

機構 與 機器 設計

中華民國八十二年三月

行政院新聞局出版登記證
局版台特字第9132號

3-82

發行人：周慶國
出版人：中華民國機構與機器原理學會
出版委員會
理事長：蔡顯堅 總編輯：何應勤
發行所：台北市國立台灣大學機械系739室
聯絡處：高雄市郵政第59-80號信箱
電話：(07) 533-2953

中華民國機構與機器原理學會
高雄市郵政第59-80號信箱
TAIWAN 80424, R.O.C.

621

嘉義縣民雄鄉中正大學機械工程研究所
黃以文先生收

淺談騎士對機車之操縱性

吳仁琛、呂宗熙

一. 簡介

騎士-機車系統是點型的人機系統，其中騎士和機車在整體系統的性能上扮演重要的角色。機車操縱性是指在騎士的意識控制下，操縱機車及變化姿勢時，機車動態反應和人為意願相配合的程度，它反映機車隨騎士隨心所欲駕駛的難易程度，所以機車操縱性影響騎乘安全甚鉅，也代表了機車重要的騎乘性能之一。操縱性的良窳不僅關係市街上機車的交通，更充分影響了日益風行的機車比賽勝負。機車構造雖比汽車簡單，但其運動自由度大且人為操縱的因素居多。吾人可建立一個多體動力學(multi-body dynamics)的數學模式，用模糊控制方法(fuzzy control method)扮演騎士的角色，來模擬機車車道變換(lane change)行駛時人與車的整合運動及探討車速對於操縱性的影響。

二. 騎士操縱控制及模擬結果

騎士-機車系統可視為由六個部份組成：前輪、前叉、車叉(含騎士下半身)、齒輪箱、後輪、和騎士上半身，如圖1所示。所受外力包括重力、輪胎力、把手轉向力矩和由於騎士姿態改變導致的力矩。輪胎力則包括垂直力、側向力、導正力矩(aligning moment)、和過轉動力矩(overturning moment)。為了考慮騎士因素，將騎士分成上下兩部份，上半部包含頭及軀幹，下半部則為騎士的其他部位。騎士的控制行為包括三個致動力矩(actuation torques)：分別施加力矩調整把手、車架側傾角(camber angle)、人的上半身傾斜角(lean angle)。騎士依所要走的路線來操縱機車，另外當他感知到快傾倒時，必須採取措施俾保持機車平衡。

模糊集合(fuzzy set)與人類邏輯一樣將其界限模糊化並認定其模糊的程度，而表示此所屬程度的曲線稱為歸屬函數(membership function)。模糊控制(fuzzy control)包括模糊規則(fuzzy rules)，經由模糊推論(reasoning)可將模糊控制應用於各類型機器。具階層式(hierarchical structure)的模糊控制器用來代表人的控制行為，此種控制器可處理多輸入多輸出(MIMO)系統，用此控制器來模擬機車在車道變換時的操縱性。

圖2和圖3分別是模擬時民中在不同速度時摇晃角速度(yaw rate)和側向加速度(lateral acceleration)對操縱角的Bode圖。在低速時

，顯示增益(gain)和相位落後(phase lag)增大，必須要靠騎士來補償，以致增加騎士駕駛的負擔。所謂增益是指輸出(搖晃角速度或側向加速度)對輸入(操縱角)的放大比值，表示機車動態響應對於把手操縱角度變化的敏感程度；至於相位落後是指輸出對輸入的相位角，若相位落後愈多，表示機車雖已受到騎士轉向操縱，卻較遲緩反應，以致騎士不得不更提早控制機車而增添騎士心理上的負擔。側向加速度比搖晃角速度的相位落後較多，因此對騎士而言，側向加速度的相位落後比搖晃角速度的相位落後重要。

三. 結論

機車操縱性的良否影響街道安全和賽事勝負，是機車重要的性能指標。經由頻率域分析畫出的Bode圖可得知搖晃角速度和側向加速度對操縱角的增益大小及相位落後情形。對於騎士而言，側向加速度的相位落後比搖晃角速度的相位落後較重要。由探討車速對操縱性的影響得知，在高速時，騎士的操縱控制變得較困難。這種模擬方法可適用於人—機車系統的電腦輔助設計，並已於交通大學機械研究所執行。

Figure 1 Coordinate systems in rider-motorcycle model

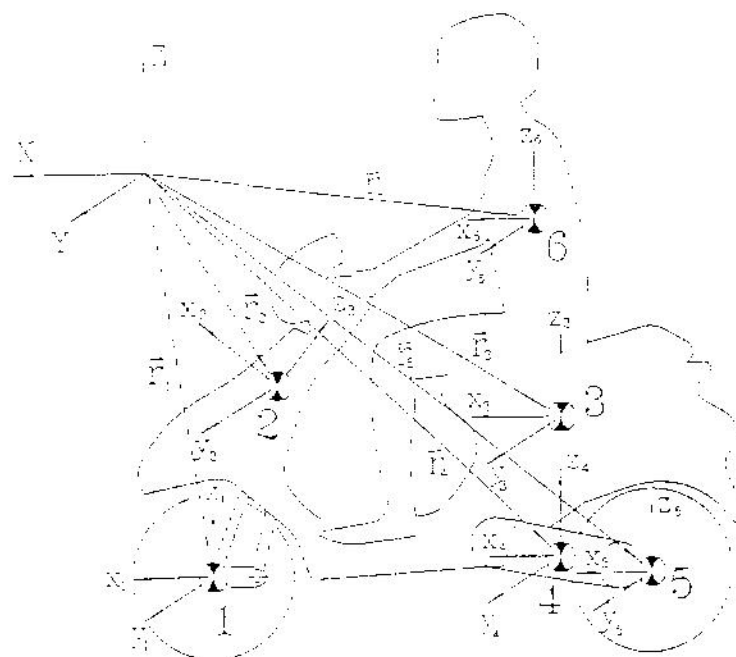


Figure 2 Bode plot of transfer function of yaw rate to steering angle; --- 10m/s, -.- 15m/s, - - - 20m/s

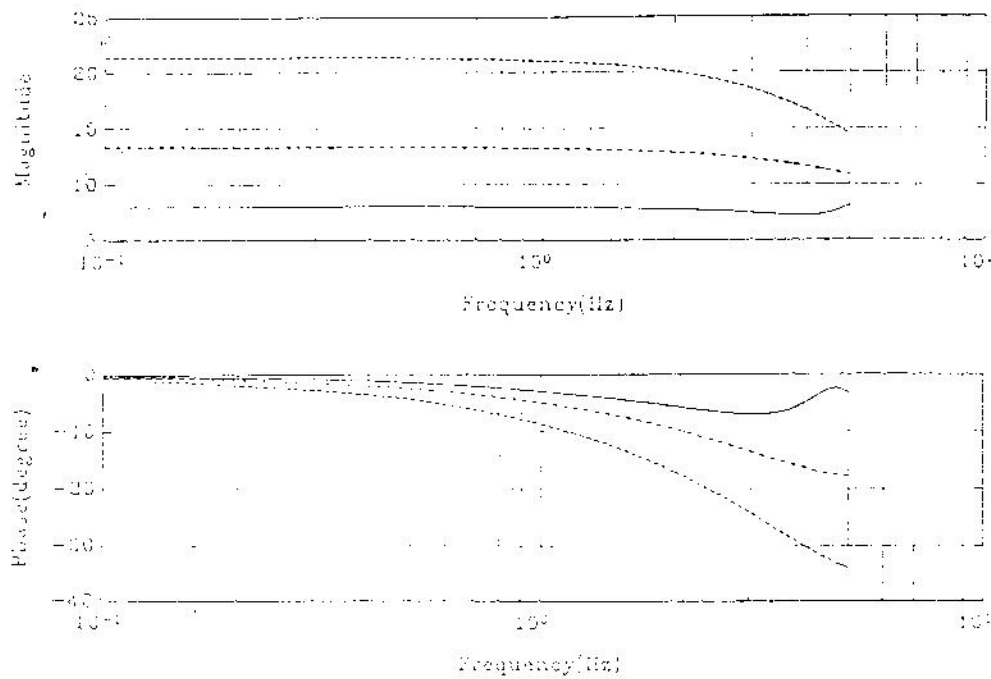
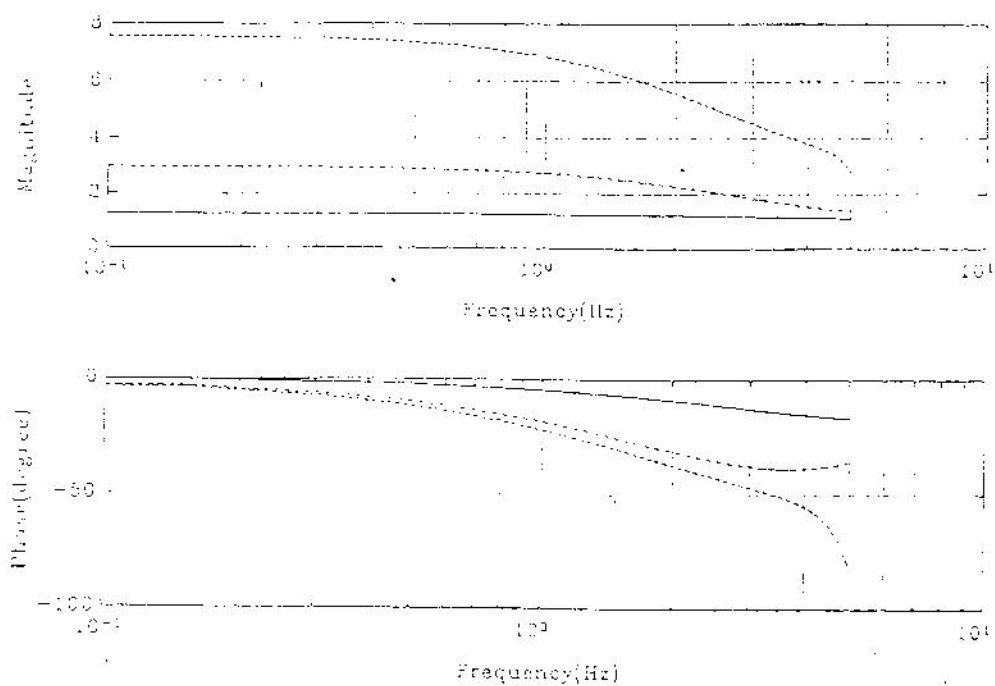


Figure 3 Bode plot of transfer function of lateral acceleration to steering angle; --- 10m/s, -.- 15m/s, - - - 20m/s



達文西如何應用雙作用原理來達成運動之轉換？

蔡錫鈺 10.02.1993

在西方科技發展史中，達文西(Leonardo da Vinci, 1452-1519)可以說是一位相當重要的人物。特別是收藏在西班牙馬德里國立圖書館、而不為人知的手稿於1967年重新被發現之後(即慣稱的Codice Madrid I&II)，使我們可以在米蘭手稿(Codice Atlanticus)之外，再看到達文西許多關於機器方面的設計。雖然這些不一定可以滿足今天的需求，但是對一位設計者而言，卻可以從其中找出不少的靈感。例如在設計過程中，常會遇到要將運動的形式作變換，像是將往復直線運動轉變為連續的轉動，或反之。通常我們會使用滑子曲柄機構來達到目的。但是除此之外是否有其他的可能？綜合達文西的這兩份零散並未經系統整理的手稿，我們可以看出，他也曾一直思索這個問題。而在14、15世紀時中國鼓風機作用原理已經傳入歐洲，並且應用在一些機器上，例如類似構造的取水幫浦。中國的鼓風機在兩側有單向進氣閥，手柄與活塞相連，左右兩氣室亦有單向閥門，並且串聯成出氣口。因此當往返拉推手柄時，即可得到均勻的氣流，其外觀如圖1。換言之，無論是推、或是拉手柄，每一行程皆會對氣體作功，所以此鼓風機應用的原理即是所謂的雙作用原理(double-acting principle)。在當時達文西對此原理並不陌生；而令我們感到興趣的是，達文西並不只將此原理侷限在流體上，反而更進一步去思索如何將之應用在一般的動力傳遞，特別是運動方式的轉換。對這問題如果以所謂的黑箱black-box來表示，即是如何將兩個相反方向的直線運動L,R(輸入)互換地轉變為同方向的旋轉運動Rot(輸出)，或反之，圖2。

下面就達文西對此問題的不同設計例子，做一簡單介紹。

首先我們先來看在米蘭手稿中一張經常被引用的設計圖，圖3。這個設計是一起重機構。圖左是組合圖，在其旁則是分解圖。顯然此圖是達文西交給技工製造用的工作圖。由圖中我們可以清楚見到此一機構是由兩個棘輪以及一組齒輪來解決運動形式的變換，也就是將來回擺動轉換成均勻的轉動。這樣的機構自然比使用單一的棘輪更為有效率。值得注意的是此機構是不可逆的。根據稿上的日期記載，一般認為這是達文西最早的機構觀念之一(約在1480年之前)。

圖4是達文西另一達到類似功能的機構。他在圓柱的圓周面上之兩邊緣交錯地裝置柱狀齒，如果以順時針方向(唯一方向！)轉動此圓柱，往復運動即可經由擺線曲板及柱狀齒完成。不同於圖3的是，這類似凸輪機構的運動轉換是可逆的；也就是說如果我們將往復運動做為主動，則此機構之從動即為旋轉。從其他與此相似機構的設計手稿來看，這機構應是做為時鐘的制動機構。

而在達文西所研究的機械元件中，最引人注目的不外乎齒輪及軸承。齒輪在達文西之時已經發展了將近兩千年，但是將其廣泛應用於不同的領域中，達文西可

以算是第一人。當時使用的齒輪即如圖3中的形式；在達文西存世的手稿中，可以看出他對齒輪對相互的運動關係上曾經做過仔細研究，因此達文西也將此特性應用在解決這運動轉換的問題上。圖5為他的兩種應用齒輪的構想：圖5 a 是一種狀大齒輪與兩個同軸的半成齒之小齒輪組合，圖5 b 則是半成齒之冠狀齒輪與同軸之燈籠狀小齒輪。這兩種的機構即可將連續的轉動改變成往復的轉動，自然主動除可以在大齒輪，也可以在小齒輪，但是運動的轉換卻是不可逆的。對此種組合若要得到直線往復運動，則須額外的機構；達文西運用的機構有：齒輪—齒條組合，皮帶機構，連桿機構等。當然額外的機構會使得設計變得複雜，所以達文西另外的構想就是直接使用齒輪—齒條組合，如圖6。值得一提的是，此兩機構的運動轉換皆是可逆的，如果在圖6 a 的兩齒條另一端也以繩索相連，則也可以同圖6 b 的機構一樣，順、逆時針旋轉方向皆可以達到運動轉換目的。

在本文的最後，我們來看達文西如何應用齒輪等機構，來解決在設計紡織機器時所遇到的運動轉換問題。圖7為一自動搖紗機，只要轉動曲柄，即可將紡線均勻地纏繞在線軸上。借助達文西繪製的剖視圖，我們可以清楚地看出他的設計構想：由主動軸經由兩組的皮帶傳動機構分別帶動線軸與線弓，其中一組利用交叉傳動方式，使線軸和線弓成反方向的旋轉；主動軸同時也經由蝸輪機構將功率傳到圖5 a 的齒輪機構S；這往復的旋轉再透過一具高對的連桿，轉換成從動軸的往復直線運動；從動軸中 *ona* 一段為方形斷面，*an* 為圓形，如此則可以使線軸只做旋轉運動，而線弓可以同時做旋轉與來回直線運動。這設計有許多值得注意的地方，例如轉速比的安排以及皮帶傳動機構的設計（注意大皮帶輪上纏緊用的插銷），此處不做細述，留給讀者細思。

從達文西的這些設計稿不禁令我們想到，“一張表達適切簡圖勝於千言萬語”。和文藝復興時期的同儕相比，達文西之所以今天在科技史留名而且相當被重視，除了他遺留下豐富的手稿之外，更重要的是這些手稿以精確的圖畫形式將他的構想明確地表達出來；今天我們根據這些設計稿，幾乎可以將他的機構、機器複製出來，而且皆可運轉。在科技史（機器史）研究的一些困難之中，有許多就是因為遺留下來的資料只有文字，或附圖並無法表現出機構、機器重要之處。例如中國指南車，我們今日也只能知其外觀與目的，而被公認的差速機構原理之應用，也只是今天學者的研究結論，但究竟當初老祖先如何設計此機構？如果是使用齒輪，又是何種齒輪組合？今天我們翻遍有關古籍時實在無法確知。同樣今天又有誰能夠說三國時諸葛亮所發明的“木牛流馬”又是如何的機構？對於設計與繪圖之間密切關係的懷疑，我們也許可以在達文西身上得到啓示與解答。

參考文獻

1. Beck, Th., Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues. Berlin, 1. Aufl., 1899
2. Beck, Th., Leonardo da Vinci (1452 bis 1519), Vierte Abhandlung, Codice Atlanticus. VDI-Z.50(1906), S.524/31, 562/69, 645/51, 777/84

3. Reti, L., The double-acting principle in east and west.
Technology and Culture 11(1970), pp. 178/200
4. Reti, L.(ed.), Leonardo. Künstler, Forscher, Magier. (The Unknown Leonardo).
Frankfurt a.M., 1974



圖 1 用以冶煉之中國鼓風機，取自：明·宋應星，天工開物，1637

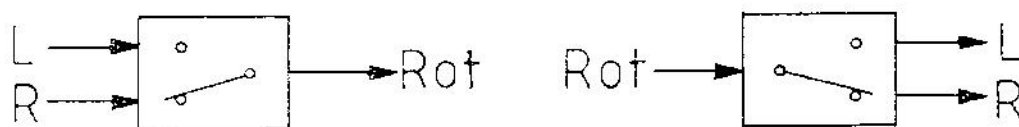


圖 12 運動轉換問題之黑箱 black box 表示圖。其中開關符號表示，輸入(出)端在某段時間為 L，在下段時間則變為 R。

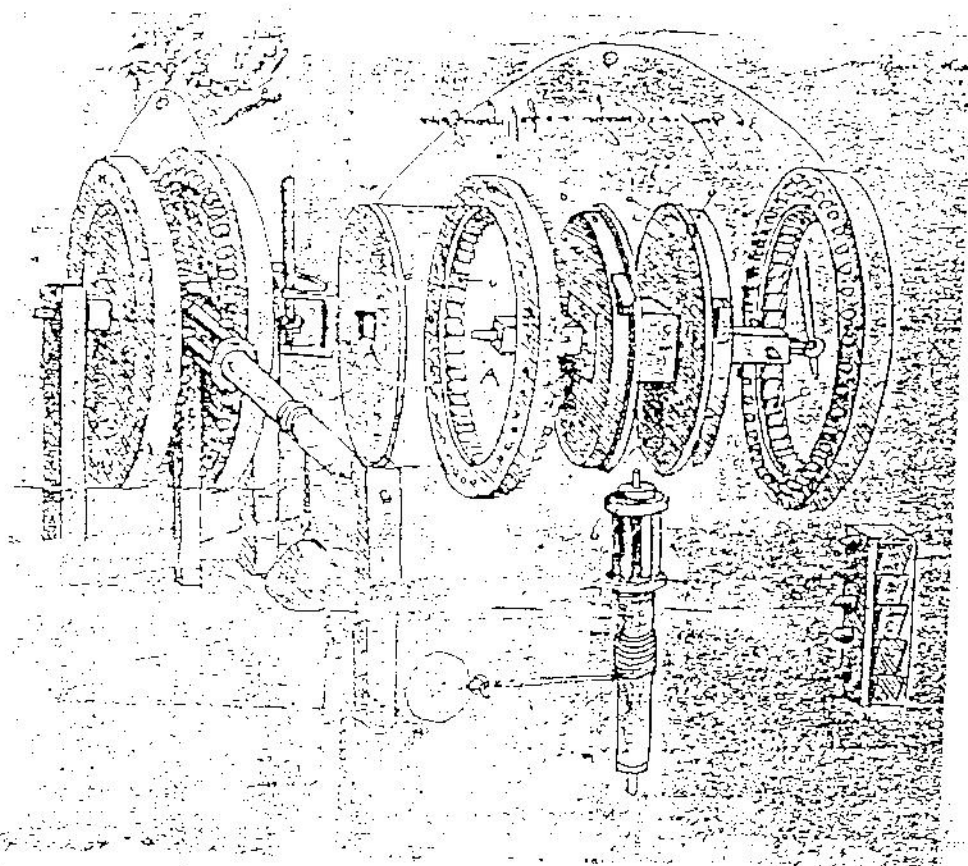


圖3 起重機構。取自：達文西，Codice Atlantico, fol.8v

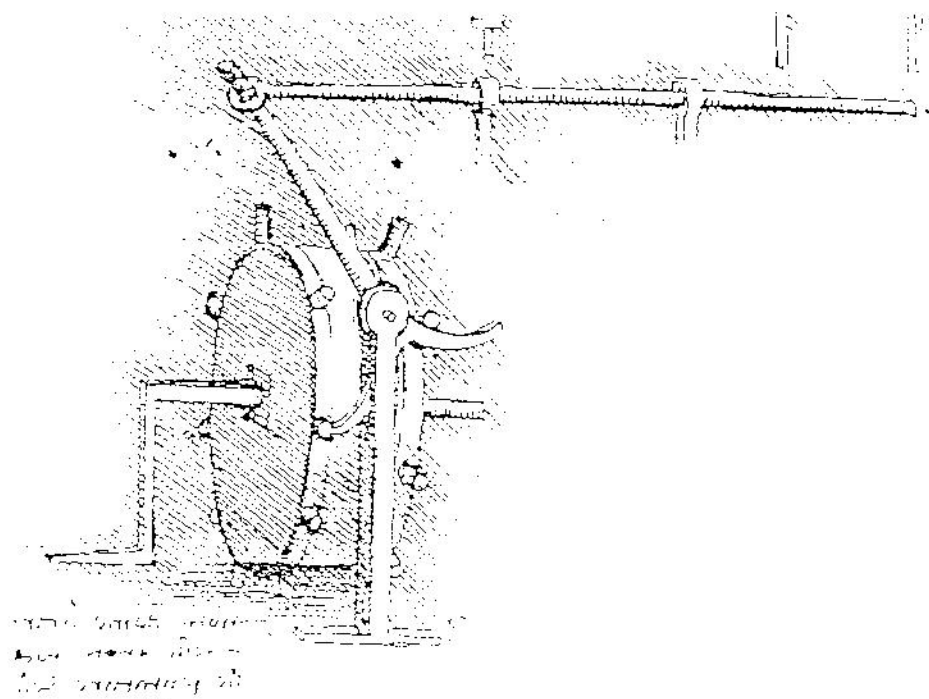


圖4 抽水機機構。取自：達文西，Codice Madrid II, fol.1r

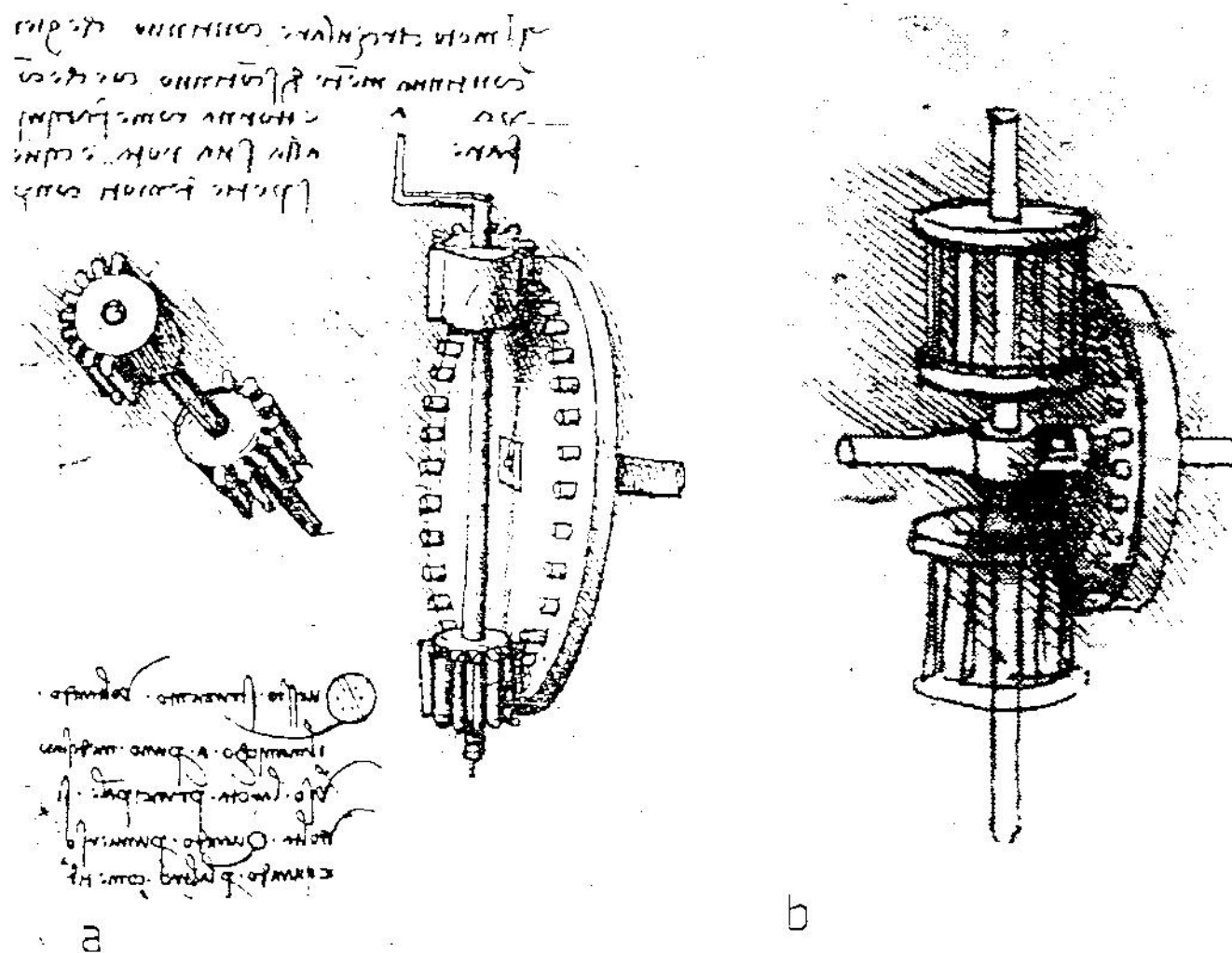
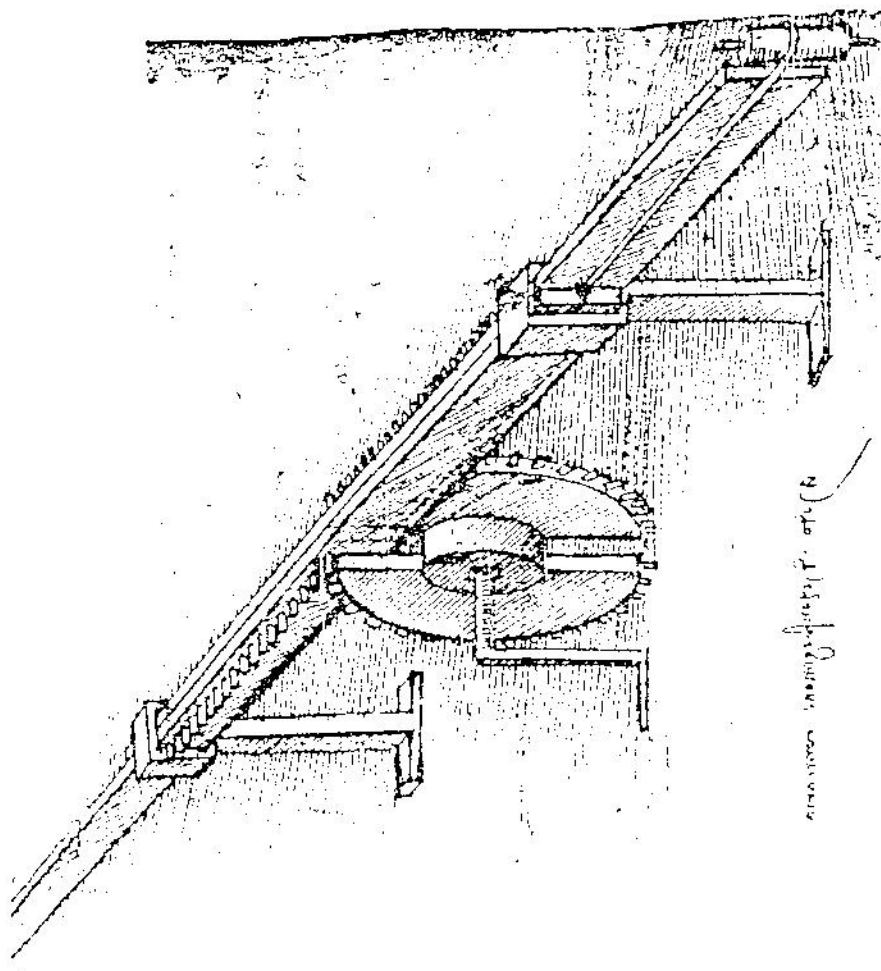


圖 5 做為運動轉換的齒輪機構。

取自：達文西，a：Codice Madrid I, fol.17r

b：Codice Atlanticus, fol.393v



b

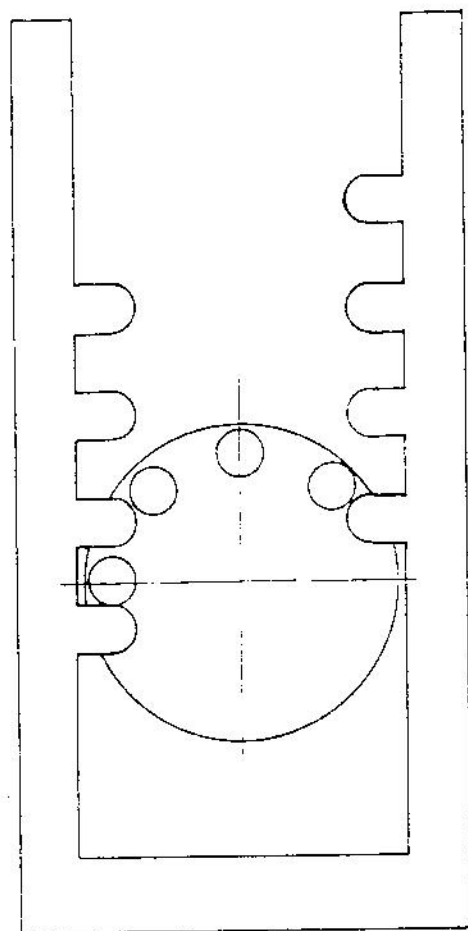


图6 做為運動轉換的齒輪-齒條機構。

取自：達文西，a：Codice Madrid 1, fol.2r

b：Ms.B, fol.110r (筆者重繪)

a

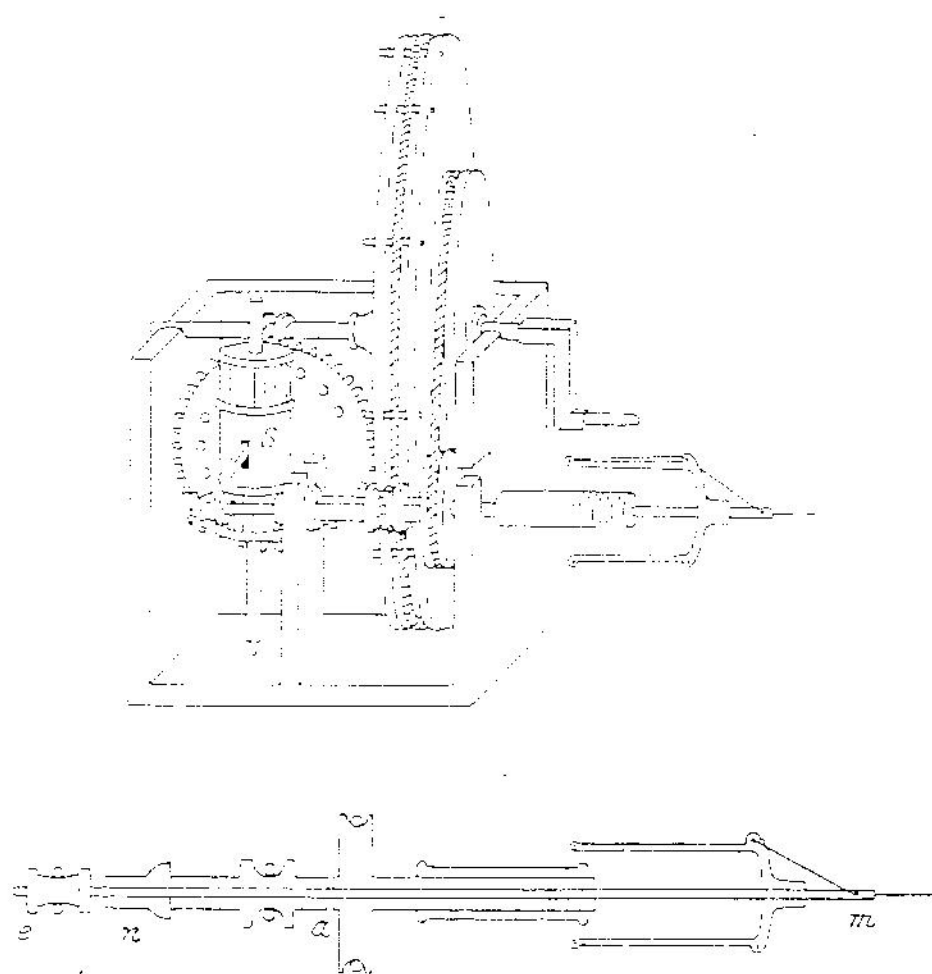


圖 7 自動座沙機。取自：達文西，Codice Atlanticus, fol.393v
(Th. Beek 重繪)

齒刀圓角化部位的設計

張慶堂

一、導言

齒刀和滾齒刀的截面形狀一般是類似齒條，其齒根沒有圓角，或微微圓角化，而齒冠有一小圓角。圓角化部位的尺寸大小，會影響到輪齒的冠部、根部之形狀，及其移位係數。這裡所謂的輪齒，係指被滾切削齒輪的輪齒。

如果齒根加以圓角化，並把半徑逐漸擴大，則可以使輪齒的冠部和工作部平滑化連接，但其前提條件是齒輪的毛坯外徑必須夠大，以期使齒根部位能夠確實滾切削到其胚料外徑。此部份比較複雜，以後有機會再專文敘述。

同樣的方法，如果齒冠的圓角化半徑逐漸擴大，則可以降低齒輪過切的齒數，當然臨界深切齒數愈少愈佳。

二、符號說明

如圖 1 所示，齒刀的各部份尺寸假設為：

A = 齒冠距， $K_a M$ 。

C_p = 周節， πM 。

M = 模數。

K_a = 齒冠係數，1.00 - 1.25。

K_s = 移位係數。

K_p = 齒厚係數，0.50 - 0.55。

K_r = 齒冠圓角化半徑係數。

R = 齒冠圓角化半徑， $K_r M$ 。

r = 節圓半徑， $ZM/2$ 。

T = 齒厚， $K_p C_p$ 。

θ = 壓力角。

U = 節點到圓角化切點的距離。

Z = 齒數。

Z_c = 臨界深切齒數。

下標

m = 最大。

n = 最小。

三、齒冠部位的圓角化設計

假設圓角化半徑 R 為設計參數，依照其繁雜的幾何關係演算，則其節點到切點的距離公式為：

$$U = [A - R(1 - \sin\theta)] / \cos\theta \quad (1)$$

當齒冠部位的圓角化半徑逐漸擴大時，一直大到與齒冠的頂面及其雙側面相切時為其極限，即為最大之圓角化半徑，此時為最佳設計，如圖2之齒刀所示。其公式為：

$$R_m = (0.5 C_p \cos\theta - A \sin\theta) / (1 - \sin\theta) \quad (2)$$

$$\text{或 } K_{rm} = (1.5708 \cos\theta - K_a \sin\theta) / (1 - \sin\theta) \quad (3)$$

由LITVIN氏的著作， U 的最大公式為：

$$U_m = r \sin\theta \tan\theta \quad (4)$$

比較(1)(4)兩式可得臨界深切齒數的一般式為：

$$Z_c > = 2[K_a - K_r (1 - \sin\theta)] / \sin^2\theta \quad (5)$$

公式(5)對齒輪設計者非常重要，具有參考價值。

四、討論

圓角化半徑係數的最小值為零，其最大值為公式(3)，兩者代入公式(5)可獲得最大和最小的臨界深切齒數為：

$$Z_{cm} = 2K_a / \sin^2\theta \quad (6)$$

$$Z_{cn} = [2K_a (1 - \sin\theta) - 3.1416 K_p \cos\theta] / \sin^2\theta \quad (7)$$

上述之公式(6)即為傳統所用的公式，公式(7)是筆者所發展出來的公式。為少於臨界深切齒數所需的移位係數為：

$$K_s = 1 - Z / Z_c \quad (8)$$

五、範例

假設齒刀的壓力角為20度，齒冠係數為1.157，齒高係數為2.157，齒厚係數為0.51，模數為25.4毫米，即徑節為1。若齒輪的齒數為10齒，試比較齒冠有最大圓角化半徑和沒有圓角化半徑之間的差異。

依公式(2)和(1)，其最大齒冠圓角半徑，及節切點距離各為：

$$R_m = (0.5 \times 3.1416 \times 25.4 \times \cos 20^\circ - 1.157 \times 25.4 \times \sin 20^\circ) / (1 - \sin 20^\circ) = 13.053821 \text{ (mm)}$$

$$U_n = [1.157 \times 25.4 - 13.053821 \times (1 - \sin 20^\circ)] / \cos 20^\circ = 22.130386 \text{ (mm)}$$

其齒刀輪廓如圖2和圖3所示之右圖。前者有最大圓角化半徑，而後者沒有圓角化。若被加工的齒輪胚材夠大，且把它當作靜止不動，而齒刀作相對運動滾削之，則可各獲得如圖2和圖3所示之創成齒輪的外形。其臨界齒數依(6)(7)兩式各得：

$$Z_{em} = 2 \times 1.157 / \sin^2 20^\circ = 19.78 \Rightarrow \text{約 } 20 \text{ 齒}$$

$$Z_{en} = [2 \times 1.157 \times (1 + \sin 20^\circ) + 3.1416 \times 0.51 \times \cos 20^\circ] / \sin^2 20^\circ = 13.68 \Rightarrow \text{約 } 14 \text{ 齒}$$

比較圖 2 和圖 3，我們發現前者的過切現象不是很明顯，而後者的過切現象較嚴重，需要作移位，其移位係數由公式(8)為：

$$K_s = 1 \cdot 10/20 = 0.5$$

其移位後的創成齒輪外形如圖 4 所示。

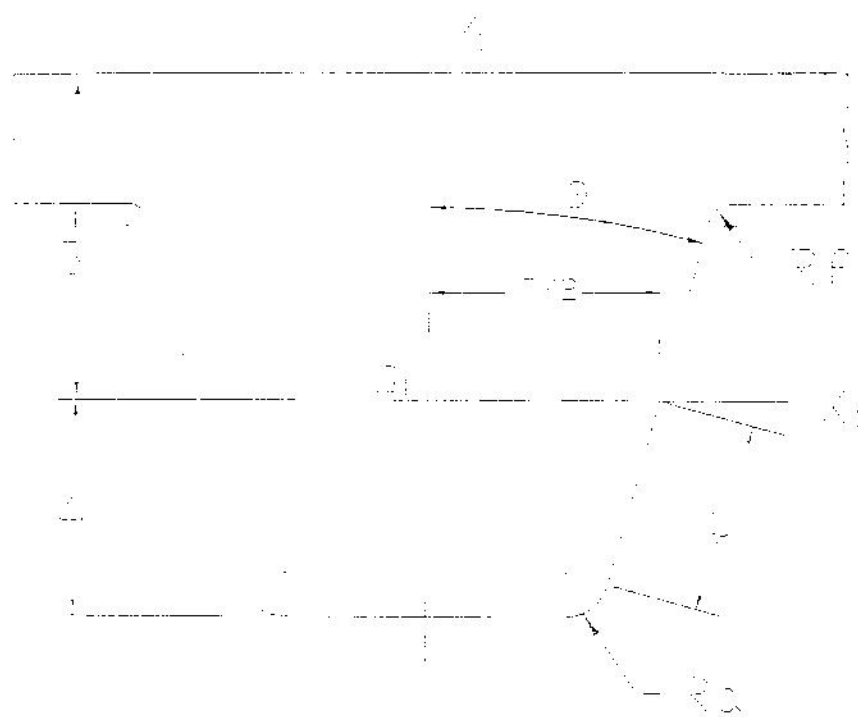
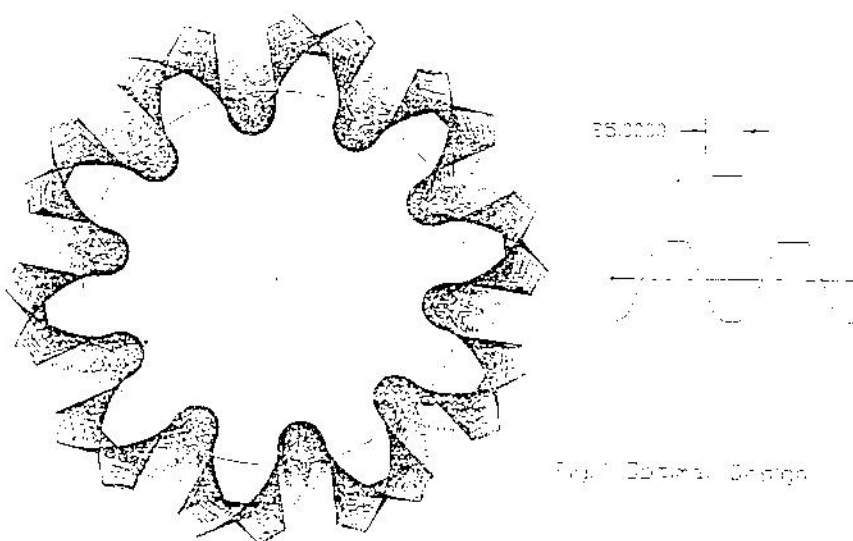
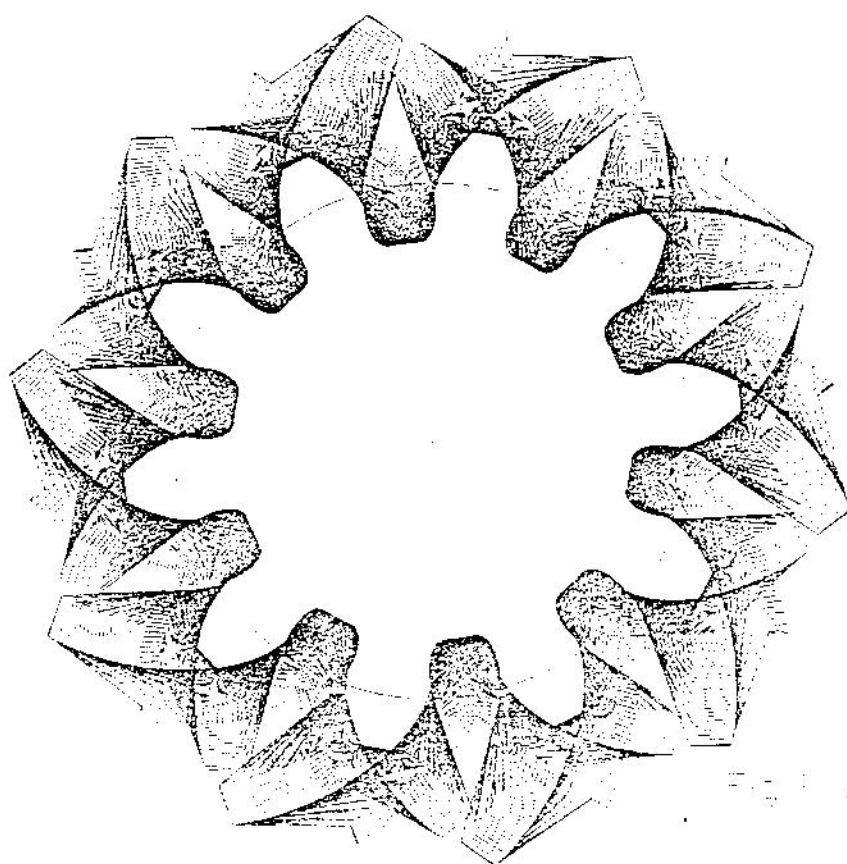


Figure 3: A Gear Tooth Profile





15.4000 →



Fig. 1. 3D view of the gear.

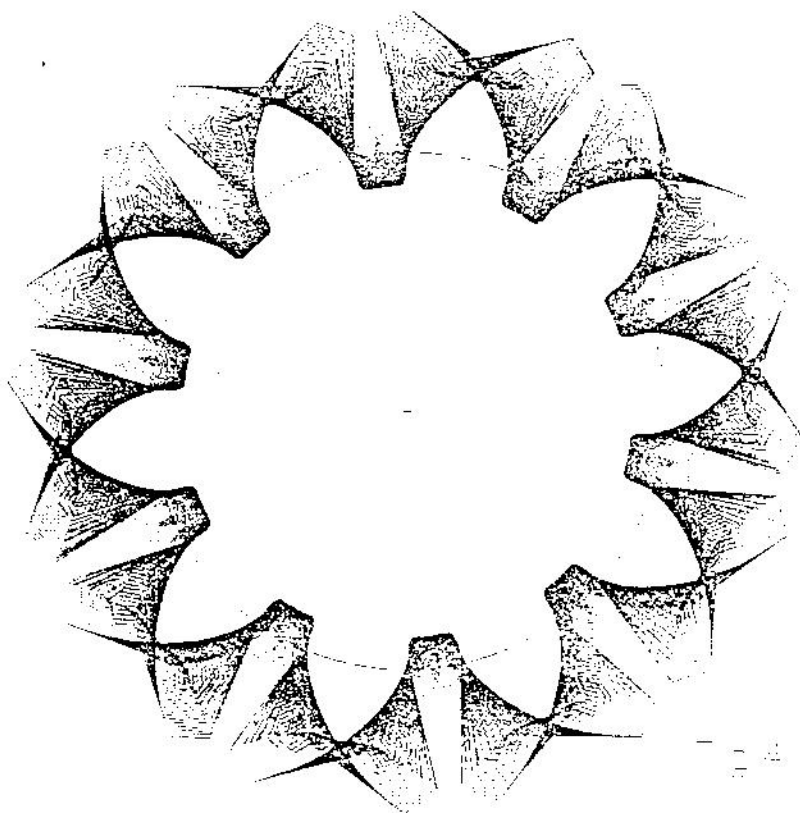


Fig. 2. 3D view of the gear.

淺介機動學建立繪圖腳本之方程式

曹友興

機動學教本多無繪圖程式，有附磁片者亦為執行檔(XXX.EXE)，無法得知程式那內容。為增加學生興趣，敝人遂班門弄斧，用BASIC語言寫出一些繪圖程式(XXX.BAS)，執行後建立腳本檔案(XXX.SCR)，可在AUTOCAD指令SCRIPT下在螢幕上繪圖，或稍加修改程式執行直接在彩色螢幕上繪圖(但其缺點為常將圖繪成橢圓)。茲附一例：繪往復滾子式從動桿之平板型凸輪(Plate Cam)表面曲線(Profile)，並求曲率半徑及壓力角最大最小值。

符號說明：

$I=\theta$ =凸輪角，度。

$B1, B2$ =升、落段凸輪旋轉角，度。

$RF=R_r$ =滾子(roller)半徑。

K =放大倍數。

$V=v$ =從動桿速度，長度/徑度

註腳1表上升2表下降。

$PHI=\phi$ =壓力角，徑度。

$X, Y=x, y$ =附著凸輪之運動座標。

H =從動桿最大舉程。

$RP=R_p$ 初圓(prime circle)半徑。

$E=e$ =偏心距。

$S=s$ =從動桿位移。

$A=a$ =從動桿加速，長度/徑度²/C

$RHO=\rho$ =凸輪曲線曲率半徑。

$$S = V_{t_{24}} = WR_{1,2} \frac{ds}{d\theta} = VW$$

$$\tan\phi = \frac{R_{1,2} \omega_1^2 C}{a+s} = \frac{V \cdot E}{\sqrt{R_p^2 \cdot E^2 + S}}$$

$$x = (\sqrt{R_p^2 \cdot E^2 + S}) \sin\theta + E \cos\theta - R_r \sin(\theta - \phi)$$

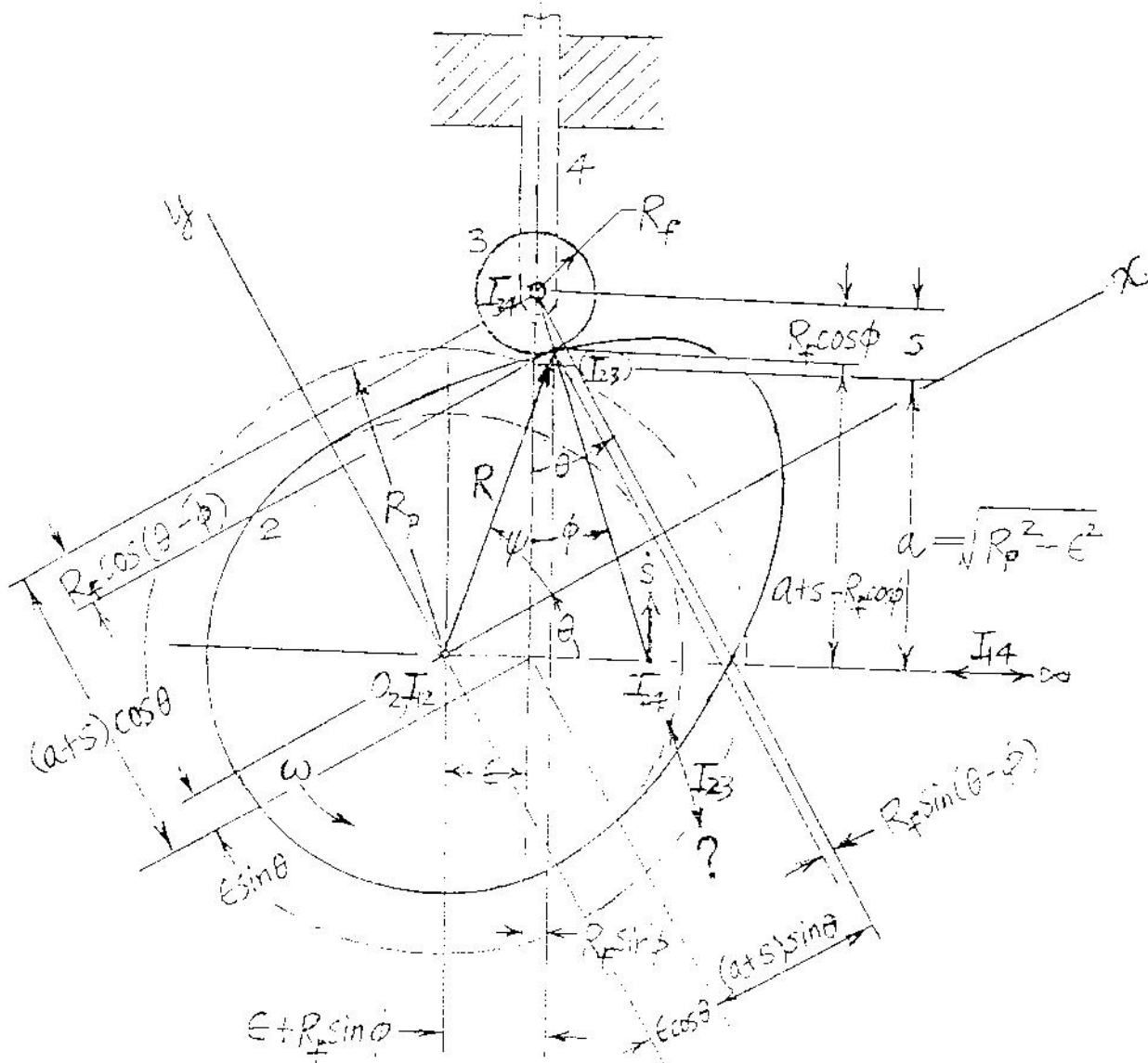
$$y = (\sqrt{R_p^2 \cdot E^2 + S}) \cos\theta - E \sin\theta - R_r \cos(\theta - \phi)$$

$$R = \sqrt{(\sqrt{R_p^2 \cdot E^2 + S} - R_r \cos\phi)^2 + (E + R_r \sin\phi)^2}$$

$$\psi = -\theta + \tan^{-1} \frac{\sqrt{R_p^2 \cdot E^2 + S} - R_r \cos\phi}{E + R_r \sin\phi}$$

參考文獻

1. Joseph Edward Shigley & John Joseph Uicker, Jr., Theory of Machines And Mechanisms, 1980. 新月
2. Robert L. Norton, Design of Machinery, 1992. 新月



```

100 ' CAMEX9-3.BAS---PLOT PITCH CURVE, CAM PROFILE & FIND EXTREME VALUES OF
102 ' RADIUS OF CURVATURE & PRESSURE ANGLE FOR AN OFFSET TRANSLATING ROLLER
105 ' FOLLOWER --- DWELL-CYCLOIDAL RISE-DWELL-CYCLOIDAL FALL
110 PI=3.1415926#: KEY OFF
120 DEF FNS1(I)=H*(I/B1-1/2/PI*SIN(2*PI*I/B1))
130 DEF FNV1(I)=H/B1/PI*180*(1-COS(2*PI*I/B1))
135 DEF FNA1(I)=2*PI*H/(B1*PI/180)^2*SIN(2*PI*I/B1)
140 DEF FNS2(I)=H*(1-I/B2+1/2/PI*SIN(2*PI*I/B2))
150 DEF FNV2(I)=-H/B2/PI*180*(1-COS(2*PI*I/B2))
155 DEF FNA2(I)=-2*PI*H/(B2*PI/180)^2*SIN(2*PI*I/B2)
160 DEF FNPFI(S,V)=ATN((V-E)/(SQR(RP^2-E^2)+S))
165 DEF FNRHO(S,V,A)=((RP+S)^2+V^2)^1.5/((RP+S)^2+2*V^2-A*(RP+S))
170 DEF FNX(I)=((SQR(RP^2-E^2)+S)*SIN(I*PI/180)+E*COS(I*PI/180)+RF*SIN(FNPFI(S,V)
)-I*PI/180))*K
180 DEF FNY(I)=((SQR(RP^2-E^2)+S)*COS(I*PI/180)-E*SIN(I*PI/180)-RF*COS(FNPFI(S,V)
)-I*PI/180))*K
190 OPEN "CAMEX9-3.SCR" FOR OUTPUT AS #1
200 READ H,B1,B2,RP,RF,E,K
210 DATA 1,90,90,1.75,0,C,1
220 GOSUB 1000
230 READ H,B1,B2,RP,RF,E,K
240 DATA 1,90,90,1.75,0,0,1
250 GOSUB 2000

```

```

260 READ H,B1,B2,RP,RF,I,K
270 DATA 1,90,90,1.75,.5,0,1
280 GOSUB 1000
282 READ H,B1,B2,RP,RF,E,K
284 DATA 1,90,90,1.75,.5,0,1
286 GOSUB 3000
290 PRINT #1,"LINE"
300 PRINT #1,"0,5.5"
310 PRINT #1,"10,5.5"
320 PRINT #1,
330 PRINT #1,
340 PRINT #1,"4.5,0"
350 PRINT #1,"4.5,9"
360 PRINT #1,
410 PRINT #1,"CIRCLE"
420 PRINT #1,"4.5,5.5"
430 WRITE #1,RP
440 PRINT #1,
450 PRINT #1,"4.5,5.5"
460 WRITE #1,RP-RF
470 CLOSE #1
480 END

1000 PRINT #1,"LINE"
1010 FOR I=B2 TO 180
1020 S=0:V=0
1040 X=4.5-FNX(I):Y=5.5-FNY(I)
1060 WRITE #1,X,Y
1070 NEXT I
1080 FOR I=0 TO B1
1090 S=FNS1(I):V=FN1(I)
1110 X=4.5+FNX(I):Y=5.5+FN1(I)
1120 WRITE #1,X,Y
1140 NEXT I
1150 FOR I=B1 TO 180
1160 S=H:V=0
1180 X=4.5+FNX(I):Y=5.5+FN1(I)
1200 WRITE #1,X,Y
1210 NEXT I
1220 FOR I=0 TO B2
1230 S=FNS2(I):V=FN2(I)
1250 X=4.5-FNX(I):Y=5.5-FNY(I)
1270 WRITE #1,X,Y
1280 NEXT I
1290 WRITE #1,
1300 RETURN

2000 PRINT #1,"CIRCLE"
2010 FOR I=B2 TO 180 STEP 5
2020 S=0:V=0
2040 X=4.5-FNX(I):Y=5.5-FNY(I)
2060 WRITE #1,X,Y
2070 PRINT #1,".6"
2080 WRITE #1,
2090 NEXT I
2100 FOR I=0 TO B1 STEP 5
2110 S=FNS1(I):V=FN1(I)
2130 X=4.5+FNX(I):Y=5.5+FN1(I)
2150 WRITE #1,X,Y
2160 PRINT #1,".6"
2170 WRITE #1,
2180 NEXT I

```

/ PLOT PITCH CURVE OR CAM PROFILE

/ PLOT FOLLOWER ROLLER CIRCLES

```

2190 FOR I=B1 TO 180 STEP 5
2200 S=H:V=0
2220 X=4.5+FNX(I):Y=5.5+FN Y(I)
2240 WRITE #1,X,Y
2250 PRINT #1,".6"
2260 WRITE #1,
2270 NEXT I
2280 FOR I= 0 TO 32 STEP 5
2290 S=FNS2(I):V=FN V2(I)
2310 X=4.5-FNX(I):Y=5.5-FN Y(I)
2330 WRITE #1,X,Y
2340 PRINT #1,".6"
2350 WRITE #1,
2360 NEXT I
2370 I=B2:S=FNS2(I):V=FN V2(I):X=4.5-FNX(I):Y=5.5-FN Y(I)
2380 WRITE #1,X,Y:PRINT #1,".6"
2390 RETURN
3000 RHOLP=0:RHOSP=10:PHIMAX=0          ' FIND EXTREME VALUES OF RHO & PHI
3010 FOR I=B2 TO 180
3020 S=0:V=0:A=0
3050 RHO=FNRHO(S,V,A)
3055 IF RHO>RHOLP THEN RHOLP=RHO:ILP=I
3060 IF RHO>0 THEN IF RHO<RHOSP THEN RHOSP=RHO:ISP=I
3070 PHI=FNPHI(S,V)
3080 IF PHI>PHIMAX THEN PHIMAX=PHI:IMAX=I
3090 NEXT I
3091 PRINT"1:DWELL -----"
3092 PRINT"  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOLP;"AT";ILP-B2;"DEG CAM
ANGLE"
3093 PRINT"  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOSP;"AT";ISP-B2;"DEG CAM
ANGLE"
3094 PRINT"  MAXIMUM PRESSURE ANGLE=";PHIMAX*180/PI;"DEG AT";IMAX;"DEG CAM ANGLE
"
3096 RHOLP=0:RHOSP=10:RHOLN=0:RHOSN=-10:PHIMAX=0
3100 FOR I=0 TO B1
3110 S=FNS1(I):V=FN V1(I):A=FN A1(I)
3120 RHO=FNRHO(S,V,A)
3125 IF RHO>RHOLP THEN RHOLP=RHO:ILP=I
3130 IF RHO>0 THEN IF RHO<RHOSP THEN RHOSP=RHO:ISP=I
3135 IF RHO<RHOLN THEN RHOLN=RHO:ILN=I
3137 IF RHO<0 THEN IF RHO>RHOSN THEN RHOSN=RHO:ISN=I
3140 PHI=FNPHI(S,V)
3150 IF PHI>PHIMAX THEN PHIMAX=PHI:IMAX=I
3160 NEXT I
3165 PRINT"2:RISE MOTION -----"
3167 PRINT"  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOLP;"AT";ILP+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3170 PRINT"  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOSP;"AT";ISP+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3175 PRINT"  LARGEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATIVE =";RHOLN;"AT";ILN+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3177 PRINT"  SMALLEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOSN;"AT";ISN+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3180 PRINT"  MAXIMUM PRESSURE ANGLE=";PHIMAX*180/PI;"DEG AT";IMAX+180-B2;"DEG CA
M ANGLE"
3190 RHOLP=0:RHOSP=10:PHIMAX=0
3200 FOR I=B1 TO 180
3210 S=H:V=0:A=0
3240 RHO=FNRHO(S,V,A)
3245 IF RHO>RHOLP THEN RHOLP=RHO:ILP=I
3250 IF RHO>0 THEN IF RHO<RHOSP THEN RHOSP=RHO:ISP=I
3260 PHI=FNPHI(S,V)
3270 IF PHI>PHIMAX THEN PHIMAX=PHI:IMAX=I
3280 NEXT I

```

```

3281 PRINT"3:DWEEL -----"
3282 PRINT"  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOLP;"AT";ILP+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3283 PRINT"  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE=";RHOSP;"AT";ISP+180-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3284 PRINT"  MAXIMUM PRESSTURE ANGLE=";PHIMAX*180/PI;"DEG AT";IMAX+180;"DEG CAM
ANGLE"
3286 RHOLP=0:RHOSP=10:RHOLN=0:RHOSN=-10:PHIMIN=0
3290 FOR I=0 TO B2
3300 S=FNS2(I):V=FNW2(I):A=FNA2(I)
3310 RHO=FNRRHO(S,V,A)
3315 IF RHO>RHOLP THEN RHOLP=RHO:ILP=I
3320 IF RHO>0 THEN IF RHO<RHOSP THEN RHOSP=RHO:ISP=I
3325 IF RHO<RHOLN THEN RHOLN=RHO:ILN=I
3327 IF RHO<0 THEN IF RHO>RHOSN THEN RHOSN=RHO:ISN=I
3330 PHI=FNPHI(S,V)
3340 IF PHI<PHIMIN THEN PHIMIN=PHI:IMIN=I
3350 NEXT I
3355 PRINT"4:FALL MOTION -----"
3357 PRINT"  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOLP;"AT";ILP+360-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3360 PRINT"  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE=";RHOSP;"AT";ISP+360-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3365 PRINT"  LARGEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE =";RHOLN;"AT";ILN+360-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3368 PRINT"  SMALLEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE=";RHOSN;"AT";ISN+360-B2;"DEG
CAM ANGLE"
3380 PRINT"  MINIMUM PRESSURE ANGLE=";PHIMIN*180/PI;"DEG AT";IMIN+360-B2;"DEG CA
M ANGLE"
3390 RETURN

```

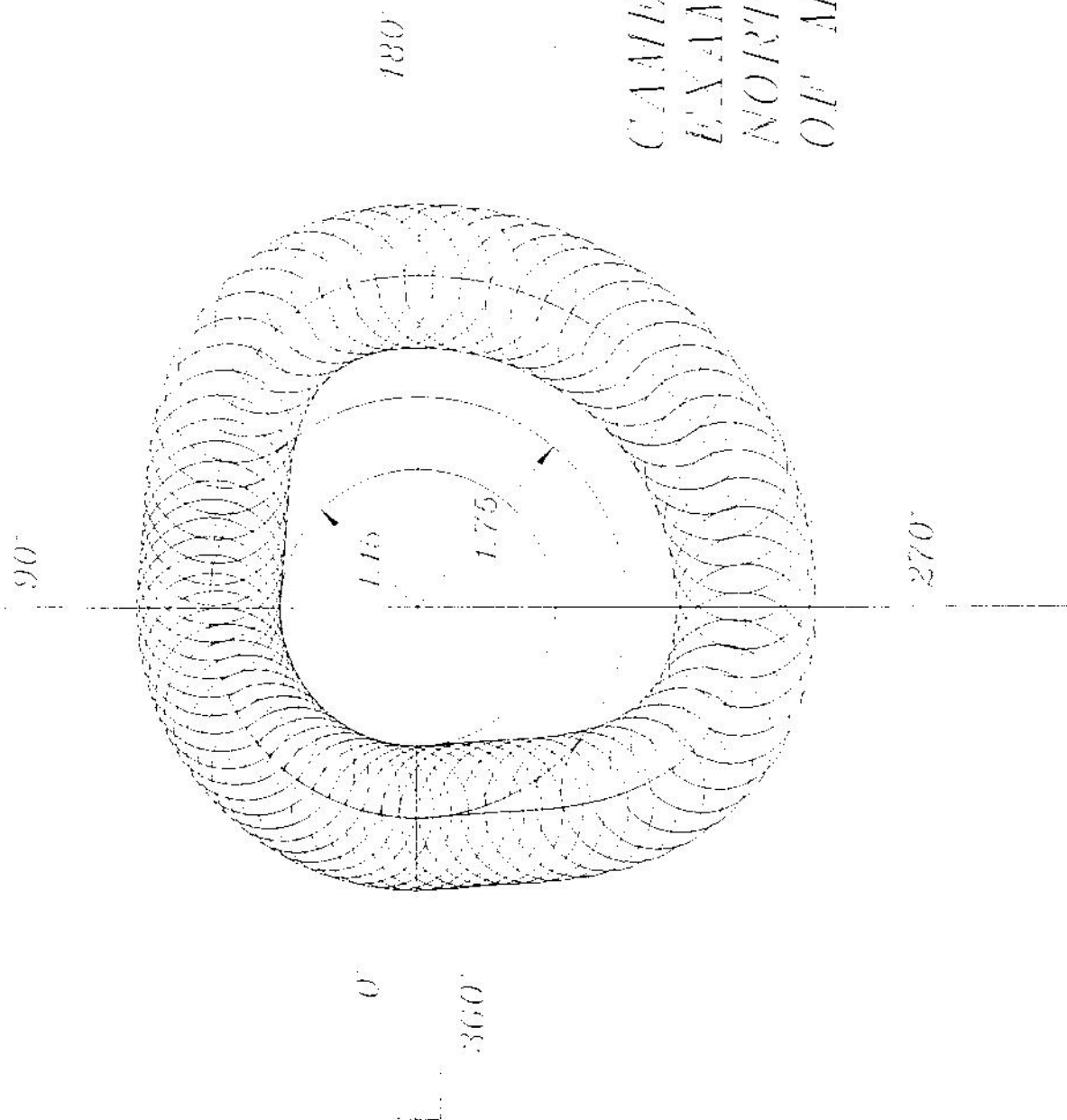
RUN

```

1:DWEEL -----
  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE = 1.75 AT 0 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE= 1.75 AT 0 DEG CAM ANGLE
  MAXIMUM PRESSURE ANGLE= 0 DEG AT 0 DEG CAM ANGLE
2:RIS1 MOTION -----
  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE = 108.7681 AT 101 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE= 1.393673 AT 156 DEG CAM ANGLE
  LARGEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE =-109.2273 AT 115 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE=-8.65022 AT 108 DEG CAM ANGLE
  MAXIMUM PRESSURE ANGLE= 30.01049 DEG AT 131 DEG CAM ANGLE
3:DWEEL -----
  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE = 2.75 AT 180 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE= 2.75 AT 180 DEG CAM ANGLE
  MAXIMUM PRESSTURE ANGLE= 0 DEG AT 221 DEG CAM ANGLE
4:FALL MOTION -----
  LARGEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE = 108.7697 AT 349 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST POSITIVE RADIUS OF CURVATURE= 1.393673 AT 294 DEG CAM ANGLE
  LARGEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE =-109.2302 AT 335 DEG CAM ANGLE
  SMALLEST NEGATIVE RADIUS OF CURVATURE=-8.65022 AT 342 DEG CAM ANGLE
  MINIMUM PRESSURE ANGLE=-30.01049 DEG AT 319 DEG CAM ANGLE

```

OK



CAM FAN 9-3, DW C
EXAMPLE 9-3
NORTON, DESIGN
OF MACHINERY

2-Year Calendar ASWE Meetings, Conferences & Exhibitions

*Listed in alphabetical order according to subject area. See numerical codes for telephone numbers.
For details on meetings, conferences and exhibitions call TOLL FREE 800-843-2763, ext. 506

[illegible]

FORTHCOMING IFTOMM CONFERENCES
1993 - 1995

BULGARIA

Name of Conference	Contact Persons	Dates
National Conference on TMM Varna	Professor H. Nenchev Dept. of Technical Mechanics Technical University of Varna	September 1994
National Robotics Con- ference Varna	Dr. D. Nenchev Robotics Department Technical University of Sofia 1756 Sofia	September 1994

CZECHOSLOVAKIA

Name of Conference	Contact Persons	Dates
2nd Intl Conference Engineering Aero- and Hydroelasticity (NAHE)	Dr. J. Linhart Skoda Pilsen	June 6-10 1994

INDIA

Name of Conference	Contact Persons	Dates
NATCON-93	Professor H. D. Majum- dar Department of Mechanical Engineer- ing Indian Institute of Technology Kharagpur 721302	December 1993

ITALY

Name of Conference	Contact Persons	Dates
Symposium on Diagnostics of Rotating Machines in Power Plants, Udine	Professor S. Diana Politecnico di Milano Dip. di Meccanica Piazza L. da Vinci 32 20133 Milano	October 27-29 1993

KAZAKHSTAN

Name of Conference	Contact Persons	Dates
International Confer- ence, Spatial Mechanisms and High Mass Mechanisms, Alma-Ata	Prof. V. A. Dzholdasbe- kov President Kazakh Academy of Engineer- ing 481001 Alma-Ata	September 1992

POLAND

Name of Conference	Contact Persons	Dates
10th CISM-IFTOMM Sympo- sium on Theory and Prac- tice of Robots and Manipulators, ROMANOV '94, Gdansk	Professor A. Morecki Warsaw Technological University 91-224 Wolaska str 111 Warsaw	September 14-17 1994

ROMANIA

Name of Conference	Contact Persons	Dates
VI International Sympos- ium on Linkages and Computer Aided Design Methods (Theory and Practice on Mechanisms) - SYROM'93, Organized by AROTMM-IFROMM, Bucuresti	Professor M.I. Man- olescu President AROTHM Fl. Duduza President ICL-IFROMM Institutul Politec- nic Bucuresti BPL Independentei Nr 313 73590 Bucuresti	June 1-5 1993
XII National Symposium on Industrial Robots, Polynthetic Bucuresti	Professor Fr. Kovacs Institute Timisoara Professor Radu Bog- dan Vice President ARR	October 1994
V National Symposium FRASCO-TMM-IFROMM, Bra- sov	Professor I. Alex- andru Vice President AROTMM Professor Chiurtu University of Brasov 2200 Brasov	October 1994

IFROMM COMMISSION/IFROMM-
MEMBERS

Name of Conference	Contact Persons	Dates
4th International Con- ference on Rotordynam- ics, Chicago, USA; IFROMM Rotor Dynamics Committee	Dr. R. L. Maineman Vibration Institute 6242 S Kingery Hwy Willowbrook, IL 60514 USA	September 7-9 1994
The Lubrication of Gears: The Influence of Lubri- cants and Surface Con- ditions on Load Carrying Capacity In conjunction with ISO TC60/ WG 6 IFROMM Gearing Committee Meeting	Dr. Stoeckle G.C. Consulting Gears and Transmis- sion Systems Augusten Strasse 77 D-8000 Munich 2 Germany	1991
The State of Gear Cal- culation for Spur and Helical Gears In conjunction with ISO TC60/ WG 6 IFROMM Gearing Committee Meeting	Dr. Stoeckle G.C. Consulting Gears and Transmis- sion Systems Augusten Strasse 77 D-8000 Munich 2 Germany	1994