

科學圖書大庫

機械設計理論與習題精解

(上 冊)

編譯者 嚴 轟

徐氏基金會出版

TH122

16/1

科學圖書大庫

機械設計理論與習題精解

(上 冊)

編譯者 嚴 轟

徐氏基金會出版

徐氏基金會科學圖書編譯委員會
監修人 徐銘信 發行人 王洪鑑

科學圖書大庫

版權所有

不許翻印

中華民國六十八年四月二十三日初版

機械設計理論與習題精解 (上冊)

基本定價 4.20

編譯者 嚴 轩 中正理工學院 副教授
光 武 工 專

本書如發現裝訂錯誤或缺頁情形時，敬請「刷掛」寄回調換。謝謝惠顧。

(67)局版臺業字第1810號

出版者 財團法人 臺北市徐氏基金會 臺北市郵政信箱53-2號 電話 7813686號

發行者 財團法人 臺北市徐氏基金會 郵政劃撥帳戶第 1 5 7 9 5 號

承印者 大興圖書印製有限公司 三重市三和路四段一五一號 電話 9719739

前　　言

美籍斯包德先生所著之Design of Machine Elements，經汰陳補新以第四版問世迄今，廣受歡迎，我國大專多予採用。內容雖搜自廣泛的來源，但均予以整理和簡化，且引用統一的符號。全書在致力於敍述各種機械零件正確設計的基本原理，並舉出代表性的例題以示範如何應用。整個機械，當由諸零件之適切配合而組成。

筆者供職於機械工廠，瞬經二十五載，感於工教合一之相輔相成，亦廁身教界有年。本書我認為是最好的一本機械設計，但也是所見較欠嚴整的一本英文書。困惑之處，每可於例題領悟之餘，得能味其真義而予以解說清楚。錯誤雖有，但不失其優點之難能可貴。

學子在良師益友的砥礪下，固可奠定相當的學理基礎；而實際工作時期，尤須繼續努力精進不懈，理論與經驗並重，同仁智慧交流，最佳設計始能有成。

本立而道生，在基本原理的應用融會貫通以後，設計者對綜合性問題，方能迅速找出解決的途徑，故本書為大專生和工程師常需參考的基本書籍。

太空世紀，時效是成功的重要因素。不揣簡陋，爰謹摘譯本書理論之精華並詳解其習題，庶或有助於讀者設計時程的縮短。才疏學淺，復以付梓倉促，不妥之處，尚祈先進不吝斧正，無任銘感。

中華民國六十七年九月四日

嚴　壽於台北北投廬舍

上冊目錄

前 言

第一章 基本原理	1
1. 靜力平衡	2
2. 工程材料	2
3. 拉和壓應力	2
4. 拉和壓的靜力不定問題	4
5. 重心	4
6. 梁的彎應力	5
7. 慣性矩	7
8. 重疊原理	9
9. 梁的基本方程式	11
10. 梁的撓曲	12
11. 簡件肋的效應	18
12. 剪應力	19
13. 梁因剪力而生之剪應力	20
14. 剪力和彎矩圖	23
15. 受壓的柱與細長件	25
16. 同垂直於一面的任意面上的應力	27
17. 莫耳圖	29
18. 兩向應力和應變	32
19. 梁因橫剪力所生之撓曲	33

20. 溫聖原理	33
習題精解	34
第二章 工作應力	117
1. 概論	117
2. 形狀突變所生的應力集中	118
3. 應力集中因素	119
4. 忍耐限界和影響疲勞強度的因素	127
5. 具穩定應力的延性材料	128
6. 損壞的最大剪應力學說	129
7. 兩向正交應力	130
8. 亨奇學說或畸能學說	131
9. 具完全反向應力的延性材料	133
10. 具合併的穩定和交變應力的延性材料	134
11. 疲勞的累積損壞與麥諾方程式	136
12. 具穩定應力的脆性材料	137
習題精解	139
第三章 軸系	177
1. 圓轉的扭轉	178
2. 馬力	181
3. 最大靜剪應力	182
4. 傳動軸系設計的美國機械工程師學會法規	183
5. 傳動軸系設計的最大剪應力學說	184
6. 傳動軸系設計的亨奇學說	186
7. 鍵	186
8. 應力集中	189
9. 聯結器	191
10. 兩面的彎負荷	193
11. 三支座的軸	193

12. 曲柄軸.....	195
13. 回轉軸的臨界速率.....	197
14. 多個直徑軸的撓曲求法.....	198
15. 多個直徑軸的斜度求法.....	200
16. 寬矩形桿的扭轉.....	201
17. 一般矩形桿的扭轉.....	202
18. 組合斷面的扭轉.....	204
19. 薄壁管的扭轉.....	206
習題精解	207

第四章 彈簧 271

1. 受靜拉或壓之圓桿密圈螺旋彈簧.....	272
2. 彈簧材料的性質.....	274
3. 螺旋彈簧的最佳設計.....	280
4. 彈簧的疲勞.....	282
5. 受拉或壓變動負荷的彈簧.....	283
6. 螺旋彈簧的振動或激動.....	285
7. 受壓縮螺旋彈簧端圈的影響.....	286
8. 螺旋拉伸彈簧端圈的考慮.....	287
9. 受拉或壓矩形線的螺旋彈簧.....	289
10. 受扭轉負荷的螺旋彈簧.....	290
11. 小量撓曲的板片彈簧.....	293
12. 彈簧能的儲存.....	295
13. 柏里彈簧.....	296
習題精解	298

第五章 螺結和起重 323

1. 螺紋種類.....	323
2. 標準螺紋.....	325
3. 統一螺紋.....	326

4.	美國國家螺紋	328
5.	螺紋標識符號	329
6.	初拉力的功效	329
7.	彈簧墊圈和密合墊對螺結的影響	333
8.	傳力螺旋	334
9.	螺旋的摩擦	338
10.	應力集中的消滅	339
11.	鎖緊螺帽	341
12.	螺栓材料和製造方法	342
13.	由於衝擊負荷的應力	342
14.	螺結鬆弛	344
	習題精解	344

第六章 帶、離合器、軍和鏈 361

1.	三角帶	362
2.	三角帶傳動的設計	364
3.	不等直徑帶輪的中心距	369
4.	不等直徑帶輪的設計	370
5.	圓盤離合器	372
6.	圓錐離合器	375
7.	帶軍	376
8.	短枕塊軍	379
9.	長枕塊軍	379
10.	具樞對稱枕塊軍	384
11.	襯料數據	385
12.	軍的發熱	386
13.	滾子鏈	387
14.	滾子鏈的馬力容量	388
15.	滾子鏈的磨損	393
16.	滾子鏈的潤滑	393

17. 多邊形作用	394
18. 無聲鏈	394
習題精解	395

第一章 基本原理

各種機械零件的設計，離不開應用力學與材料力學的原理。諸原理範圍甚廣，本章提供常用和本書涉及的原理，目的在使設計者便於複習以及引用。有些原理係經簡化而為近似的，對於建立公式的假設條件，須特別注意。

必要時宜參閱應用力學或材料力學，務期徹底了解諸基本原理，則對於複合問題之面臨，方能因融會貫通而有適當之對策。復憑試誤修正法，實驗應證，必可收安全而經濟實用之效。

下面為本章所用的代號及其含義：

A = 面積	r = 圓的半徑，撓曲梁曲率
b = 和中性軸平行的斷面寬度	半徑
c = 中性軸至橫斷面邊的最大距離	s, s_n = 正交應力
	s_t = 剪應力
d = 距離，圓的直徑	$s_x = x$ 向正交應力
E = 正交應力的彈性模數	$s_y = y$ 向正交應力
FS = 安全因數	$s_{xy} = x$ 和 y 向剪應力
G = 剪應力的彈性模數	s_1 = 最大正交應力
h = 和中性軸垂直的斷面高度	s_2 = 最小正交應力
i = 環動半徑	s_{\max} = 最大剪應力
I = 惯性距	s_{vp} = 降伏點應力
l = 長度	v = 在梁橫斷面上垂直中性軸的距離
M = 彎矩	V = 橫斷面總剪力
P = 負荷	w = 單位長度的分佈負荷
psi = 磅 / 吋 ²	

y = 梁的撓曲 δ (delta) = 軸向變形
 γ (gamma) = 剪應變，材料單位體積的重量 ϵ (epsilon) = 應變
 μ (mu) = 蒲松氏比

1. 靜力平衡

當一物體靜止或以等速度在運動，則加於其上的諸外力成爲靜力平衡。此說法可適用於一物的整體或其中任何一部份。靜力平衡時，任何方向諸力的分力代數和必爲零，且對於任何線爲軸的力矩代數和亦必爲零。

如果物體有加速度，則慣性力的影響須包含於平衡方程式中。

2. 工程材料

設計用的數學方程式，係依據理想材料而導出。理想材料須具有下列性質：

- (a) 材質均勻
- (b) 各向同彈性
- (c) 完全彈性

通常鑄造、熱軋或退火的金屬，其結晶方向不定，大致上符合材質均勻且各向同彈性。但冷軋或冷拉的材料，結晶有一定方向，且顯示晶粒效應，致其強度取決於負荷所施的方向，故不能視其爲材質均勻和各向同彈性的材料。

完全彈性材料受負荷而生應變，當負荷移去，立即恢復其原形。事實上，有的材料對於小負荷，能顯示高度彈性，但某些材料，因負荷甚大，結果產生永久變形。物體的實際應力和理論應力，有時候差異頗大，宜慎防之。

3. 拉和壓應力

第 1-1 圖所示的環首桿，受拉作用，使桿增長。由於內拉力 P 除以橫斷面積 A ，即得平均應力： $S = \frac{P}{A}$ 應力公式 (1)

P 之單位為磅， A 之單位為平方吋。通常均勻物體，由於軸向負荷所引起的總變量，稱為變形 δ 。若以物體之原長 l 除之，則得單位長度之變形，稱為應變 ϵ 。即

$$\epsilon = \frac{\delta}{l} \quad \text{應變公式} \quad (2)$$

ϵ 無單位，常稱其為每吋若干吋的變形。

工程上極多的材料，因外力而生之應力如在其彈性限度以內，則應力與應變成正比例，稱為虎克定律：

$$S = E \epsilon \quad (3)$$

E 為彈性模數或楊氏模數，其單位與應力的同。以(1)、(2)式代入(3)式即得重要關係式：

$$\delta = \frac{P l}{A E} \quad \text{變形公式} \quad (4)$$

壓應力係一使物體長度在力的方向上減短的應力。

例題 1：在第 1-1 圖，設負荷 P 等於 5,000 磅，並設桿 3 吋寬和 0.5 吋厚。桿的均勻部分長 60 吋。材料為鋼。

- (a) 試求桿均勻部分的應力。
- (b) 試求桿均勻部分的變形。

解 橫斷面積 $A = 3 \times 0.5 = 1.5 \text{ in}^2$

$$(a) \text{依(1)式，應力 } s = \frac{5,000}{1.5} = 3,333 \text{ psi}$$

$$(b) \text{依(4)式，變形 } \delta = \frac{5,000 \times 60}{1.5 \times 30,000,000} = 0.00667 \text{ in.}$$

於靜力平衡，在任何方向力的代數和須等於零，且對於任何軸的力矩代數和亦須等於零。所以須滿足以下的方程式。

$$\Sigma F = 0, \quad \Sigma M = 0$$

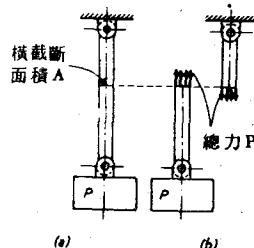


圖 1-1 受拉作用的環首桿

4. 拉和壓的靜力不定問題

當支座數較結構平衡所需最少數為多時，即產生靜力不定問題。下例為一典型解法。

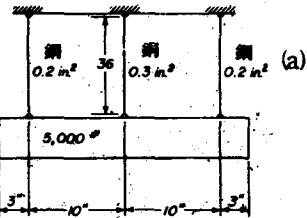
例題2. 試求第1-2圖每一垂直桿中的力。重物可假設係剛性的，且其和三垂直桿的連接點位於一水平線內。設頂部支座係剛性的。

- 因位置和負荷皆為對稱的，外側兩桿的力相等。由靜力平衡，可寫出下列方程式

$$2F_1 + F_2 = 5,000$$

由於出現兩未知數，須利用另一方程式以解題，即考慮桿的變形。所有桿有同量的變形，故

$$\delta_1 = \delta_2, \text{ 或 } \frac{F_1 l_1}{A_1 E_1} = \frac{F_2 l_2}{A_2 E_2}$$



圓1-2 例題2

以數字代入上式。

$$\frac{F_1 \cdot 36}{0.2 \times 30,000,000} = \frac{F_2 \cdot 36}{0.3 \times 15,000,000}$$

$$\text{或 } 3F_1 = 4F_2 \quad (b)$$

同時解方程式(a)和(b)，得

$$F_1 = 1,818 \text{ lb} \quad \text{和} \quad F_2 = 1,364 \text{ lb}$$

事實上，三桿甚難等長，三連接點亦不易位於同一水平線內。溫度變化會形成尺寸差。剛體也無法絕不變形。小而未知的誤差，可促成負荷分佈的甚大變化。

5. 重心

求面重心 (Center of gravity) 的方程式，可由第1-3圖導出。自軸 x 至重心之距離為 \bar{y} ，至微小面 dA 之距離為 y 。 dA 對過重心 C 的水平軸的矩臂為 ($y - \bar{y}$)。 C 為重心，各微小面對於經 C 之水平軸的矩的代數和必為零。如式：

$$\int (y - \bar{y}) dA = 0 \quad \text{或} \quad \bar{y} = \frac{\int y dA}{\int dA} = \frac{\int y dA}{A} \quad (5)$$

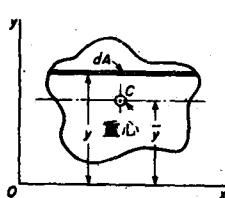


圖 1-3 重心

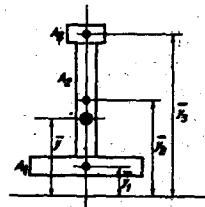


圖 1-4 組合斷面的重心

同理，亦可寫出相似方程式求出 \bar{x} 。

至於組合圖形，則可以分為若干簡單面，並引用(5)式。若已知每一簡單面的重心位置，則不必用積分法。例如第 1-4 圖之 \bar{y} ，即：

$$\bar{y} = \frac{A_1 \bar{y}_1 + A_2 \bar{y}_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots} \quad (6)$$

例題 3. 試求第 1-21 圖(b)T 形橫斷面重心的位置。

解 延長直橫斷面的垂直邊至底，分為 6 吋² 和 4 吋² 兩部分。設取 T 形的底邊為矩的軸。

$$\text{由(6)式} \quad \bar{y} = \frac{6 \times 3 + 4 \times 0.5}{6 + 4} = 2 \text{ in.}$$

即重心位於底邊上 2 吋處。

6. 梁的彎應力

設一長薄直梁，被兩端的純粹彎矩彎成曲線，如第 1-5 圖(a)所示。梁和彎矩位於 xy 面內，原點在 O ， x 軸向右為正， y 軸朝下為正。距原點為 x 處的撓曲示以 y 。

同圖(b)中，微小的 AB 段經彎曲後，其長度不變。含 AB 之水平面，稱為中性面。今可導出一方程式以表示距中性面任一距離 v 的彎應力。作角 CBD 等於角 AOB ，二者扇形相似，故得

$$\frac{v}{r} = v \times \frac{d\phi}{dx} = \epsilon$$

上式表示元線的伸長，隨距中性面的距離 v 而正變。若材料遵守虎克定律，以 $\epsilon = \frac{s}{E}$ 代入上式，則得

$$\frac{s}{E} = \frac{v}{r} \quad \text{或} \quad s = \frac{E}{r} v \quad (7)$$

在中性面上方， v 為負值，故應力為壓應力。

繼考慮梁的平衡，如第 1-6 圖(a)所示，梁左側部分已為過 A 點之切面所移去。應力系的透視圖，如同圖(b)所示，中性面和橫斷面的交線，稱為中性軸。

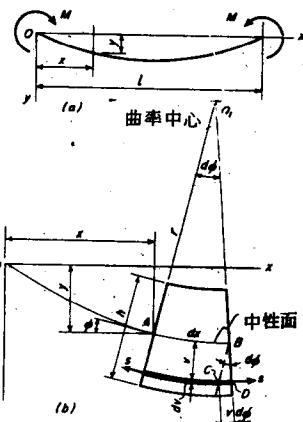


圖 1-5 輯矩加於兩端梁的應力

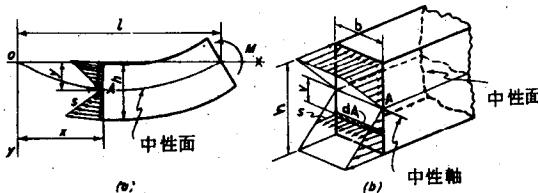


圖 1-6 由輻矩所起的應力

已知 M 為純粹輻矩，則左端面上的合力必須為零。微小面 dA 上的力等於 $s dA$ ，全面上的合力 $\int s dA$ 必為零。以(7)式代入，即得

$$\int s dA = \int \frac{E}{r} v dA = \frac{E}{r} \int v dA = 0$$

$$\bar{v} A = \int v dA = 0 \quad (8)$$

上式表示面對中性軸的總矩，等於斷面積 A 和其重心至中性軸的距離 \bar{v} 之積。惟須當 \bar{v} 為零時，該積始為零，故知中性軸必通過橫斷面的重心。

又因梁平衡時，左端面應力的力矩，必等所加之彎矩 M ，故得

$$M = \int s dA v = \int \frac{E}{r} v^2 dA = \frac{E}{r} \int v^2 dA = \frac{EI}{r} \quad (9)$$

積分 $\int v^2 dA$ 為斷面僅受彎矩時對中性軸的慣性矩，以 I 表之。由(7)和(9)式消去曲率半徑 r ，則得極重要之

$$s = \frac{Mv}{I} \quad (10)$$

而最大彎應力，位於橫斷面上下最遠處， v 的最大值以 c 表，因此最大彎應力方程式為

$$s = \frac{Mc}{I} \quad (11)$$

須注意者， s 的大小與梁的材料種類無關，而 I/c 稱為橫斷面的斷面模數。

7. 慣性矩

$I = \int v^2 dA$ 簡稱慣性矩。常用的一些橫斷面，其 I 的公式如第 1-7 圖所示：

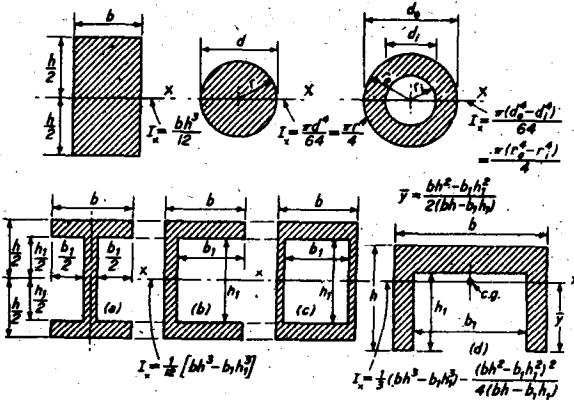


圖 1-7 各種斷面的慣性矩

如寬 b 、高 h 的矩形斷面對過其重心且和 b 邊平行的軸的慣性矩，經積

分得：

$$I = \frac{b h^3}{12} \quad (12)$$

例題4. 設第1-5圖(a)的梁，2吋寬，3吋高。設每端的彎矩為40,000吋磅。試求彎應力之值。

由(12)式 $I = \frac{b h^3}{12} = \frac{2 \times 3^3}{12} = 4.5 \text{ in.}^4$

$$s = \frac{M c}{I} = \frac{40,000 \times 1.5}{4.5} = 13,330 \text{ psi}$$

例題5. 一鋼帶鋸條厚為0.028吋。當此鋸條繞經18吋直徑的輪，試求其彎應力之值。 $E = 30,000,000 \text{ 磅/吋}^2$ 。

由(7)式 $s = \frac{E v}{r} = \frac{30,000,000 \times 0.014}{9} = 46,670 \text{ psi}$

矩形橫斷面梁的彎應力方程式，可將(12)式代入(11)式得：

$$s = \frac{6M}{b h^2} \quad (13)$$

同理，直徑 d 之圓形斷面，對其直徑的慣性矩 $\int v^2 dA$ 經積分後得：

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} \quad (14)$$

以(14)式代入(11)式，得圓形斷面梁的彎應力方程式

$$s = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (15)$$

如第1-8圖，求陰影矩形斷面對軸1的慣性矩。微小面 dA 乘上其至1軸距離的平方，積分：

$$\begin{aligned} I_1 &= \int (v + \bar{y})^2 dA \\ &= \int (v^2 + 2\bar{y}v + \bar{y}^2) dA \end{aligned}$$

第一項 $\int v^2 dA$ 等於對軸 O 的慣性矩，表以 I_o 。