大學叢書

應用力學

下册

引擎動力學

石志清編著

商務印書館發行

大學叢書

應用力學

下冊

引擎動力學

石志清編著

[illegible]

12000

大學叢書
應
引力 動
(0743B)
著者 沈濤
印刷者 印書 上海河南中路
發行者 商務印書館
發行所 商務印書館 上海及各地

1950年9月初版

序 言

應用力學，廣義言之，概括剛體力學，彈性力學，水力學，機動學，引擎動力學等科；狹義言之，則只剛體力學而已． 剛體力學原是工科入門之課，宜著重力學之解析方法，不宜以學生未習見之機件挫其初學之銳氣，著者原有應用力學一書列入商務印書館大學叢書之內，廿六年初版。廿七年燬於長沙． 今商同該館訂正重排，爰劃分力學基本方法之部分為上册曰剛體力學，以備一學期之用，以為彈性力學與機動學之先修科目；再將機械上之應用部分擴編為下册曰引擎動力學，以備機械系高年級一學期之用，以連貫機件之設計法於引擎之設計． 其超入於彈性力學之部分為本科之先修者列為預讀．

目　　錄

預讀之一　簡單的變應力

預讀之二　混合變應力

預讀之三　連臂與活塞

第一章　引擎之發動矩

第二章　飛輪

第三章　均衡

第四章 擺動

第五章 滑潤

應用力學

下册

引擎動力學

預讀之一：簡單的變應力

(1) 概說

按一定之範圍改變其性質或大小之擔負在材料中生變應力(Varying Stress)，只變大小而不改性質者，曰變值應力 (Fluctuating Stress)．變值於最大與零之間者，曰重復應力 (Repeating Stress)． 按一定之範圍改變其方向者，如張變爲壓，正剪變爲負剪，曰反復應力(Reversed Stress)． 反復應力之最大正值與最大負值相等者，曰交變應力 (Alternating Stress)．

由經驗與試驗得知任交變擔負之材料，經數百萬週之交變而破裂者，計算其每吋之應力，不但小於任靜擔負時之終極應力，乃竟有小於其彈性限者，故知其資用之變應力，小於其任靜擔負時者． 工程材料常有內部缺陷，如包容夾雜物之空隙，與碾製之裂罅，任以擔負，則缺陷近處之應力局部加強，若爲靜擔負則此處材料先達屈服點 (Yield Point)，而不肯分任應力以自調濟，故不易遽生破裂． 任變擔負則此區之材料，無暇移動，難與鄰區者相濟，致裂罅漸擴大而餘面大減，終於急卽破裂． 此種破裂稱爲材料之疲弊 (Fatigue)，物件之破壞由於材料之疲弊者十之七八，由於衝擊者十之二三，幾無毀於靜擔負之例． 故言機械設計，必須先知材料之耐疲限度也．

(2) 耐疲限

材料任靜擔負至斷時每橫方吋之力，曰極度應力 (Ultimate Strength)，任變擔負時其實任之應力愈低，則至破裂須經之週數愈多，以實任之應力 S 爲縱座標，以發現破裂共經之週數 N 爲橫座標，譜得 $S—N$ 曲線，此線起初降落頗速、終遂水平．實任單應力低至水平線對應值之下，擔負改變之週數可經極久而不壞，此曲線的水平切線對應之應力爲材料任該種變擔負時之耐疲限 (Endurance Limit)．德人 Wökler 自公元 1870 年曾繼續十年試驗鐵路用之各種材料，其創製之工具對材料施以交變之應彎力 (Alternating Bending Stress)．由彼之報告就各種鋼鐵而言乃至含鎳鉻等之合金鋼等，任交變應彎力之耐疲限皆可約爲其極度應張力之半．

$$\left.\begin{aligned}&\text{交變應彎力之耐疲限}\ S_e=\frac{1}{2}\text{終極靜張力}\ S_u,\\&\text{交變應張力之耐疲限}\quad\ \ =\frac{2}{3}S_e,\\&\text{交變應剪力之耐疲限}\ q_e=\frac{1}{2}\text{終極應剪力}\ q_u.\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

(3) 耐疲限與應力改變範圍之關係

變應力仍以張爲正壓爲負．

其最大減最小之差，曰應力範圍 (Range of Stress)，

$$R=S_{\max.}-S_{\min.}$$

其半曰應力幅 (Stress Amplitude)， $S_a=\frac{1}{2}(S_{\max.}-S_{\min})$．

其平均應力 (Mean Stress)． $S_m=\frac{1}{2}(S_{\max.}+S_{\min.})$．

其最小應力比最大者曰小大比 (Stress Ratio)， $r=\frac{S_{\min.}}{S_{\max.}}$

最大應力之上限卽小大比 r 時之耐疲限也，故 $Sr=S_a+S_m$．

例如由 30,000 psi. 之張變爲等值之壓，

則範圍 $=30,000-(-30,000)=60,000$ psi.

幅　$S_a=\frac{1}{2}\times 60,000=30,000$ psi.,

平均 $S_m=\frac{1}{2}(30,000+(-30,000))=0$，小大比 $\gamma=\frac{-30,000}{+30,000}=-1$.

由試驗得知同一材料任以相等之最大應力，其變遷範圍大者易毁，換言之，r 愈小則耐疲限愈低。

(a)　已知小大比求耐疲限　以 S_e 示交變彎應力之耐疲限，其 $r=-1$. 設有變應彎力其小大比是 r，茲求其耐疲限 S_r：無論 r 爲若干，S_r 必小於材料之極度應張力 S_u，而爲 S_u 乘以小於 1 之因式，或爲 S_u 除以大於 1 之分式也，其宜大宜小之量必是 r 之函式，茲設

$$S_r=\frac{S_u}{A+Br}$$

當 $r=+1$ 時，　$S_r=S_u$，　$\therefore\ A+B=1$;

當 $r=-1$ 時，　$S_r=\frac{1}{2}S_u$，　$\therefore\ A-B=2$.

聯立解得　　$A=\frac{3}{2}$，　$B=-\frac{1}{2}$.

於是　　$S_r=\frac{2}{3-r}S_u=\frac{4}{3-r}S_e$ ……………… (2, a).

或設　　$S_r=(A+Br)S_u$

當 $r=+1$ 時，　$S_r=S_u$.　$\therefore\ A+B=1$;

當 $r=-1$ 時，　$S_r=\frac{S_u}{2}$.　$\therefore\ A-B=\frac{1}{2}$.

聯立解得　　$A=\frac{3}{4}$，　$B=\frac{1}{4}$.

於是　　$S_r=\frac{3+r}{4}S_u=\frac{3+r}{2}S_e$ ……………… (2, b).

習 題

1. 試想式 (2,a) 及式 (2,b) 可否用於應剪力?

2. Illinois Engineering Station 宣布 (1) 交變應彎力之耐疲限 $=\frac{1}{2}$ 終極應張力, (2) 交變應張之耐疲限 $=\frac{2}{3}$ 交變應彎者. 試證材料對於小大比 r 之變張應力其耐疲限

$$S'_r=\frac{S_u}{2-r}\cdots\cdots\cdots\cdots(3,a); \quad \text{或} \quad S'_r=\frac{2+r}{3}S_u\cdots\cdots\cdots\cdots(3,b).$$

3. 設交變應張之耐疲限 $=\frac{60}{100}$ 交變應彎者(注意 0.6 約卽 $\frac{2}{3}$), 求證小大比 r 時變張力之耐疲限, $S_r'=0.35(1.86+r)S_u$, 並與式 (3,b) 比較之.

(b) 已知最小應力求材料之耐疲限 茲就彎或剪言之, 已知材料原任之應力 S 額外加變值於 S' 與 0 間者, 而求其能任之最大應力 $(S+S')$, 亦卽此時之耐疲限也. 材料中之最小應力卽原任之 S, 惟最大者是未知故 r 是未知而不能施用公式 (2). 材料以其全力任變值於最大與 0 間之單應力其能任之最大值由公式 (2,a) 其 $r=0$ 得 $\frac{2}{3}S_u$, 今以其餘力 (S_u-S) 任之, 則其能任之最大值按比例當為

$$S'=\frac{S_u-S}{S_u}\times\frac{2}{3}S_u.$$

故材料能任之最大應力,

$$S_{max.}=S+S'=\frac{S_u-S}{S_u}\times\frac{2}{3}S_u+S=\frac{2}{3}S_u+\frac{1}{3}S\cdots\cdots\cdots\cdots(4).$$

$S_{max.}$ 卽此時之耐疲限也. 若原任者是 S_u 則 $S_{max.}=S_u$ 而 $S'=0$. 若原任之 $S=0$, 則外加者變值於最大與 0 之間, 由公式 (4) 得 $S_{max.}=\frac{2}{3}S_u$. 若原任之 $S=-S_e$, 而外加者變值於最大 $=+2S$ 與 0 之

間則結果應力交變於 $\pm S_e$ 之間，其最大值由公式 (4) $=\frac{2}{3}(2S_e)+\frac{1}{3}(-S_e)=S_e$　凡此特例皆足徵公式 (4).

由 (2) (3) (4) 諸式求得之耐疲限如超過彈性限，欲物件於任擔負後能保持原形也宜以彈性限爲最高限.

習　題

4. 材料原任靜張力 S 額外加變值於 S' 與 0 間之張應力. 若按公式 (3,b) 推解，試證材料能任之最大應張力仍可用公式 (4) 求之.

5. 汽車後軸任靜重 3 噸(此示短噸$=2,000$ lb.)，頻發起落 $h=2$ 吋，彈弓之擺幅 $2\frac{1}{2}$吋，用鎳鋼(含 Ni. 3.5%, C. 0.4%)製成，經油淬而退火其終極應張力可達 200,000 psi. 求設計.

解：δ_0 示裝車以後彈弓餘有之彎度，即擺幅也$=2\frac{1}{2}$吋；

彈弓之靜擔負 $W=\frac{3}{2}\times 2,000$ lb.

W_0 爲能壓平彈弓之靜擔負，則壓平時之最大彎矩 $M_0=\frac{1}{4}W_0 l$.

緩緩壓平彈弓儲入之能$=\frac{1}{2}W_0\delta_0$.　撞平時儲入者$=W(h+\delta_0)$.

等此二者得

$$W_0=2W\left(1+\frac{h}{\delta_0}\right).\ =2\times\frac{3}{2}\times 2,000\left(1+2/\frac{5}{2}\right)=108,000\ \text{lb.}$$

彈弓所任之彎矩以向中點而愈強，故層數亦須加多. 層數不宜驟增，故各層之兩端皆製成三角尖，下層之尖端起於上層尖端之末.

最上一層最長，兩端受壓時先挺平故受於下層之力在下層之兩端，此四力相等. 故每層兩尖端以內之部分皆受偶力而擬彎成圓弧，如弓原製成圓弧則常彎作圓弧也.

因是圓弧，

$\therefore\ \delta_0=\dfrac{l^2}{8r_0}$，($l$ 是弓之弦長，r_0 是裝車後餘有之曲率半徑).

$$=\frac{l^2}{8}\cdot\frac{M_0}{EI}=\frac{l^2}{8}\cdot\frac{W_0l}{4n}\cdot\frac{12}{Ebt^3}=\frac{3}{8}\cdot\frac{W_0l^3}{nEbt^3}\cdots\cdots(a),$$

又弓平時之最大應力 $S_0=\dfrac{M_0}{I}c=\dfrac{W_0l}{4n}\cdot\dfrac{6}{bt^2}=\dfrac{3}{2}\cdot\dfrac{W_0l}{nbt^2}$,

更由式 (a) $$=\frac{4Et\delta_0}{l^2}\cdots\cdots\cdots\cdots(b).$$

今 S_e 變值於最大與 0 之間其 $r=0$，且屬彎應力，由公式(2,a)得

材料之耐疲限 $=\dfrac{2}{3}\times 200,000$ psi.

保安二倍則資用應彎力 $=\dfrac{1}{2}\times\dfrac{2}{3}\times 200,000=65,000$ psi.

由式(b)得 $l^2=4,600t$. 設 $t=\dfrac{1}{2}$吋，則 $l=48$ 吋.

由式(a)得 $nb=48$. 設 $b=4$ 吋，則 $n=12$ 層.

(4) 應力幅及 Endurance Diagram.

物件所任擔負之最大值與最小值常屬已知，故其實任之應力幅亦易知. 材料任某一最大應力時，其能任之應力幅亦有定限. 等此二者亦可得設計公式. 茲以 S. A. E. 3,125 號鋼，任 Axial Varying Stress 者為例. 查此鋼之極度靜張力 $S_u=100,000$ psi，故任交變拉壓之耐疲限 $S_e=\dfrac{1}{3}S_u$ (見公式 1).

縱橫座標用相同比例尺示 psi, 順縱軸示 $\pm S_e$ 及 S_u. 順橫軸亦示 S_u, 因得 u 點, 連 ou 其傾角是 $45°$. 令此材料任交變之張應力時, 如最大是 S_e 時, 則其能任之應力幅 $=S_e$ 而平均應力是0, 如最大應力爲 S_u 時, 則其能任之應力幅是 0, 而平均應力是 S_u. 故知最大應力高時, 其幅必小, 假如此二者,按反比例變(這是 Straight Line Law 之基本假設), 則連 eu 得最大應力線, 連 $-eu$ 得最小應力線, 而 ou 爲無應力線. 大小應力線中間之縱距是應力差,而此差恰爲 ou 線中分, 則由 ou 線上下量至最大應力線與最小應力線皆得應力幅. 由 ou 線下行至橫軸之高, 是平均應力 S_m, 因 ou 線坡 $45°$ 故即此點之橫標也. 無論材料任靜或變擔負, 其應力不得超過其靜彈性限, 爲其能復原也. 在縱軸上示 $S_{y.p.}$ (yield point)由此作水平線交 eu 於 y_2, 交 ou 於 p, 更由 y_2 作直立線交於 ou, 復交最小應力於 y'', 連 $y''p$. y_2p 以上之最大應力線, 不可用而皆限爲 y_2p 之高, 則 $y''p$ 爲 y_2p 對應之最小應力線. 連 y'' 於 $-e$. 於是 $ey_2py''(-e)$ 爲材料抗變拉時之 Endurance diagram, 用此圖可由最大應力求應力幅 S_a, $S_{min.}$, 及平均應力 S_m、 此乃直線規則 (Straight Line Law) 所得之圖也. 利用此圖由易知之 S_m, 求材料能任之 S_a. 如不欲量圖則改用計算: 作 $ev \parallel ou$, 由已知之 S_m 作立線過 ou 於 a 點, 交ev 於 b 點, $ab=S_e$, 再量回至最大應力線得 $bc_2=vu\times\frac{S_m}{S_u}$, 而 ac_2 是所求之幅, 故

$$S_a=S_e-S_e\cdot\frac{S_m}{S_u}=S_e\left(1-\frac{S_m}{S_u}\right) \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(5,\ a).$$

此式與公式(3)a, 可相比擬, 只前者由小大比求耐疲限, 今由 S_m 求幅耳. 如於上式右左各加 S_m 則,

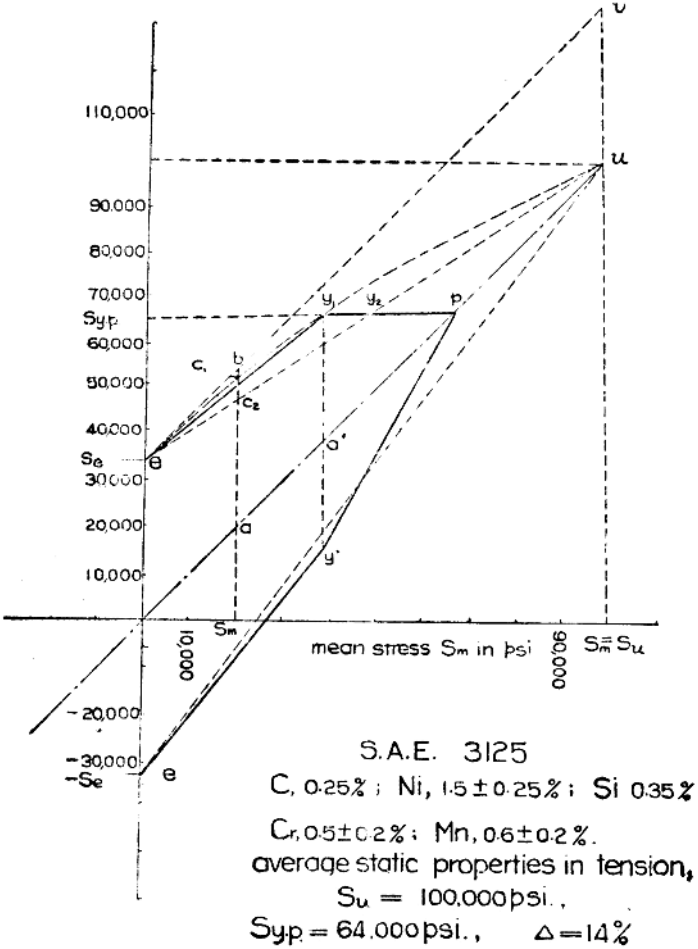
110,000
90,000
80,000
70,000
Sy.p
60,000
50,000
40,000
Se
30,000
20,000
10,000
-20,000
-30,000
-Se
u
v
y1
y2
p
b
c1
c2
a'
a
y'
e
Sm
10,000
mean stress Sm in psi
90,000
Sm = Su
S.A.E. 3125
C, 0.25% ; Ni, 1.5 ± 0.25% ; Si 0.35% ;
Cr, 0.5±0.2% ; Mn, 0.6±0.2%.
average static properties in tension,
Su = 100,000 psi.,
Sy.p = 64,000 psi., Δ = 14%

圖 1

$$S_a+S_m=S_e-S_e\frac{S_m}{S_u}+S_m=\frac{1}{3}S_u-\frac{1}{3}S_m+S_m=\frac{2}{3}S_m+\frac{1}{3}S_u,$$

卽　$S_{\max.}=\frac{2}{3}\times\frac{1}{2}(S_{\max.}+r\ S_{\max.})+\frac{1}{3}S_u,$

卽　$S_{\max.}\ (1-\frac{1}{3}-\frac{r}{3})=\frac{S_u}{3},$

$$\therefore\quad S_{\max.}=\frac{S_u}{2-r},\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(3,\ a).$$

有些試驗報告以爲最大應力線非 ey_2u 直線乃 ey_1u 之拋物線——以 ev 爲 Directrix 或斜 x 軸，以 eo 爲 y 軸者，e 是其 Vertex. 彈性限之水平線交此拋物線於 y_1，則 y_1p 以上之最大應力線不用而代以 y_1p. 由 e 至 y_1 之拋物線爲易作而代以其弦. 由 y_1 作立線交 ou 於 a'. 作 $a'y'=a'y_1$. 連 $y'p$ 及 $y'(-e)$. 則 $ey_1py'(-e)$ 是拋物線規則之 Endurance diagram. 欲由已知之 S_m 求 S_e 而不欲量圖則如下計之：——

拋物線式當爲 $x^2=ky$. 在 u 點 $(oa)^2=K(vu)$.

$$\therefore\quad K=\left(\frac{S_u}{\cos\ 45^\circ}\right)^2/S_e$$

$$在\ c_1\ 點\ (oa)^2=K(bc_1)$$

$$\therefore\quad bc_1=\frac{1}{K}\left(\frac{S_m}{\cos\ 45^\circ}\right)^2=S_e\cdot\frac{S_m^2}{S_u^2},$$

於是　$S_a=ab-bc_1=S_e-S_e\frac{S_m^2}{S_u^2}=S_e(1-\frac{S_m^2}{S_u^2})\ \cdots\cdots\cdots\cdots(5,\ b).$

同此方法可製材料應彎應扭之 Endurance diagrams (參攷 Maleev 氏之 Machine Design Fig. 43 至 46 又 47 至 50).

(例題)今設欲以 S.A.E. 1055 號鋼製軸，表面磨光．直徑無驟變、傳

送扭力矩之最大值 $T_1=80,000$ lb-in.，最小之 $T_2=-40,000$ lb-ir. 求軸之直徑.

(解答) 第一法:

材料交變應剪之耐疲限，$q_e=0.5\times$(應彎者)$=0.55\times\frac{1}{2}S_u$

$=22,000$ psi.

應力小大比，$r=$擠負者$=\frac{-40,000}{+80,000}=-\frac{1}{2}$.

此時應剪耐疲限可由公式 (2,a) 或 (2,b) 求之:——

$$q_r=\frac{4}{3-r}\ q_e=\frac{4}{3\frac{1}{2}}\times22,000=25,000\ \text{psi.};$$

$$\text{或}\quad q_r=\frac{3+r}{2}\ q_e=\frac{5}{4}\times22,000=27,500\ \text{psi.}$$

第二法:

$q_u=0.6\times78,500=47,000$ psi.

$q_{y.p.}=0.6\times44,000=26,400$ psi.

連同上法求出之 $q_e=0.55\times\frac{1}{2}\times78,500=22,000$ psi.

可作材料應剪之 Endurance diagram. 今 $T_1+T_2=40,000$ lb-in.$=2\ T_m$，順橫軸取此值立縱標交 45° 綫於 b.

又 $T_1-T_2=120,000$ lb-in$=2\ T_{\text{amplitude}}$,

由 b 向上作 bc 以示之.

連 co 交圖於 d。

由 d 作 def 線

量 ed 得材料任此變扭時之應力幅 $q_1=20,000$ psi. 量 of 得其平均應剪力 $q_m=6,400$ psi.