

重型机械设计手册

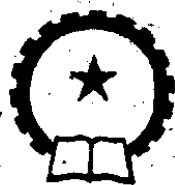
沈阳重型机器厂编



机械工业出版社

重型机械设计手册

沈阳重型机器厂編



机械工业出版社

1960

NO. 2953

1960年1月第一版 1960年3月第一版第二次印刷
850×1168¹/₃₂ 字数1477千字 印张44¹³/₁₆ (3,001—6,100册)
机械工业出版社(北京阜成门外百万庄)出版
机械工业出版社印刷厂印刷 新华书店发行

北京市书刊出版业营业许可证出字第008号 定价(11)9.85元

第七篇 設計計算

第三十二章 傳動軸

1 軸的種類

- 1) 心軸: 用來支持轉動的零件, 可與轉動零件一起轉動, 主要承受彎曲力。
- 2) 轉軸: 支持零件並與轉動零件一起轉動, 主要承受彎曲力和扭轉力。

2 軸的負荷性質

第一類負荷: 應力的大小和方向不變。

第二類負荷: 應力從 $0 \sim \sigma_{\max}$, 但方向不變 (即脈動循環)。

第三類負荷: 應力的大小和方向都改變 ($+\sigma_{\max} \sim -\sigma_{\min}$ 的對稱循環)。

3 計算公式

序号	基本参数	公 式	
1	从电动机傳達到軸上的最大扭矩	$M_{n \max} = 71620 \frac{N_{HP}}{n}$ 或 $= 97400 \frac{N_{KW}}{n} \text{ kg-cm}$	
2	計算扭矩和計算彎矩	第一類負荷	計算扭矩 $M_{jnI} = M_{n \max} \cdot K_1 \cdot K_2$
		計算彎矩 $M_{jwI} = M_{w \max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_\sigma$	合成力矩① $M_{hcI} = \sqrt{(M_{jwI})^2 + (\frac{2}{3}M_{jnI})^2}$
		第二類負荷	計算扭矩 $M_{jnII} = M_{n \max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{K_\tau + 1}{2}$
		計算彎矩 $M_{jwII} = M_{w \max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_\sigma$	合成力矩① $M_{hcII} = \sqrt{(M_{jwII})^2 + (\frac{K_\tau + 1}{3}M_{jnII})^2}$
		第三類負荷	計算扭矩 $M_{jnIII} = M_{n \max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_\tau$
		計算彎矩 $M_{jwIII} = M_{w \max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_\sigma$	合成力矩① $M_{hcIII} = \sqrt{(M_{jwIII})^2 + (0.9K_\tau M_{jnIII})^2}$
3	軸直徑	第一類負荷	扭矩作用 $d = \sqrt[3]{\frac{M_{jnI}}{0.2[\tau]_{nI}}}$
		扭矩-彎矩合成作用 $d = \sqrt[3]{\frac{M_{hcI}}{0.1[\sigma]_{wI}}}$	

(續)

序号	基本参数		公 式
3	軸直徑	第二类負荷 扭矩作用	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{jnII}}{0.2[\tau]_{nII}}}$
		扭矩-彎矩合成作用	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{hcII}}{0.1[\sigma]_{wII}}}$
	第三类負荷	扭矩作用	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{jnIII}}{0.2[\tau]_{nIII}}}$
		扭矩-彎矩合成作用	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{hcIII}}{0.1[\sigma]_{wIII}}}$

① 按第三强度理論。

4 材料的許用应力

1) 許用应力的計算公式: (仅适用于軸加工 $\nabla\nabla 4 \sim \nabla\nabla 6$)

对称循环弯曲时的耐久極限

$$\sigma_{wIII} = 0.25(\sigma_b + \sigma_s) + 5 \text{ (kg/mm}^2\text{)};$$

式中 σ_b ——材料的强度極限, kg/mm^2 ;

σ_s ——材料的屈伏極限, kg/mm^2 。

对称循环弯曲的許用应力 ($+\sigma_{max} \sim -\sigma_{min}$), $[\sigma]_{wIII} = 50\sigma_{wIII}$, kg/cm^2

不变扭轉許用应力, $[\tau]_{nI} = 40\sigma_{wIII}$, kg/cm^2

脉动循环扭轉許用应力 ($0 \sim +\sigma_{max}$), $[\tau]_{nII} = 38\sigma_{wIII}$, kg/cm^2

对称循环扭轉許用应力 ($+\sigma_{max} \sim -\sigma_{min}$), $[\tau]_{nIII} = 30\sigma_{wIII}$, kg/cm^2

2) 常用材料的許用应力表: (仅适用于表面光潔度为 $\nabla\nabla 4 \sim \nabla\nabla 6$ 尺寸 60mm 以下的軸) ●

表 1

材 料 牌 号	机械性能 kg/mm^2			許用应力 kg/cm^2			
	σ_b	σ_s	σ_{wIII}	$[\sigma]_{wIII}$	$[\tau]_{nI}$	$[\tau]_{nII}$	$[\tau]_{nIII}$
Ст. 3	45~50	20	22	1100	800	840	660
35	52~65	30	25	1250	1200	950	750
45	60~75	34	28	1400	1360	1064	840
20X	80	60	40	2000	2400	1520	1240
40X	100	80	50	2500	3200	1900	1500

● 若軸的加工为 $\nabla\nabla 7 \sim \nabla\nabla 12$ 时, 表中許用应力值应增大 10%。
若軸的加工为 $\nabla 1 \sim \nabla 3$ 时, 表中許用应力值应降低 10%。

5 計算軸強度用的各種係數

表2 軸的重要程度係數 K_1

軸的重要程度	係數 K_1
軸的破壞不能引起機器的停止	0.85
軸的破壞能引起機器的停止	1.00
軸的破壞造成事故	1.15

表3 負荷性能係數 K_2

負荷性能	舉 例	係數 K_2
均勻負荷	離心式、螺旋式通風機和鼓風機輕級工作制的傳動軸；液體攪拌器和混合器；離心式、迴轉式齒輪泵；盤式給料機均勻負荷的運輸機和翻斗提升機	1.0
不均勻負荷	拉絲機、球磨機、減速機、漿狀物質的拌合機和混合機，多柱塞的活塞泵；板式、帶式和螺旋式的給料機；運輸輾道；重負荷的翻斗提升機；型鋼軋機和連續式薄板軋機的精軋機架 起重機的傳動部分	1.1
衝擊負荷	礦石破碎機；單缸和雙缸的活塞式空氣壓縮機；往復運輸的給料機，料車卷揚機及其提升機構；工作輾道，剪切機；所有軋鋼用的開坯軋機，鍛錘及水壓機	1.2

表4 應力集中係數

考慮的因素	K_0	K_r
階梯形軸的由一個直徑過渡到另一直徑的圓角 γ 處	按圖1、圖2確定	
第1~5類靜配合（即熱配合及壓配合）處並且沒有鍵	1.2~3	1.2~2
由1個鍵或切向鍵的鍵槽使軸產生的應力集中	1.2~1.5	2.6~3
過渡配合及第六類靜配合處的應力集中不考慮		

注： K_0 、 K_r 的數值可根據靜配合的過盈量或材料情況適當加大和減小。

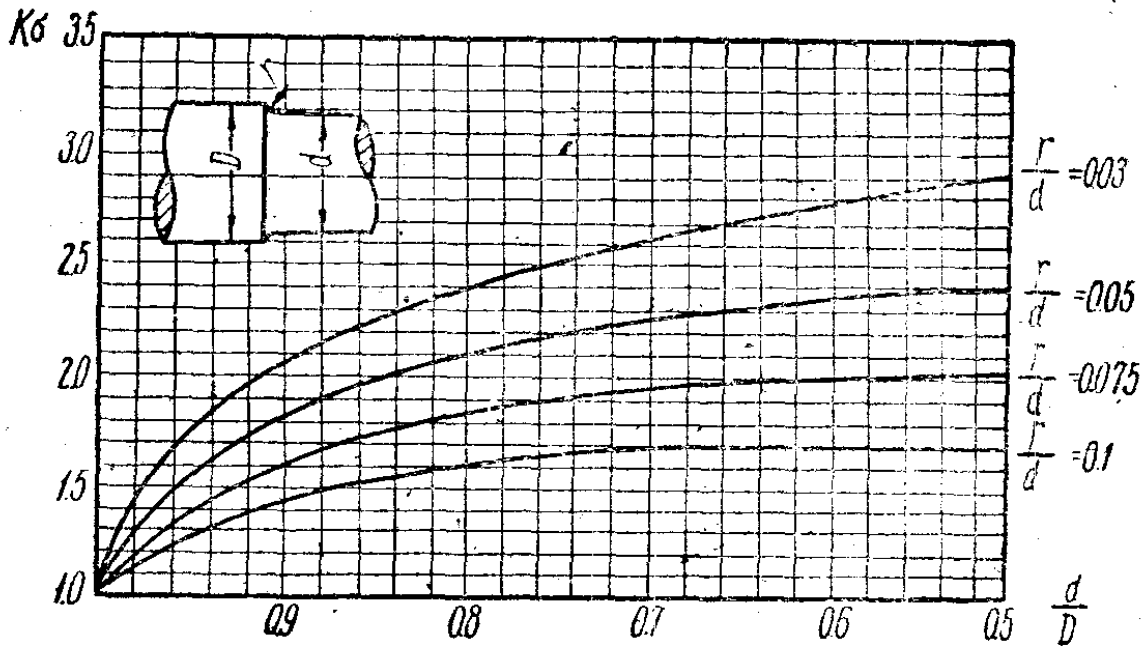


圖 1 弯曲时的应力集中系数 K_σ 。

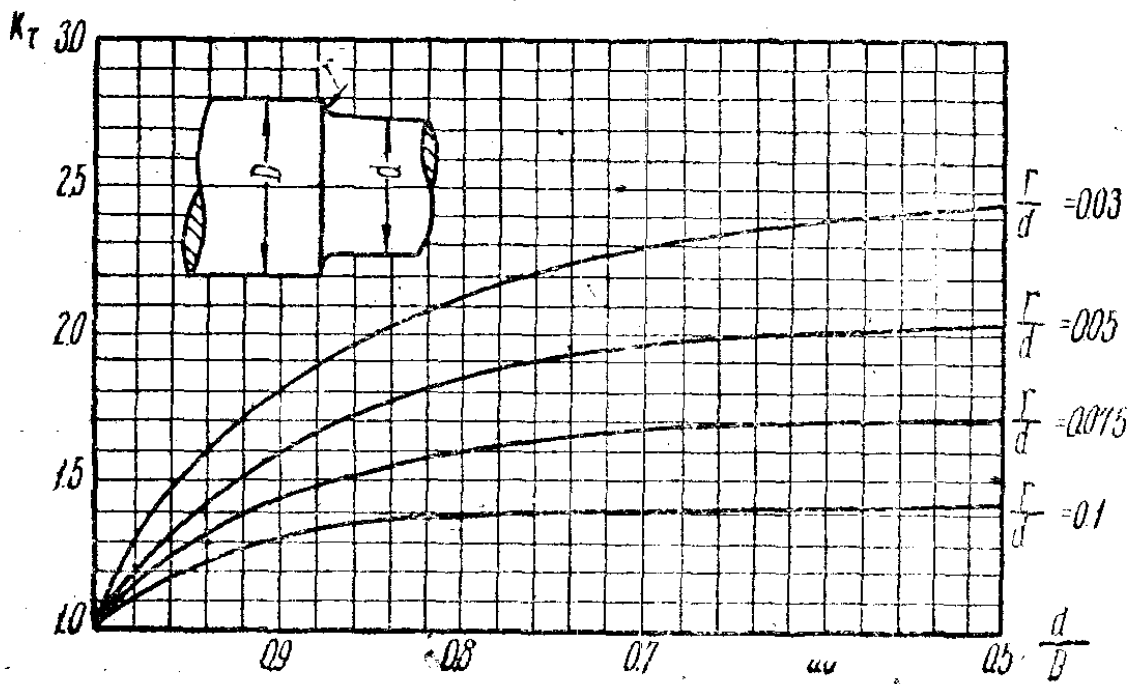


圖 2 扭轉时的应力集中系数 K_τ 。

6 軸的計算圖

1) 已知功率 N , 轉數 n , 確定扭矩 $M_n \text{ max}$

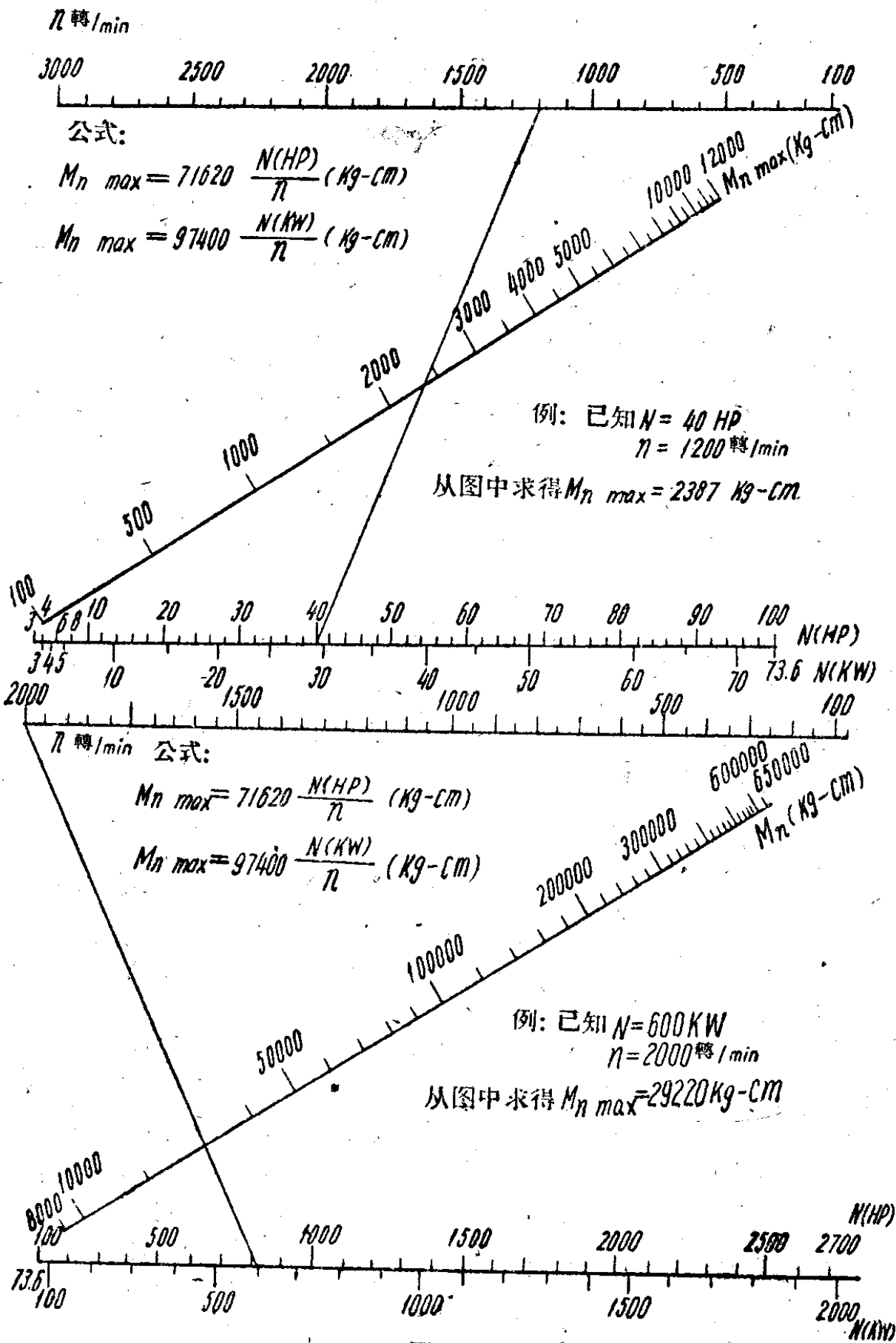
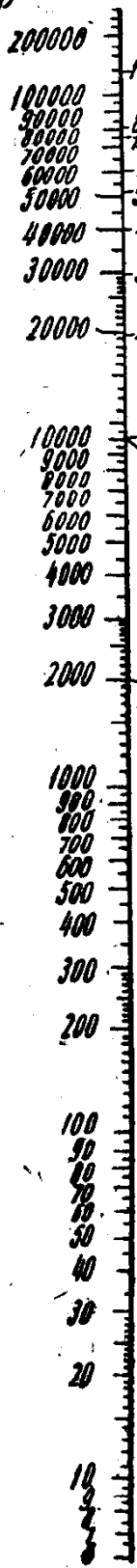


圖 3

2) 已知集中負荷 P , 均布負荷 Q , 确定弯矩 $M_{w \max}$

$Q; P(Kg) K$
(kg)

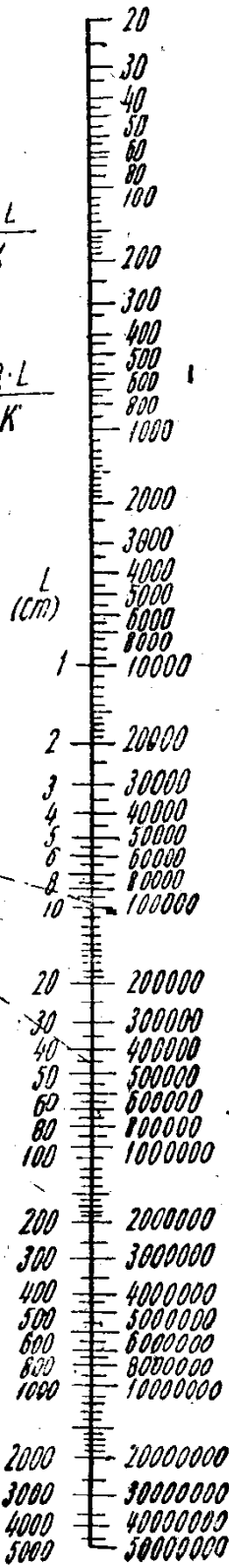
$M_{w \max} (Kg-cm)$



	均布載荷兩端固定
	中點集中載荷兩端固定
	均布載荷一端固定一端支承
	均布載荷兩端支承
	載荷向一端均勻遞增
	載荷向中點遞增
	中點集中載荷一端固定一端支承
	中點集中載荷兩端支承
	載荷向固定端均勻遞增
	兩個對稱的等量載荷
	均布載荷的懸臂梁
	兩個對稱的等量載荷
	在自由端的集中載荷

集中負荷
 $M_{w \max} = \frac{P \cdot L}{K}$

均布負荷
 $M_{w \max} = \frac{Q \cdot L}{K}$



$L (cm)$

例: 已知: $P = 2000 \text{ Kg}$
 $L = 45 \text{ cm}$
 $K = 1$
求得 $M_{w \max} = 90000 \text{ Kg-cm}$

3) 已知扭矩 M_{jn} , 弯矩 $M_{j\omega}$, 确定合成力矩 M_{hc} 。

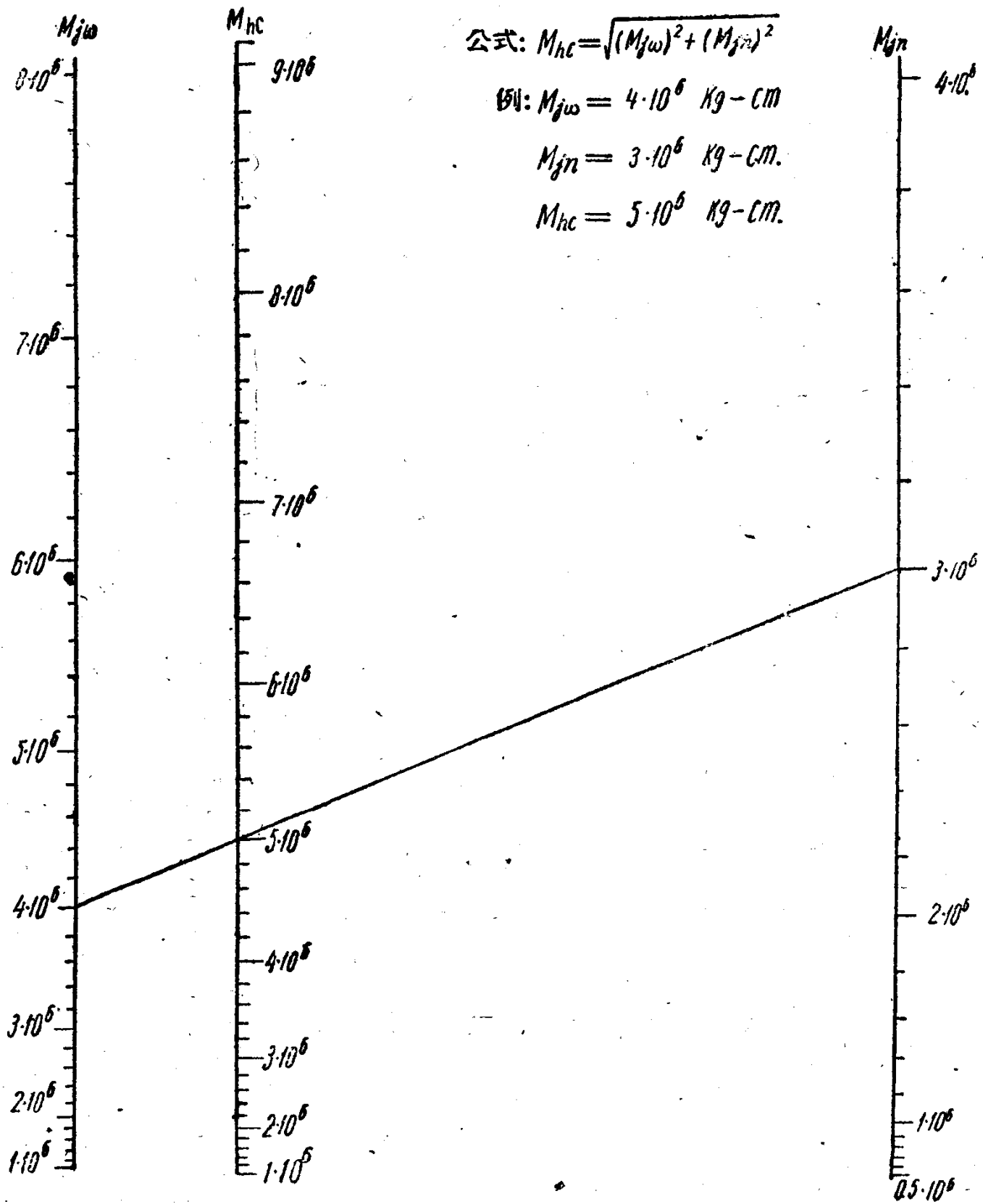
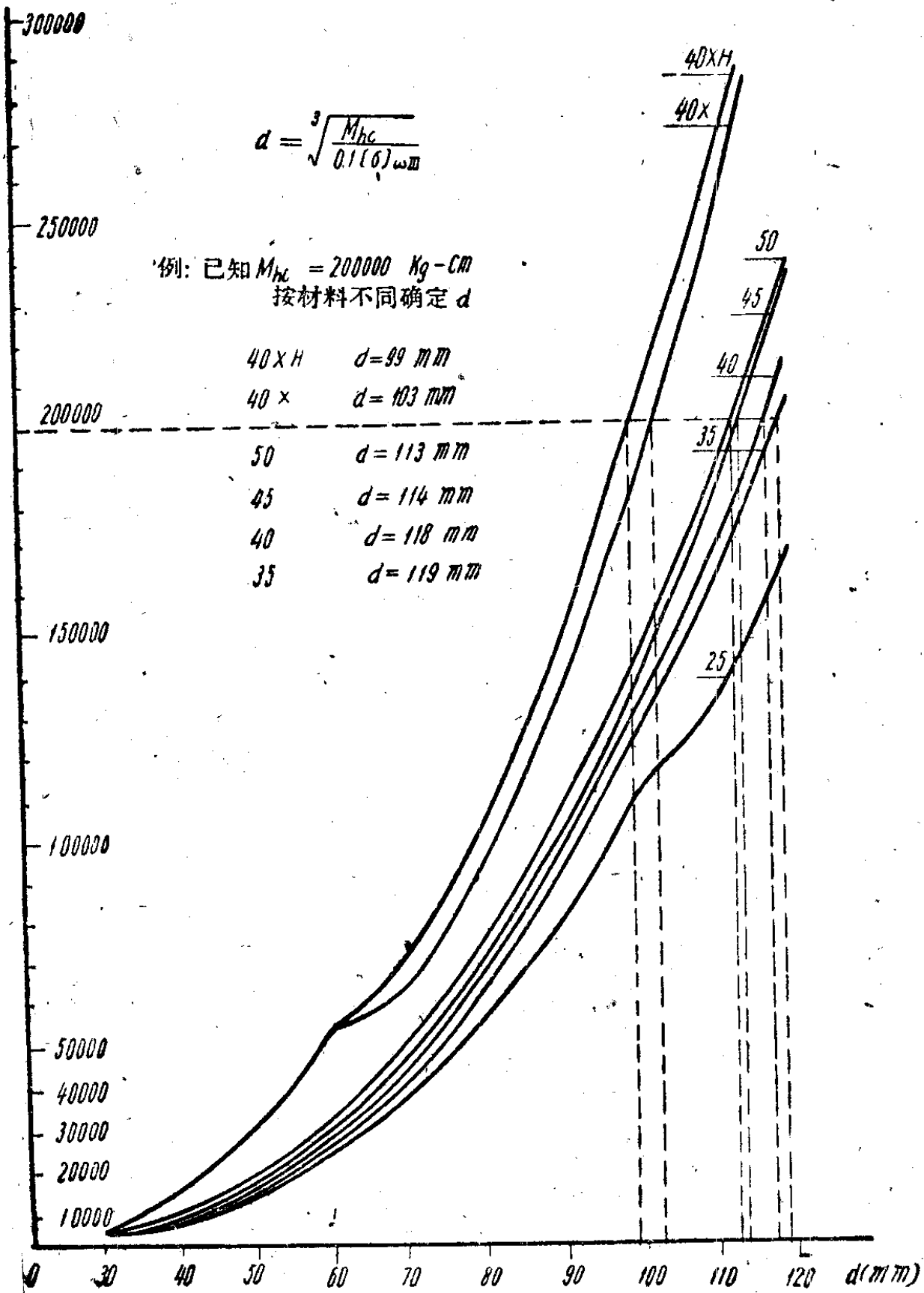


图 5

4) 用合成力矩 M_{hc} 確定軸直徑 d 。

a. 軸直徑 $d = 0 \sim 120 \text{ mm}$ 範圍。

$M_{hc} \text{ (Kg-cm)}$



b. 軸直徑 $d = 100 \sim 220 \text{ mm}$ 範圍。

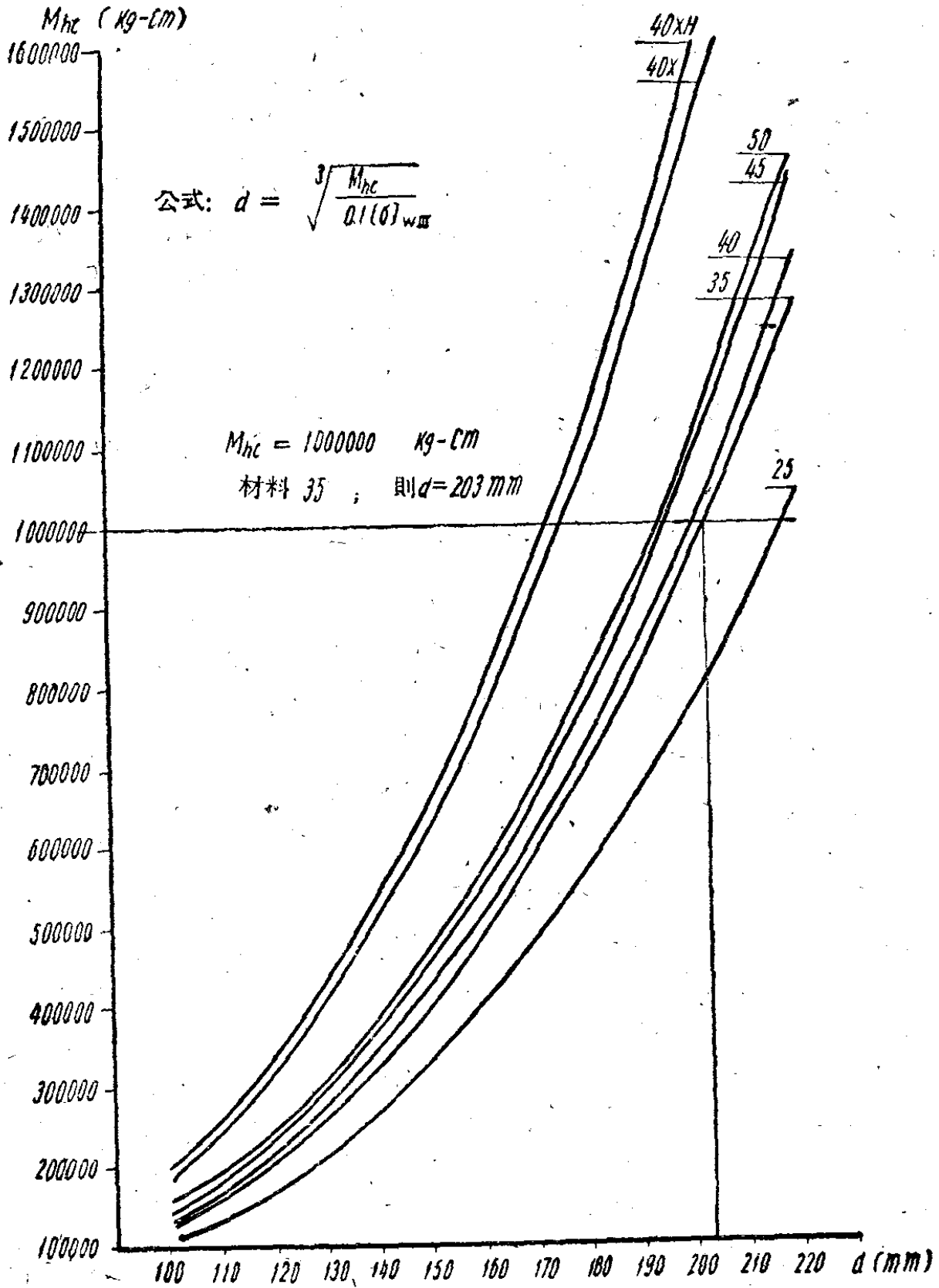


圖 7

c. 軸直徑 $d = 200 \sim 700 \text{ mm}$ 。

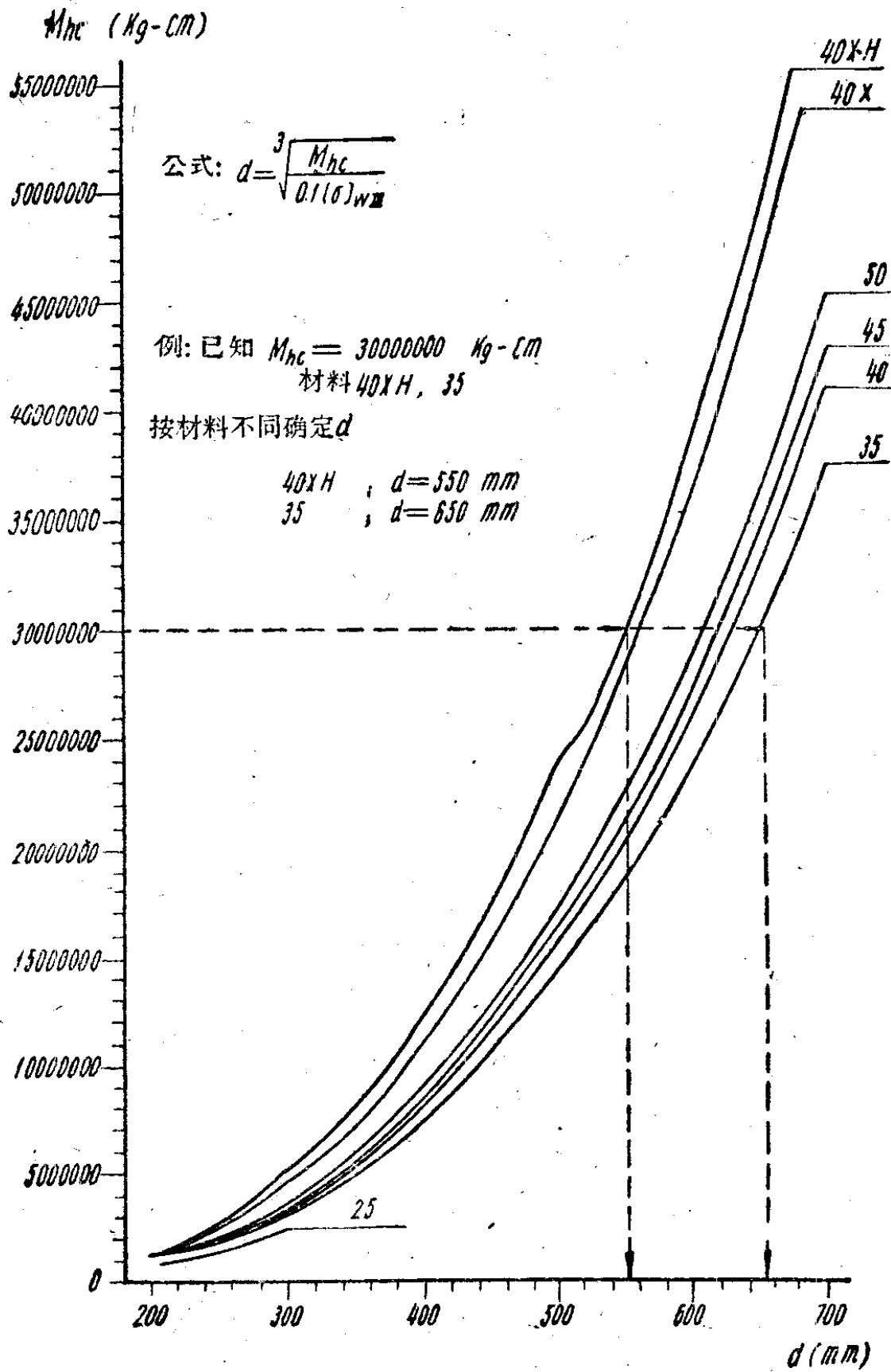


圖 8.

5) 用弯矩 M_{jw} ，許用弯曲应力 $[\sigma]_w$ ，确定軸直径 d 。

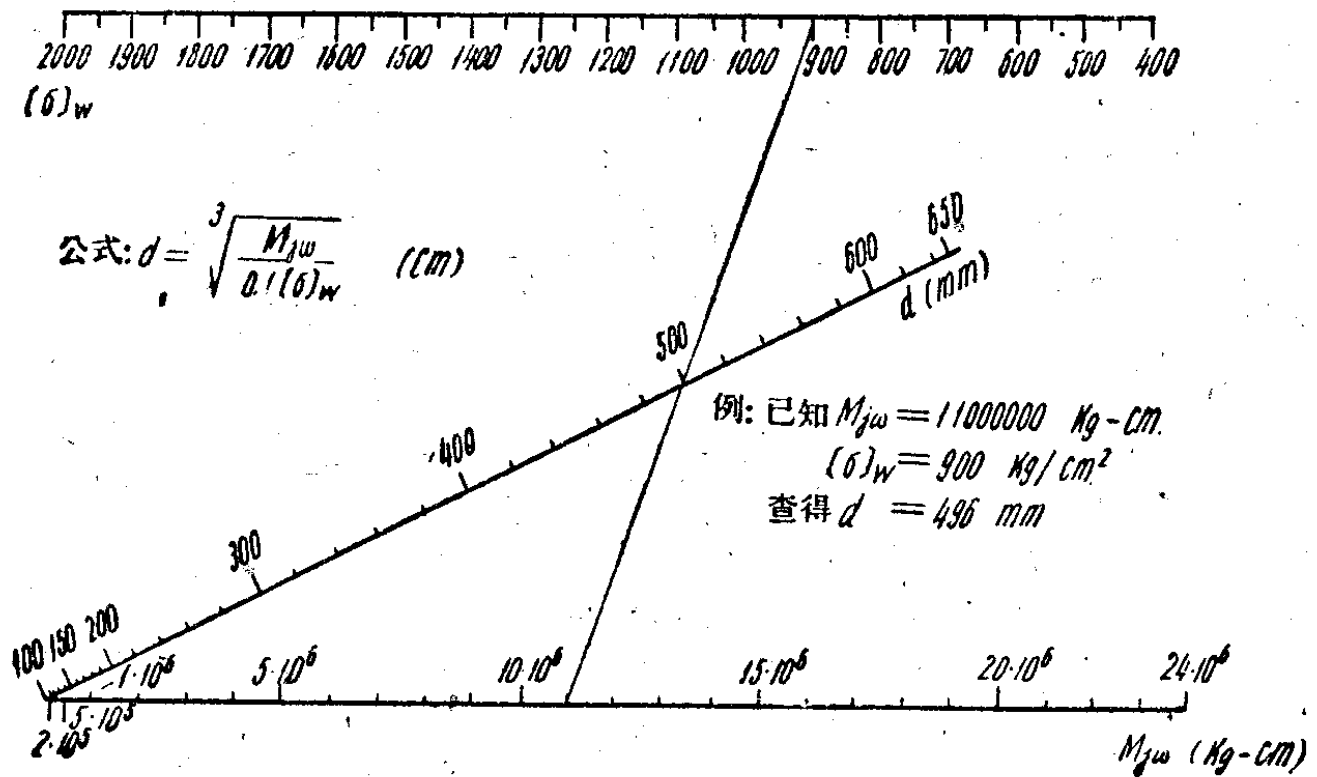
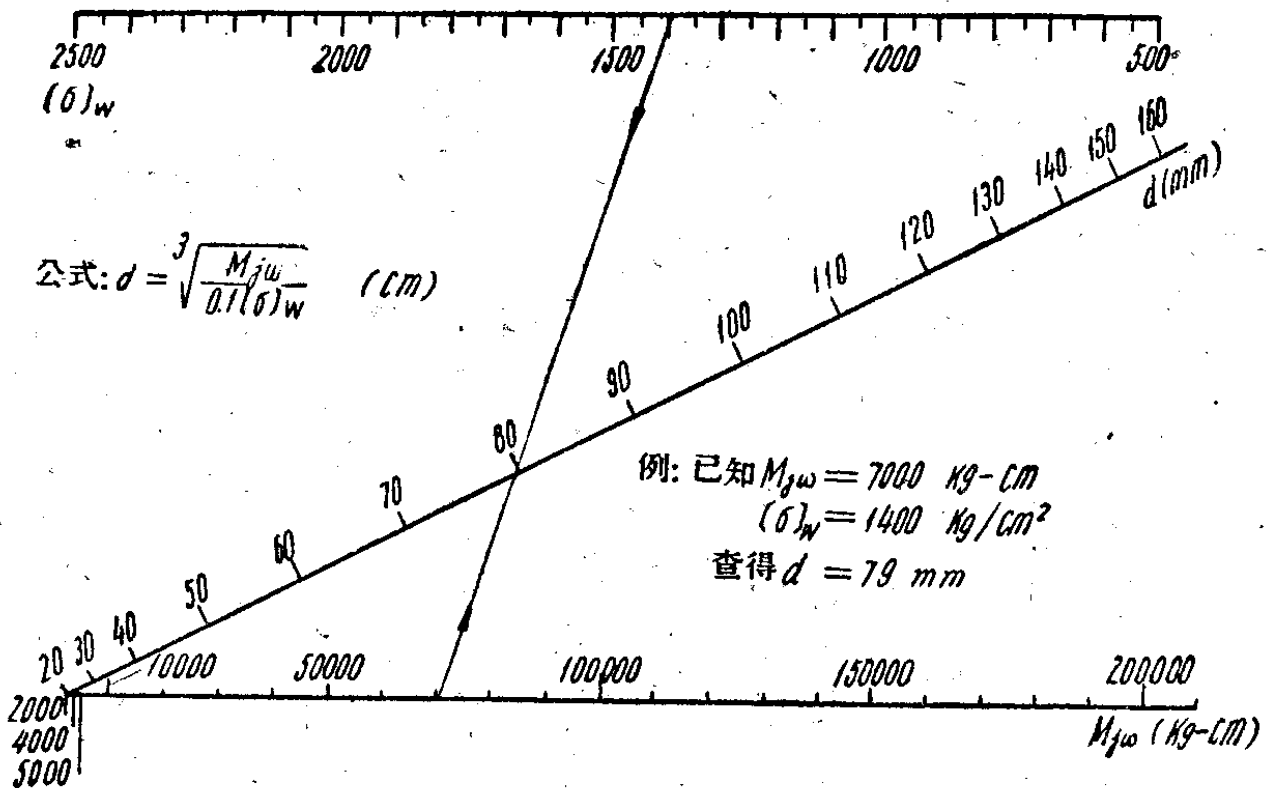


圖 9

6) 用扭矩 M_{jn} , 許用剪切应力 $[\tau]_{nIII}$, 确定軸直徑 d 。

M_{jn} (kg-cm)

$(\tau)_{nI}; (\tau)_{nII}$ 或 $(\tau)_{nIII}$

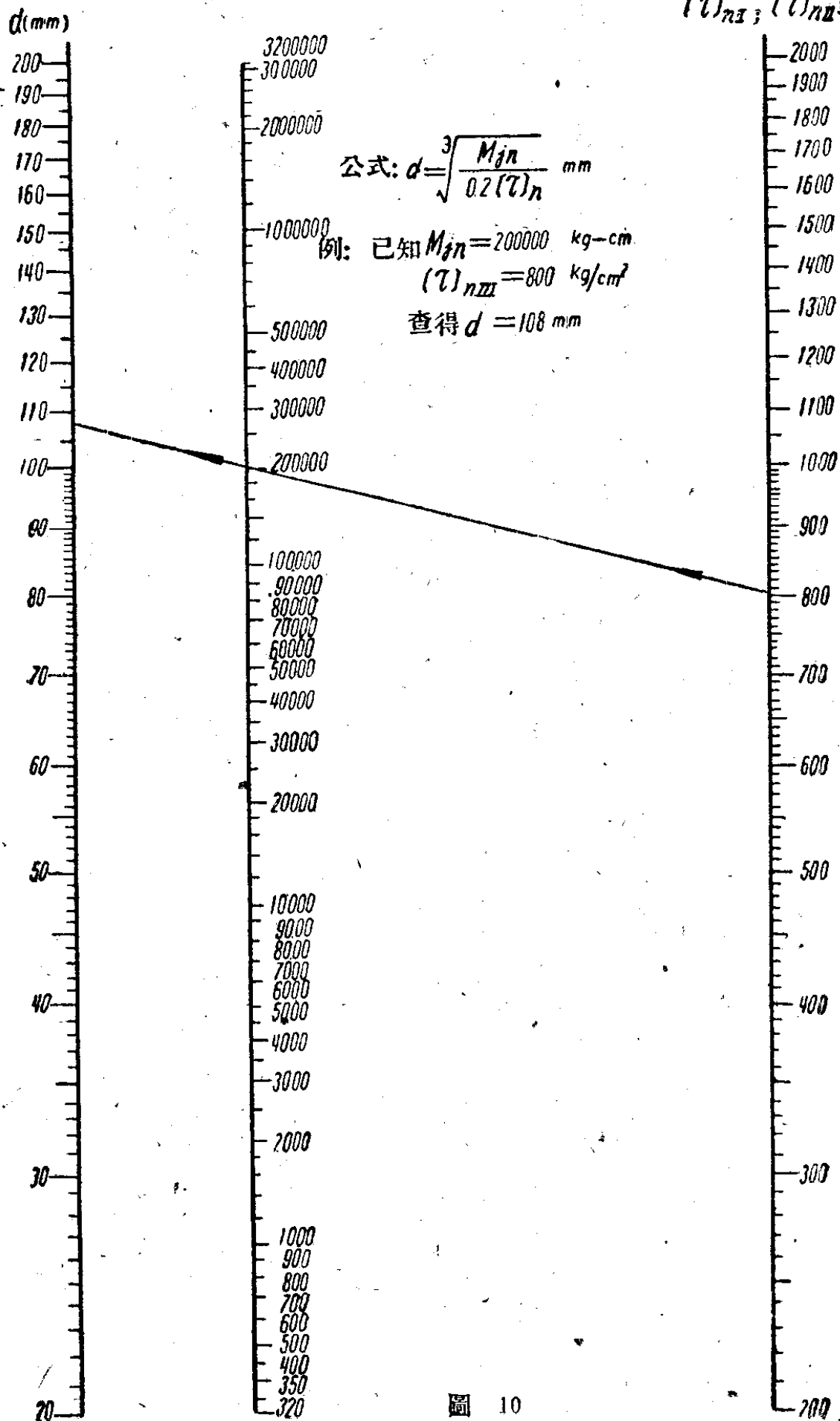


圖 10

7 用計算圖進行軸的計算舉例

已知工作軌道電機功率 $N = 500\text{HP}$, $n = 100$ 轉/min,
集中負荷 $K = 4$, $P = 20,000\text{kg}$, $L = 2,000\text{mm}$, 材料 40X。
軸受彎矩和扭矩確定軸的直徑。

1) 由給出的 $N = 500\text{HP}$ 和 $n = 100$ 轉/min,

在圖 3 中查得扭矩 $M_n \text{max} = 354,000\text{kg-cm}$;

2) 集中負荷 $P = 20,000\text{kg}$, $L = 2,000\text{mm}$

在圖 4 中查得彎矩 $M_w \text{max} = 1,000,000\text{kg-cm}$;

3) 由 $M_n \text{max} = 354,000\text{kg-cm}$,

$$M_w \text{max} = 1,000,000\text{kg-cm}。$$

首先求得

$$\begin{aligned} M_{jn} &= M_n \text{max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot 0.9K_\tau \\ &= 354,000 \times 1.0 \times 1.2 \times 0.9 \times 1.6 \\ &= 610,000\text{kg-cm}; \end{aligned}$$

式中 在表 2 中查得 $K_1 = 1.0$,

在表 3 中查得 $K_2 = 1.2$,

在圖 1 中查得 $K_\tau = 1.6$ 。

而后求得

$$\begin{aligned} M_{jw} &= M_w \text{max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_0 \\ &= 1,000,000 \times 1.0 \times 1.2 \times 1.75 \\ &= 2,100,000\text{kg-cm}; \end{aligned}$$

式中 查圖 2 $K_0 = 1.75$ 。

由 M_{jw} , M_{jn} 查圖 5,

$$M_{hc} = 2,200,000\text{kg-cm}。$$

4) 由 $M_{hc} = 2,200,000\text{kg-cm}$ 確定軸直徑 d ,

在圖 8 中查得 $d = 230\text{mm}$ 。