科學圖書大庫

機械設計理論與習題精解

（上 册）

編譯者 嚴 轟

徐氏基金會出版

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　王洪鎧

科學圖書大庫

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　矗　中正理工學院 光武工專 副教授

(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 7815250號

發行者　財團法人　臺北市徐氏基金會　郵政劃撥賬戶第15795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。本書我認爲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，得能味其眞義而予以解說清楚。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，故本書爲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　璽於台北北投廬舍

上冊目錄

1

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

b＝和中性軸平行的斷面寬度

c＝中性軸至橫斷面邊的最大距離

d＝距離，圓的直徑

E＝正交應力的彈性模數

FS＝安全因數

G＝剪應力的彈性模數

h＝和中性軸垂直的斷面高度

i＝環動半徑

I＝慣性距

l＝長度

M＝彎矩

P＝負荷

psi＝磅／吋²

r＝圓的半徑，撓曲梁曲率半徑

s，s_n＝正交應力

s_s＝剪應力

s_x＝x 向正交應力

s_y＝y 向正交應力

s_{xy}＝x 和 y 向剪應力

s_1＝最大正交應力

s_2＝最小正交應力

s_{smax}＝最大剪應力

s_{yp}＝降伏點應力

v＝在梁橫斷面上垂直中性軸的距離

V＝橫斷面總剪力

w＝單位長度的分佈負荷

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，立卽恢復其原形。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，宜愼防之。

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除以横斷面積A，卽得平均應力：

$$S=\frac{P}{A} \qquad \text{應力公式} \qquad (1)$$

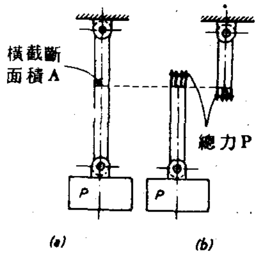

圖1-1　受拉作用的壞首桿

P 之單位爲磅，A 之單位爲平方吋。通常均勻物體，由於軸向負荷所引起的總變量，稱爲變形 δ。若以物體之原長 l 除之，則得單位長度之變形，稱爲應變 ϵ。即

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

ϵ 無單位，常稱其爲每吋若干吋的變形。

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，稱爲虎克定律：

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

E 爲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：

$$\delta = \frac{Pl}{AE} \qquad \text{變形公式} \qquad (4)$$

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。材料爲鋼。

(a) 試求桿均勻部分的應力。

(b) 試求桿均勻部分的變形。

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

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

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

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。

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

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爲多時，即產生靜力不定問題。下例爲一典型解法。

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。

解 因位置和負荷皆爲對稱的，外側兩桿的力相等。由靜力平衡，可寫出下列方程式

$$2F_1 + F_2 = 5{,}000 \tag{a}$$

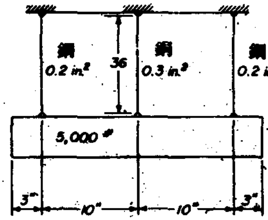

圖 1-2 例題 2

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

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

以數字代入上式。

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

或

$$3F_1 = 4F_2 \tag{b}$$

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 至重心之距離爲 $\bar{y}$，至微小面 dA 之距離爲 y。dA 對過重心 C 的水平軸的矩臂爲（$y - \bar{y}$）。C 爲重心，各微小面對於經 C 之水平軸的矩的代數和必爲零。如式：

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

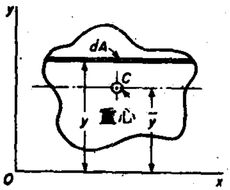

圖 1-3　重心

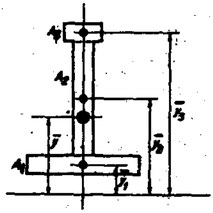

圖 1-4　組合斷面的重心

同理，亦可寫出相似方程式求出 $\bar{x}$。

至於組合圖形，則可以分爲若干簡單面，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：

$$\bar{y}=\frac{A_1\,\bar{y}_1+A_2\,\bar{y}_2+\cdots\cdots\cdots\cdots}{A_1+A_2+\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots} \tag{6}$$

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，分爲 6 吋^2 和 4 吋^2 兩部分。設取 T 形的底邊爲矩的軸。

由(6)式　$$\bar{y}=\frac{6\times3+4\times0.5}{6+4}=2\ \text{in.}$$

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 軸向右爲正，y 軸朝下爲正。距原點爲 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，稱爲中性面。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 AO_1B，二者扇形相似，故得

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

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

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

在中性面上方，v 爲負值，故應力爲壓應力。

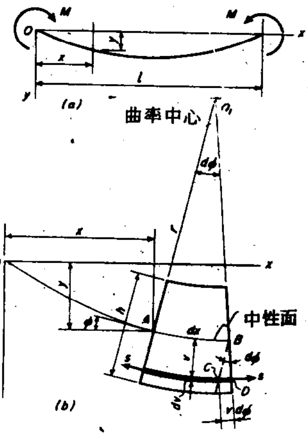

圖 1-5　彎矩加於兩端梁的彎應力

繼考慮梁的平衡，如第 1-6 圖(a)所示，梁左側部分已爲過 A 點之切面所移去。應力系的透視圖，如同圖(b)所示，中性面和横斷面的交線，稱爲中性軸。

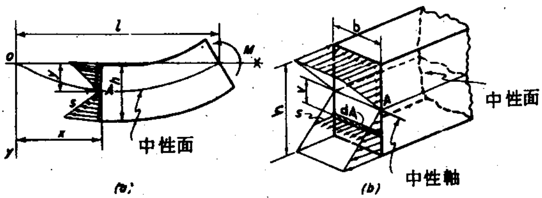

圖 1-6　由彎矩所起的應力

已知 M 爲純粹彎矩，則左端面上的合力必須爲零。微小面 dA 上的力等於 $s\,dA$，全面上的合力 $\int s\,dA$ 必爲零。以(7)式代入，即得

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

$$\bar{\mathrm{v}}A=\int \mathrm{v}\,dA=0 \qquad (8)$$

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 $\bar{\mathrm{v}}$ 之積。惟須當 $\bar{\mathrm{v}}$ 爲零時，該積始爲零，故知中性軸必通過横斷面的重心。

又因梁平衡時，左端面應力的力矩，必等所加之彎矩M，故得

$$M=\int s\,dA\,v=\int\frac{E}{r}v^2\,dA=\frac{E}{r}\int v^2\,dA=\frac{EI}{r}\tag{9}$$

積分$\int v^2\,dA$爲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

$$s=\frac{Mv}{I}\tag{10}$$

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爲

$$s=\frac{Mc}{I}\tag{11}$$

須注意者，s的大小與梁的材料種類無關，而I/c稱爲橫斷面的斷面模數。

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：

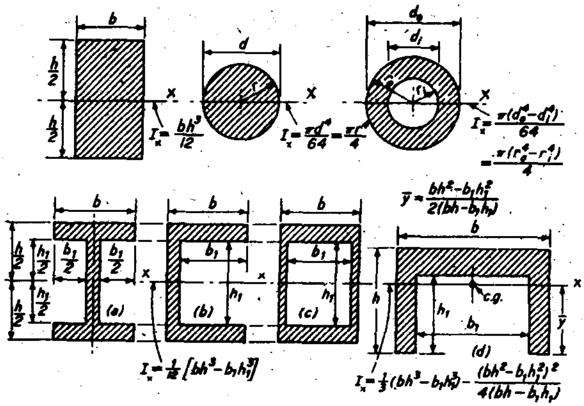

圖1-7　各種斷面的慣性矩

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：

$$I = \frac{bh^3}{12} \tag{12}$$

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

解 依(12)式 $I = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \times 3^3}{12} = 4.5\ \text{in}^4$

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

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

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

矩形橫斷面梁的彎應力方程式，可將(12)式代入(11)式得：

$$s = \frac{6M}{bh^2} \tag{13}$$

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

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} \tag{14}$$

以(14)式代入(11)式，得圓形斷面梁的彎應力方程式

$$s = \frac{32M}{\pi d^3} \tag{15}$$

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：

$$I_1 = \int (\text{v} + \bar{y})^2\,dA$$
$$= \int (\text{v}^2 + 2\bar{y}\text{v} + \bar{y}^2)\,dA$$

第一項$\int \text{v}^2 dA$等於對軸O的慣性矩，表以I_0。