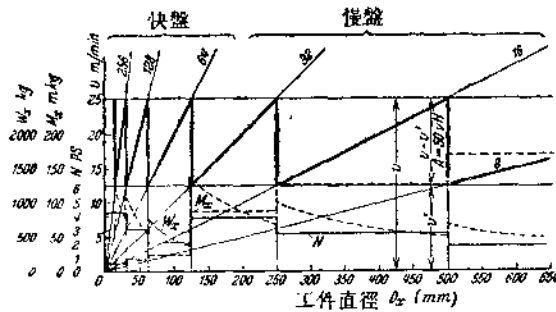


圖 1-4 幾何排級法齒形圖

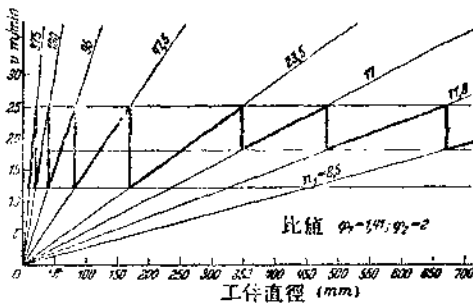


圖 1-5 幾何雙重排級法齒形圖

在推進運動中,由於直徑大小與進度不發生關係,可以用幾何排級法;也可以用算術排級法。

前面說過,不論算術或幾何排級法,在小直徑範圍內皆嫌其過於緊密。設改在高轉數範圍內,選用較大的比值,而於低轉數範圍內,選取較小的比值,則得如圖 1-5 所

示之幾何雙重排級法。此法雖善，但因影響機構過於複雜，且與保持使用同一比值的標準轉數之原則不符，故用途仍不普遍。

1-4 轉數之標準化

標準化之意義 幾何級數形成之轉數，有實施標準化之必要。過去各製造廠家，恆任意選訂幾何級數，所選比值不同，轉數自亦不同；甚至同一製造廠製造類似之機器，亦選用各不相同之轉數排列。似此漫無標準，任意選訂轉數，對於工具機用戶，由於使用機時計算之繁複，亦非常不便。

採用標準轉數，所給與製造廠家及用戶之影響，可概括之如下：

(1) 設計及製造更趨簡單化：轉數實施標準後，機器式樣種類因以減少。設計者及製造者，可以以其由此節省而多餘的時間，從事其他設計方面及製造方面之研究及改善。

(2) 生產率之提高：工作場中，機器林立，轉數若過於參差不齊，則各機性能，易被忽視。實施標準後，不同轉數之數目減少，計算因此簡單；各機性能控制較易；機器生產率因之可發揮至最高度。

(3) 成本預計更形便捷可靠：此點對於定戶詢價報價，接受定貨，影響頗大。

VDW 制標準轉數 表 1 示 VDW⁽¹⁾ 根據國際等比標準數所擬訂的標準轉數。由於一般曳動馬達當荷載時轉數的下降尚無統一的標準，故表中的轉數係指用於空車而言。

表中六項標準比值下的速度降率如下：

$\varphi = \sqrt[3]{10} = 1.06;$	$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} = 5.6\%$
$\varphi = \sqrt[3]{10} = 1.12;$	$A = 10.9\%$
$\varphi = \sqrt[3]{10} = 1.26;$	$A = 21.6\%$
$\varphi = \sqrt[3]{10} = 1.58;$	$A = 36.9\%$
$\varphi = \sqrt{2} = 1.41;$	$A = 29.8\%$
$\varphi = 2$	$A = 50\%$

(1) VDW 係 Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken 的簡寫，漢譯德國工具機製造廠聯合會。

最通用的比值為 1.26 及 1.41 (主用組); 1.06 及 1.12 較細; 1.58 和 2.0 較疎。除 1.58 組外, 其他各組內有倍乘數, 故在機構中可以用一簡單的變極三相交流馬達調整轉數。表中 1.06 組下, 俱見有三相交流馬達的同期轉數, 是幸而巧合的。凡馬達的空車轉數, 一律在 1.06 組下加符號*標明; $n = 2000$ 及 $n = 1180$ 指用直流馬達而言 (1180 和實際的 1200 週轉相差無幾)。

求工具機的荷載轉數, 如假定該轉數下降為 6% (平均馬達的轉數下降可取 3-7%, 皮帶取 0.2-1.5%), 則於計算工作時間可直接從表中 1.06 組內查用。這自然比之下列直接用國際制荷載轉數表, 是一個缺點。

計算步驟 根據直徑範圍及切削速度範圍所求得之最高和最低轉數, 係指荷載情況下的轉數。由於上述表 1 內的數字, 係指空載轉數, 故應將計算得的結果附加上 6% (取平均數)。從此所得的, 便是最高和最低空載轉數, 相除得機之轉數調整率 B_R ; 代入前公式 (7) 或採用圖 1-6 所示之圖解法, 可在規定共有分級數 z 下, 立即求得應具之標準比值。由求得的比值 φ 從表 1 查應用的標準轉數。下舉實例:

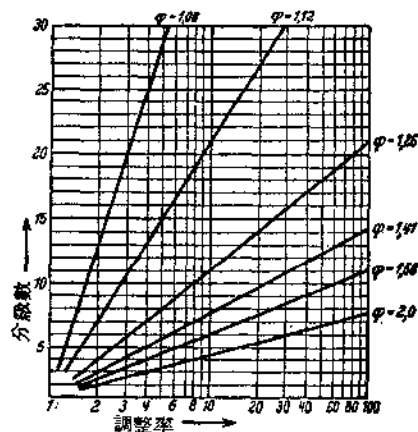


圖 1-6 圖解 B_R , z 和 φ 之關係

【例題】舉車床為例——設車床所具應用範圍：

最大工作物直徑 $d_{\max} = 224 \text{ mm}$

最小工作物直徑 $d_{\min} = 20 \text{ mm}$

最低切削速度 $v_{\min} = 12.5 \text{ m/min}$

最高切削速度 $v_{\max} = 40 \text{ m/min}$

(1) 求最高轉數：

$$\text{在荷載情況下: } n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot d_{\min}} = \frac{1000 \cdot 40}{\pi \cdot 20} = 630 \text{ 轉/分}$$

$$\text{在空車情況下: } n_{\max/0} = 1.06 \times 630 = 670 \text{ 轉/分}$$

(2) 求最低轉數:

$$\text{在荷載情況下: } n_{\min} = \frac{1000 \cdot v_{\min}}{\pi \cdot d_{\max}} = \frac{1000 \cdot 12.5}{\pi \cdot 224} = 18 \text{ 轉/分}$$

$$\text{在空車情況下: } n_{\min 0} = 1.06 n_{\min} = 1.06 \times 18 = 19 \text{ 轉/分}$$

(3) 定轉數調整率:

$$B_R = \frac{670}{19} = 35$$

(4) 求比值 φ (假定應備分級數 $z = 12$):

$$\text{圖解得(圖 1-6): } \varphi = 1.41$$

(5) 轉數組:

$$\text{查表 1 (在 1.41 組下): } \begin{array}{cccccccc} 17 & 23.6 & 33.5 & 47.5 & 67 & 95 & 132 & 190 \\ 265 & 335 & 530 & 750 & \text{轉/分} \end{array}$$

(6) 複核 B_R :

$$B_R = \frac{250}{19} = 45$$

ISA 制⁽¹⁾標準轉數(ISO) 表 2 示國際標準轉數,與表 1 所不同者,在此指用荷載轉數而已。用此則與實際工作情形符合,且在工時的計算上,亦可便利不少。表內缺 1.06 組,餘則無異。惟 1.58 組分二種不同排列,故總共亦有 6 組。相當於三相交流馬達的同期轉數 3000, 1500 …… 在表中的荷載轉數為 2800, 1400 … (降低約 6%)。

應加說明的,根據 VDW 制計算出來的機構,是仍然適用於國際制的,因為把表(1)中各空載轉數減去 6% 時,就自然成為(表 2)中的荷載轉數。這是在制定 ISA 標準轉數制時,就照顧到舊有設備的一個事實的緣故;否則在備有新舊設備的工場內,就不免要發生管理上混亂的現象了。

由於配合齒輪齒數和軸距離的關係,根據上表計算所得的轉數,與實際採用的轉數,不免要有偏差。就 VDW 制,偏差以不超過理論所規定數的 $\pm 3\%$;就 ISA 制,由於馬達的偏差,以不超過 $+2.5\%$;由於機構的偏差,以不超過 $\pm 2\%$;故總偏差以不超過 $^{+4.5}_{-2}\%$ 為是。

(1) 根據一九三八年六月國際標準協會 International Standards Association (ISA) 所頒訂。第二次大戰後一九四五年十月該會改名為 International Organization for Standardization (ISO)。