

0

9

0

7

1

9

7

4

0

3

6

0



**АБРИКА
ЭКРАННЫХ
УЧЕБНО-НАГЛЯДНЫХ
ПОСОБИЙ**



ЛЕНИНГРАД





ПРОТИВ МАТЕРИАЛИЗМА

Диасфильм в 3 частях

Издано Фабрикой экранных учебно-наглядных пособий
Всесоюзного треста по производству учебно-наглядных пособий
Государственного комитета Совета Министров СССР по профтехобразованию
ЛЕНИНГРАД
-1967-

Часть третья:

Изгиб

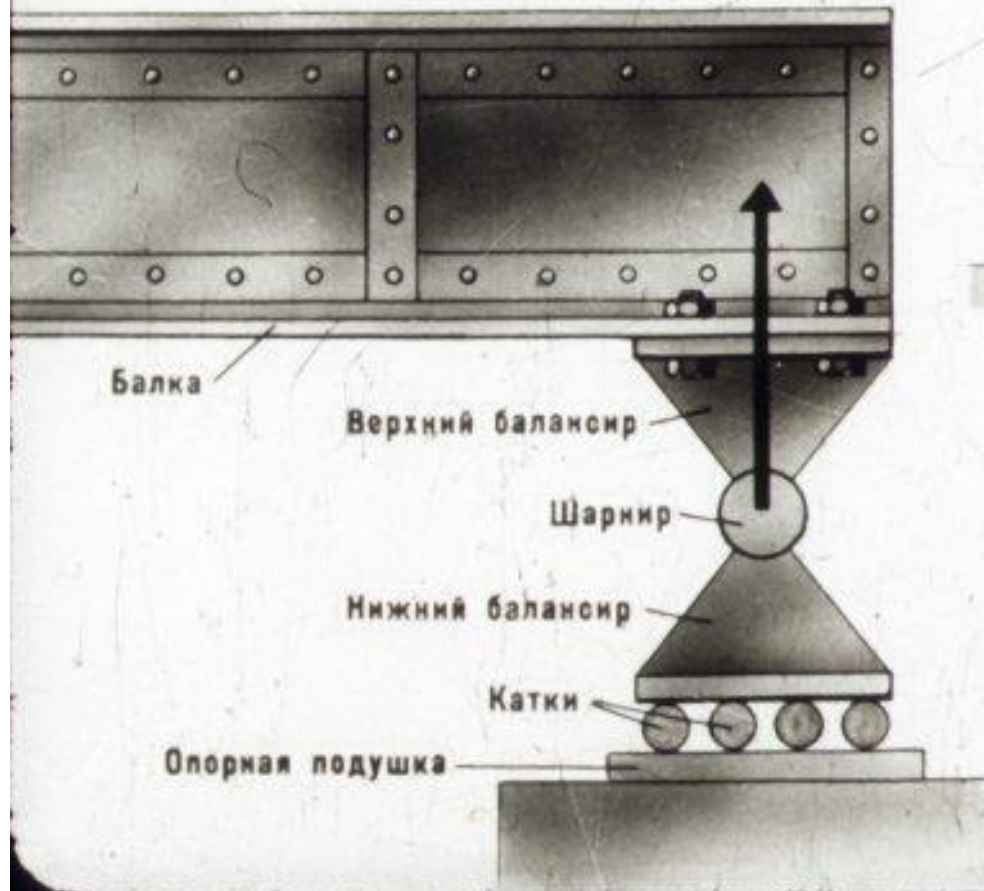
Сложная деформация

Потеря устойчивости деформации

Шарнирно-подвижная опора балки

Препятствует только вертикальному перемещению конца балки, но не горизонтальному перемещению, ни повороту. Такая опора при любой нагрузке дает одну реакцию.

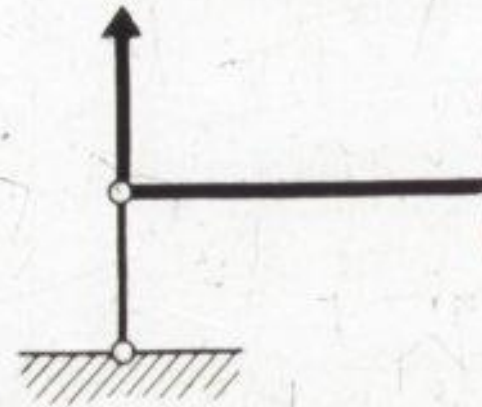
Специальная опорная конструкция



„Свободное“ опирание

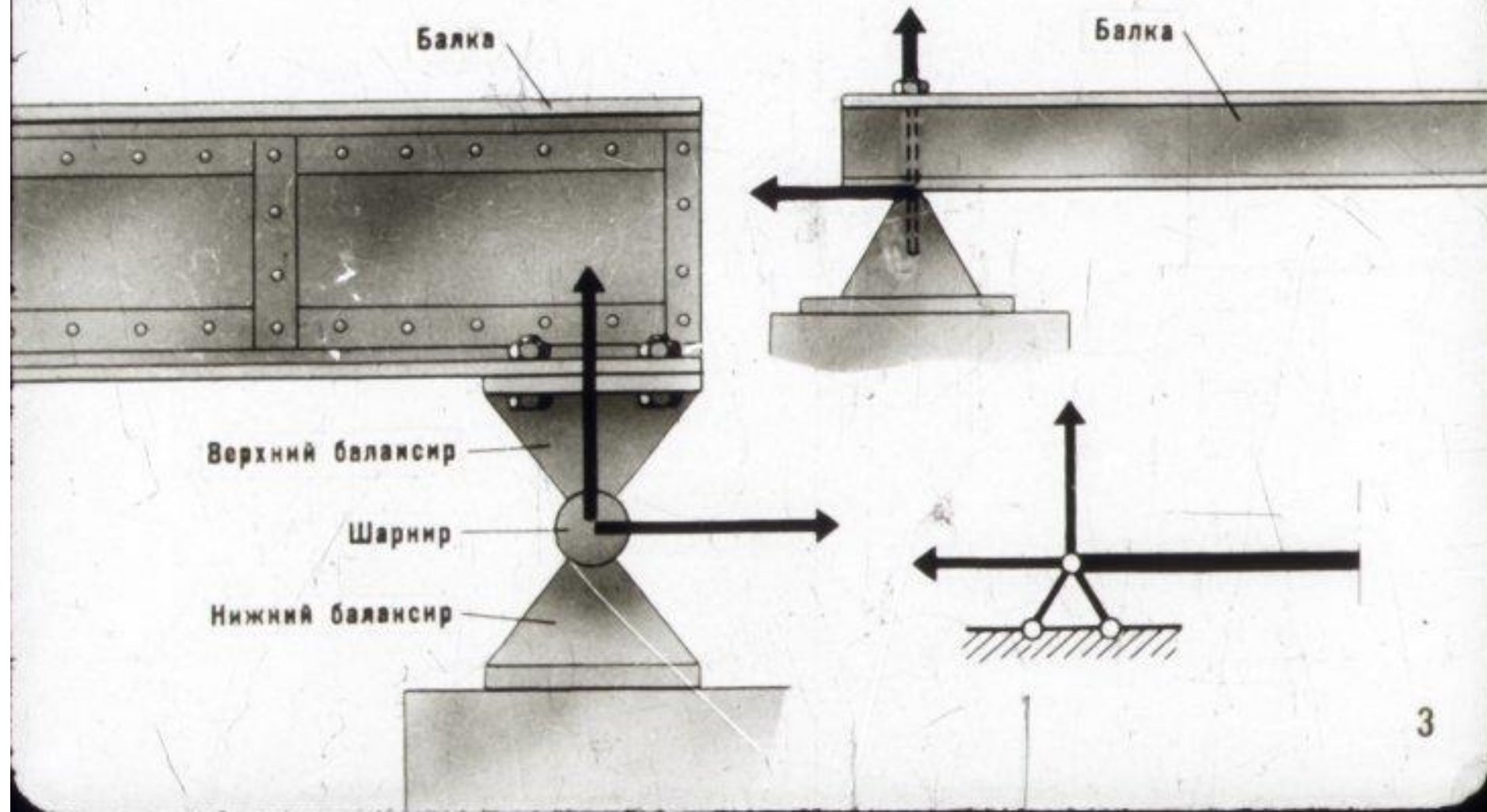


Расчетная схема



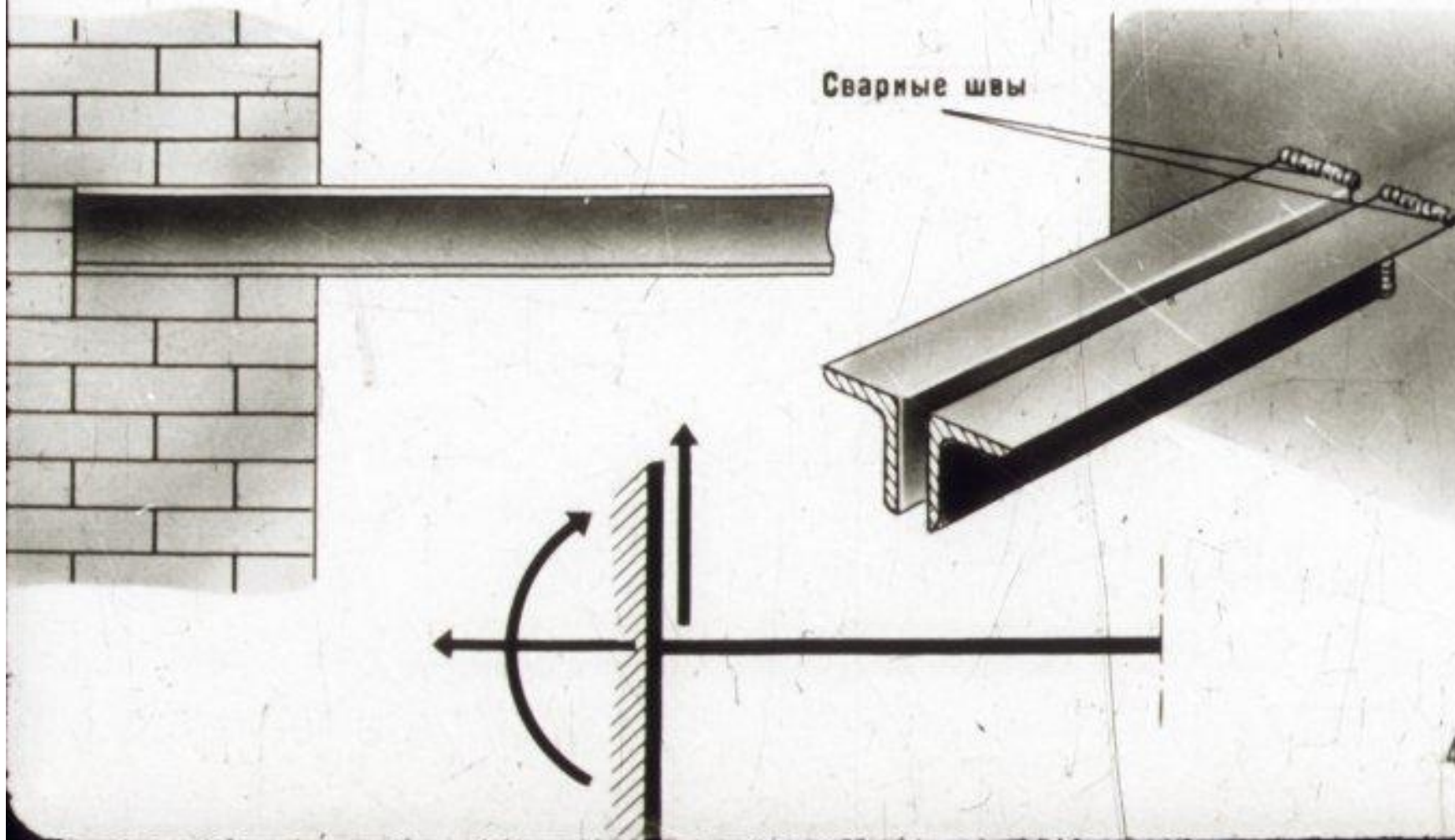
Шарнирно-неподвижная опора

Препятствует вертикальному и горизонтальному перемещениям конца балки, но не препятствует его свободному повороту. Дает 2 реакции: вертикальную и горизонтальную силы.

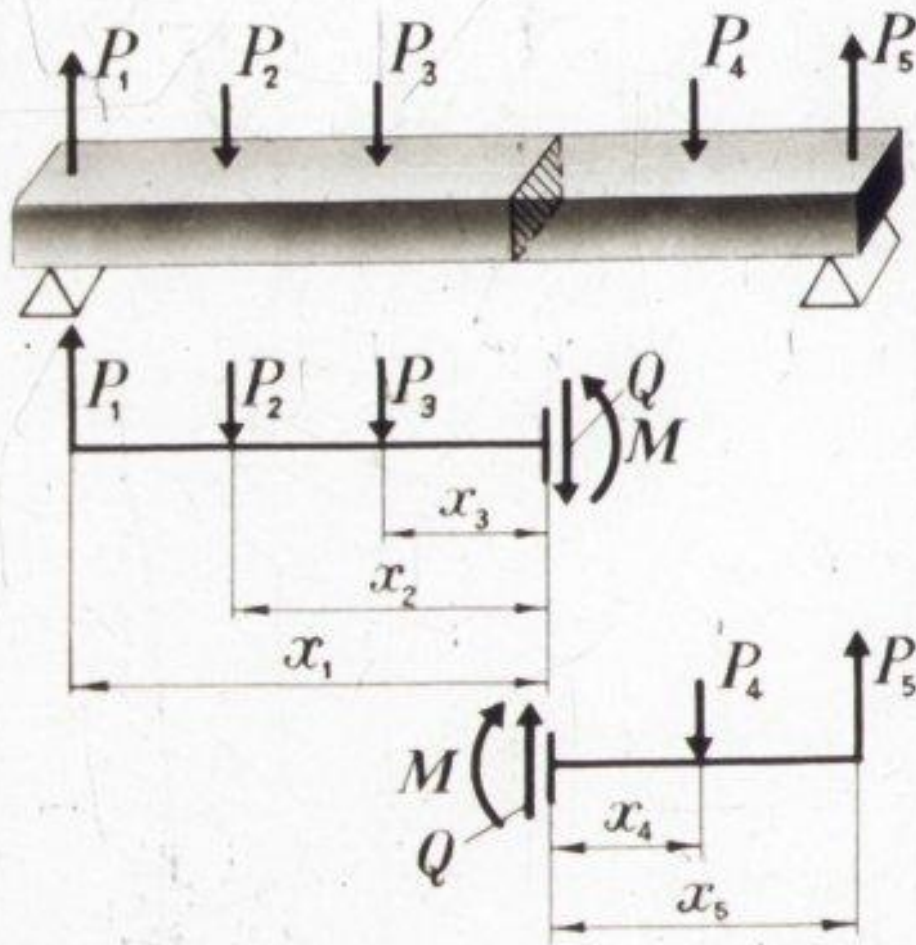


Заделка

Препятствует вертикальному и горизонтальному перемещениям конца балки, а также его повороту. Дает 3 реакции: вертикальную, горизонтальную силы и пару сил.



Вычисление поперечной силы Q и изгибающего момента M
в поперечном сечении изгибаемой балки



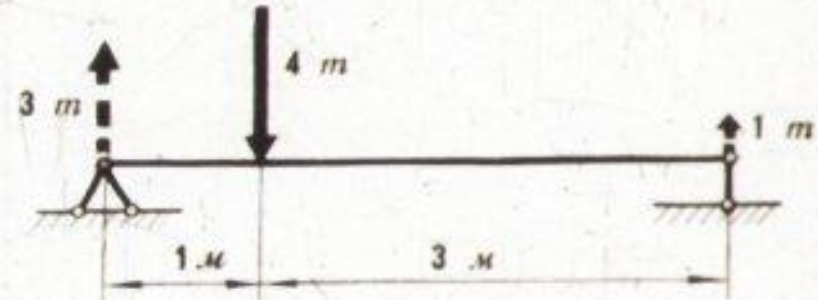
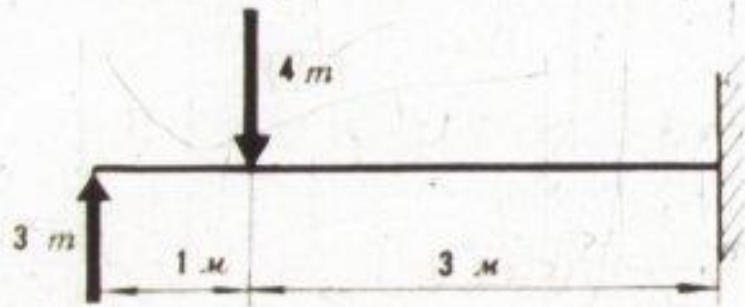
1. По внешним силам, приложенным к левой отсеченной части балки:

$$Q = P_1 - P_2 - P_3;$$
$$M = P_1 x_1 - P_2 x_2 - P_3 x_3.$$

2. По внешним силам, приложенным к правой отсеченной части балки:

$$Q = P_4 - P_5;$$
$$M = -P_4 x_4 + P_5 x_5.$$

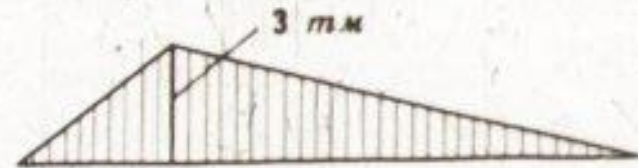
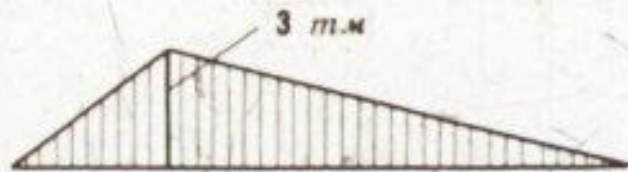
Построение эпюр усилий Q и M



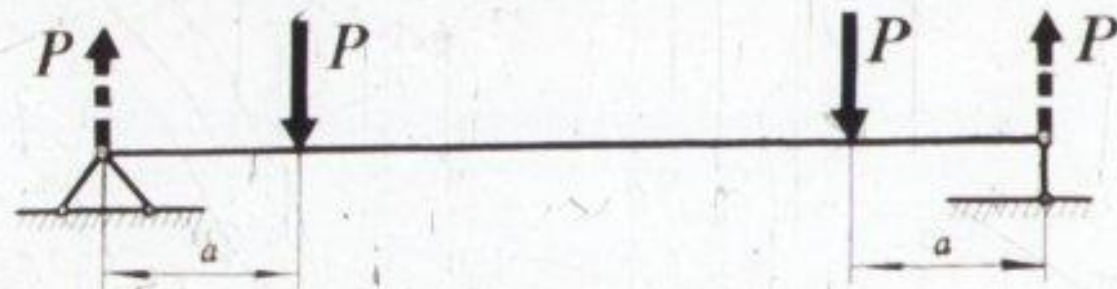
Эпюра поперечных сил Q



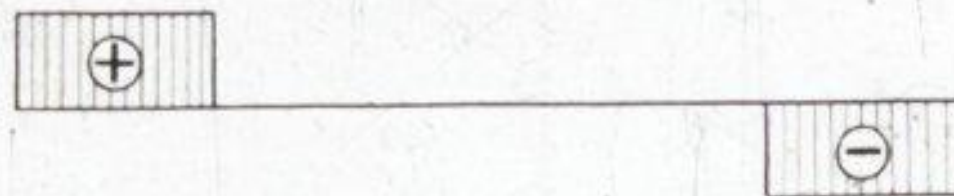
Эпюра изгибающих моментов M



Основные виды изгиба



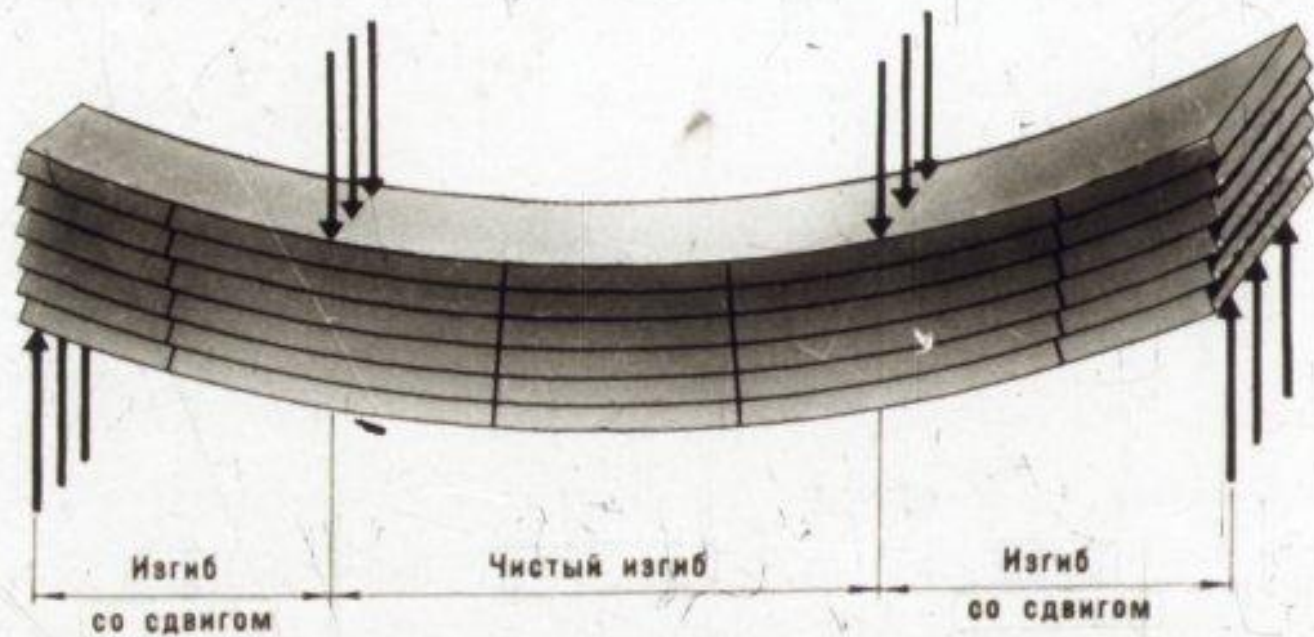
Эпюра поперечных сил Q



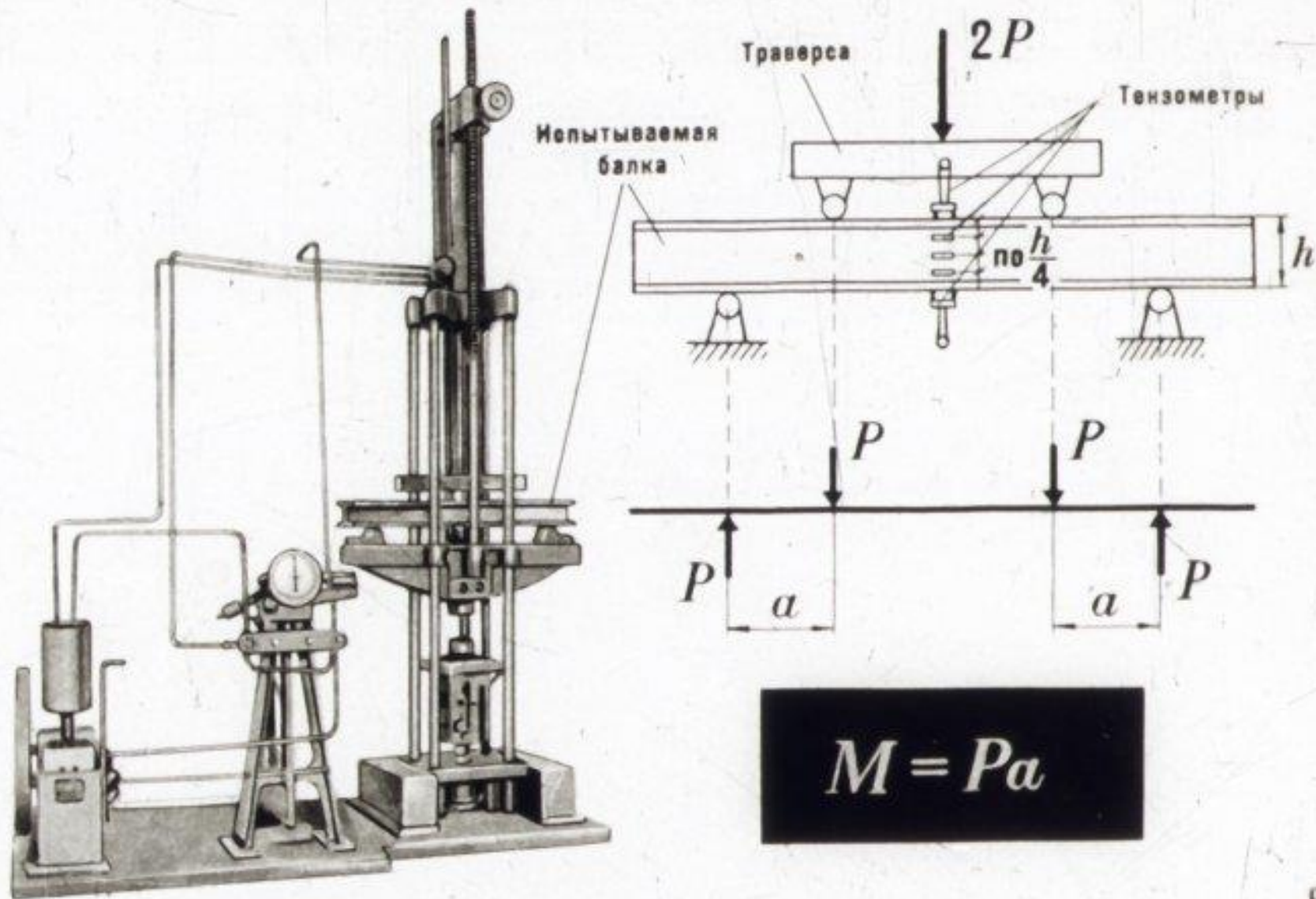
Эпюра изгибающих моментов M



На участке чистого изгиба поперечные риски поворачиваются, оставаясь прямыми, а на участках, где имеется поперечная сила Q , риски разрезаются и обращаются в ступенчатые линии в связи со сдвигами слоев балки.

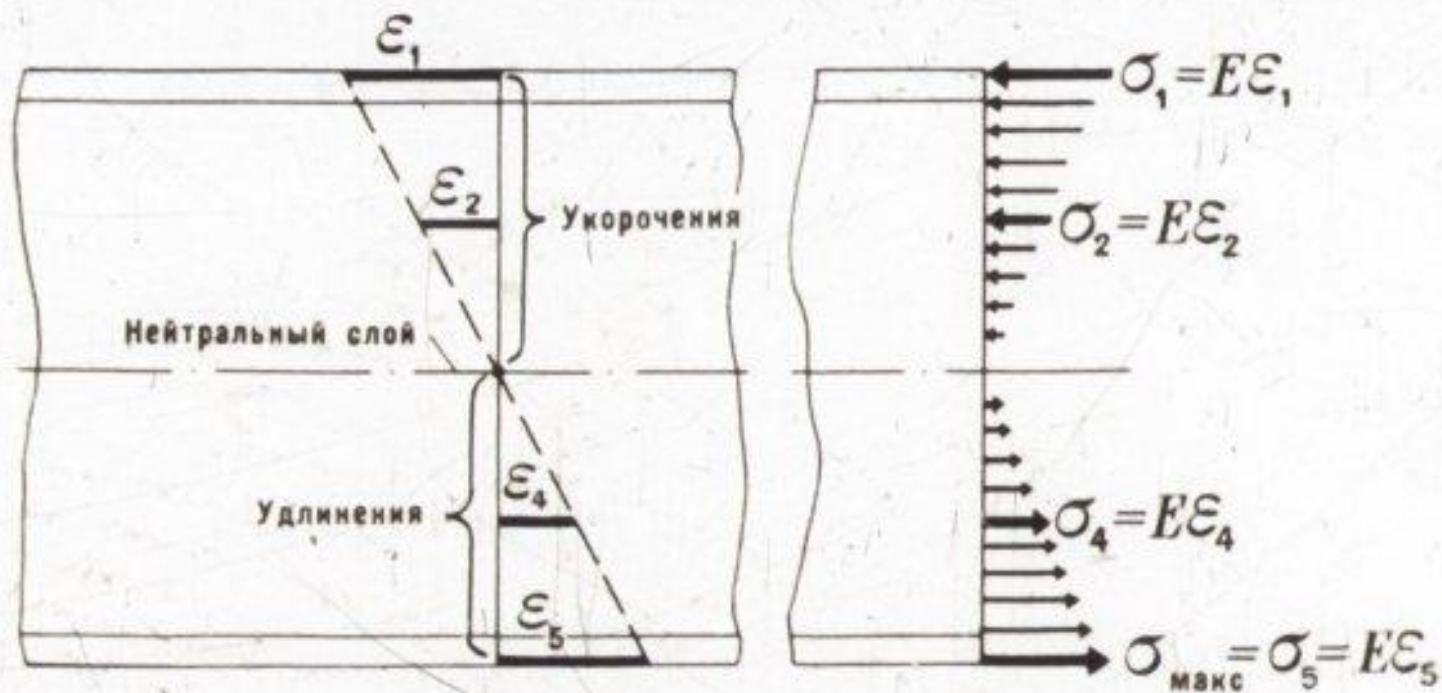


Испытание балки на чистый изгиб

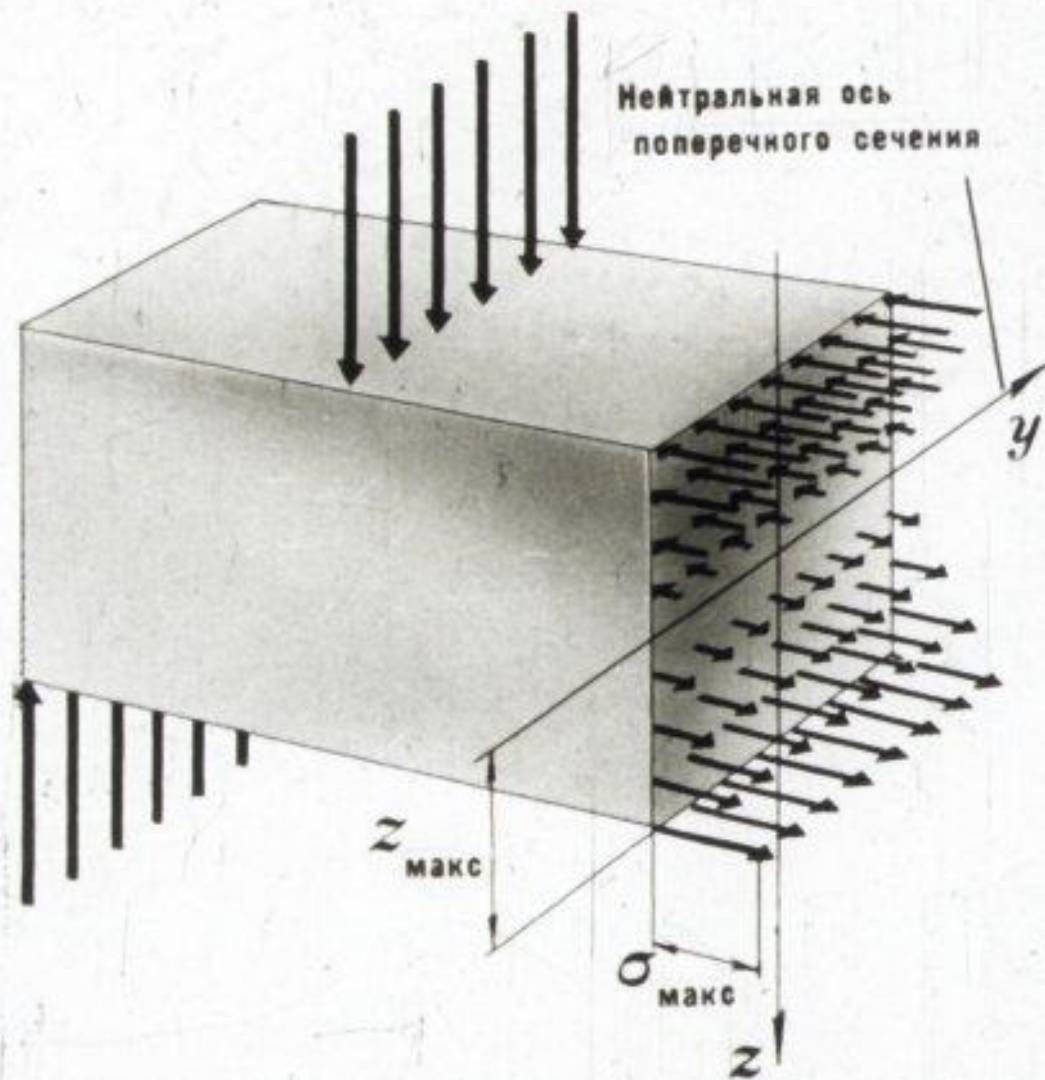


Результаты испытания балки на чистый изгиб

Относительные деформации ε и нормальные напряжения σ прямо пропорциональны расстоянию слоя от нейтрального. В нейтральном слое $\varepsilon=0$ и $\sigma=0$.



Формула нормального напряжения при изгибе



$$\sigma = \frac{M}{J_y} z;$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M}{W_{\text{и}}}.$$

Момент сопротивления изгибу

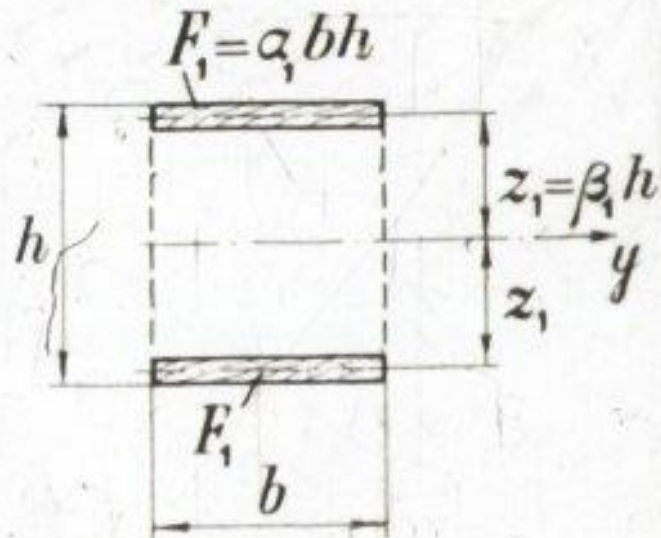
$$W_{\text{и}} = \frac{J_y}{z_{\text{макс}}}$$

Момент инерции поперечного сечения

Балка из двух тонких слоев



Поперечное сечение

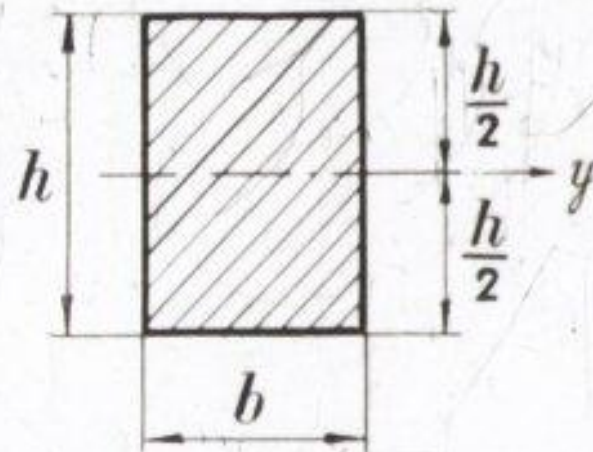


$$J_y = 2F_1 z_1^2 = (2\alpha_1 \beta_1^2) \cdot bh^3.$$

Момент инерции и момент сопротивления изгибу
прямоугольной сплошной балки



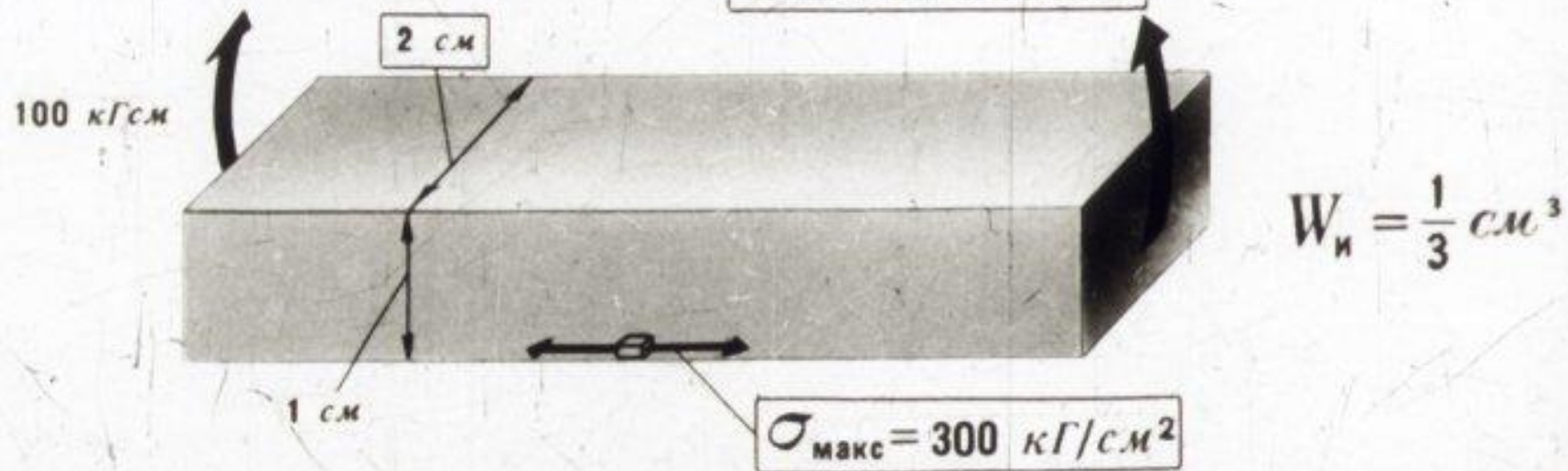
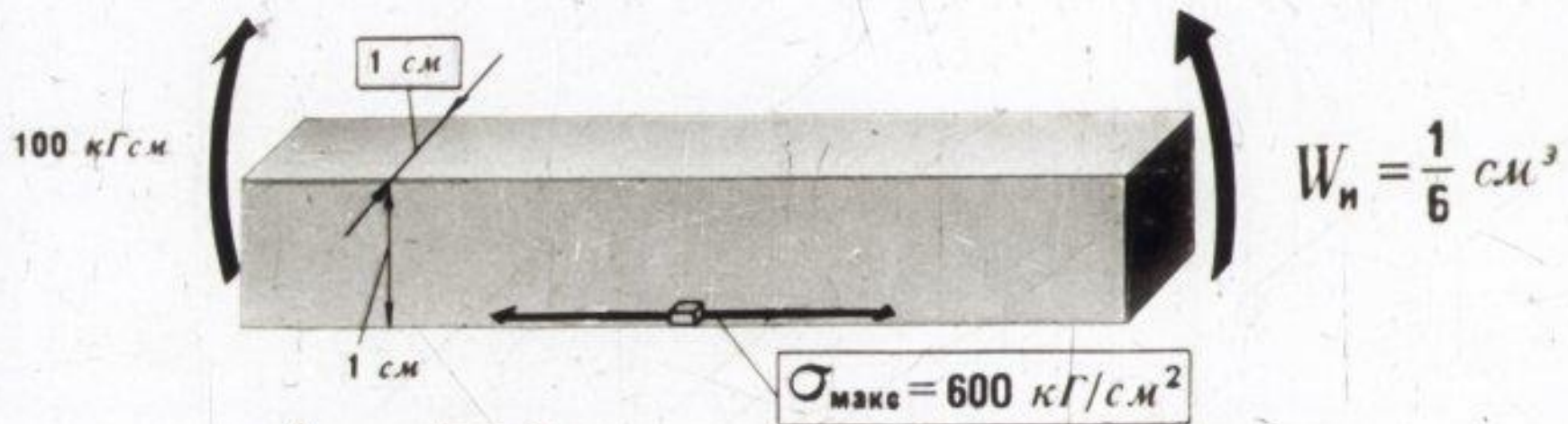
Поперечное сечение



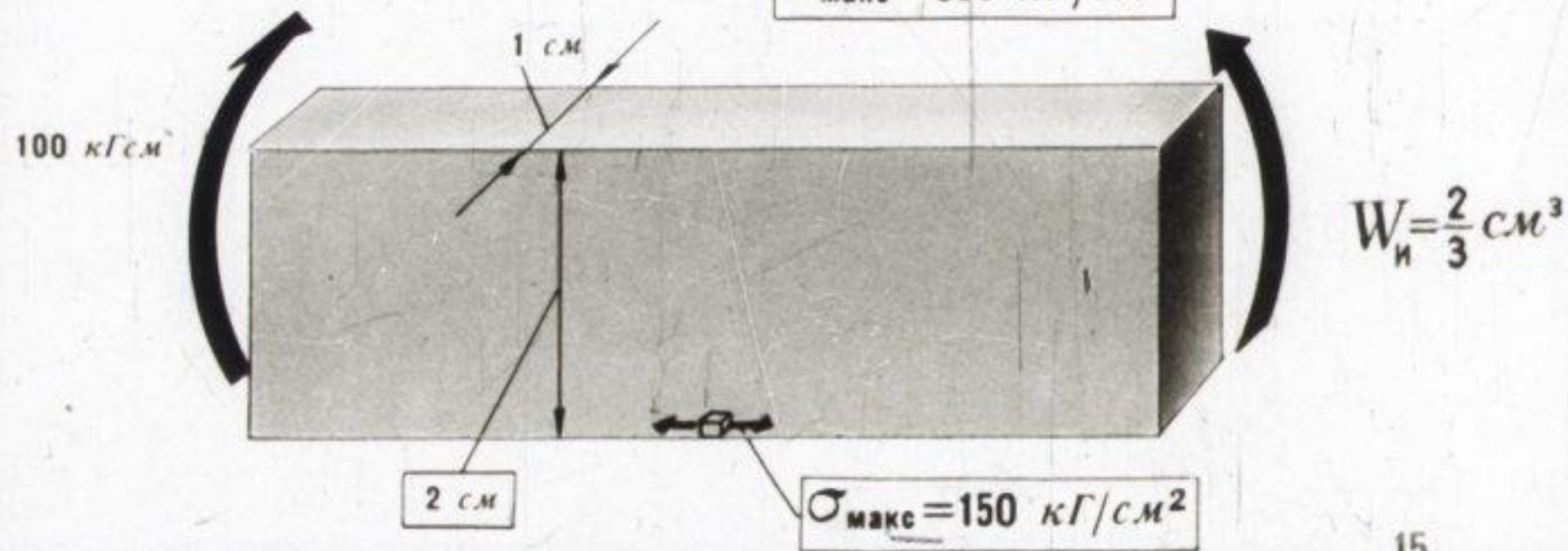
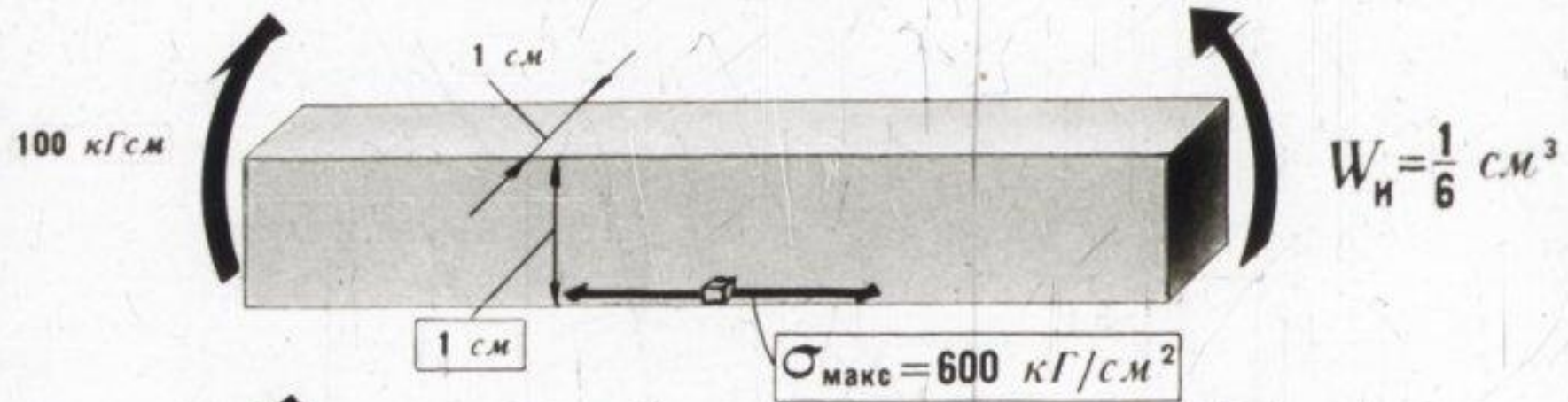
$$J_y = \frac{bh^3}{12}.$$

$$W_{и} = \frac{bh^2}{6}.$$

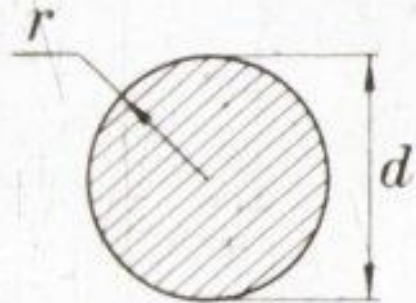
Зависимость $\sigma_{\text{макс}}$ от ширины прямоугольной балки



Зависимость $\sigma_{\text{макс}}$ от высоты прямоугольной балки



Сопротивление изгибу балки круглого поперечного сечения

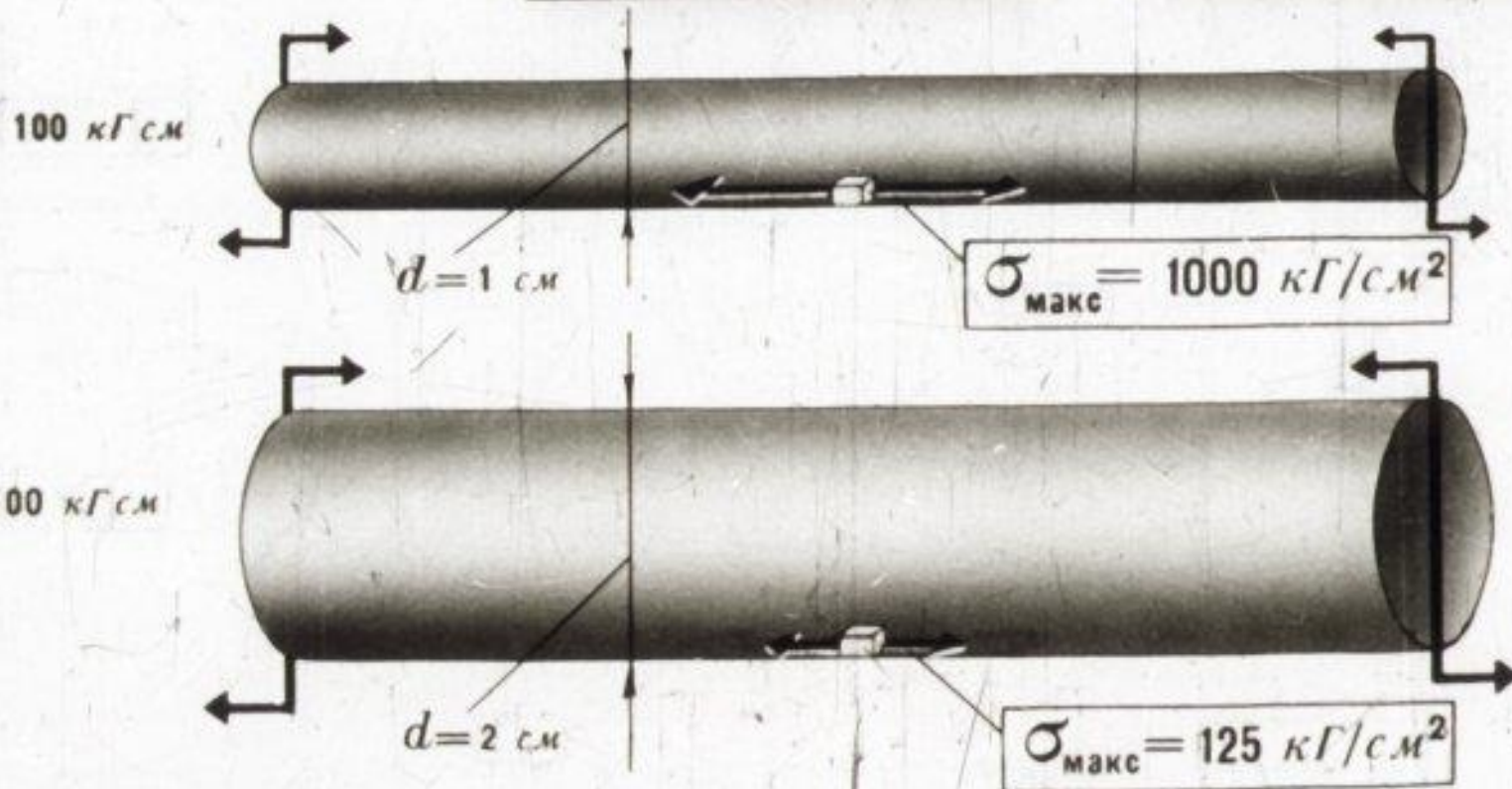


Момент инерции

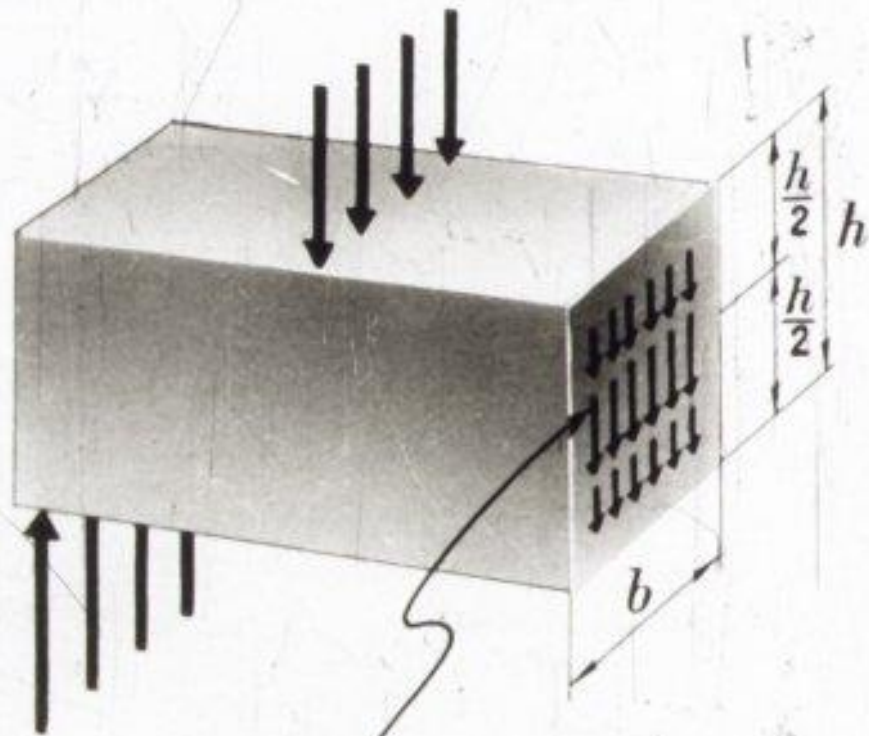
$$J = \frac{\pi r^4}{4} \approx \frac{d^4}{20}$$

Момент сопротивления изгибу

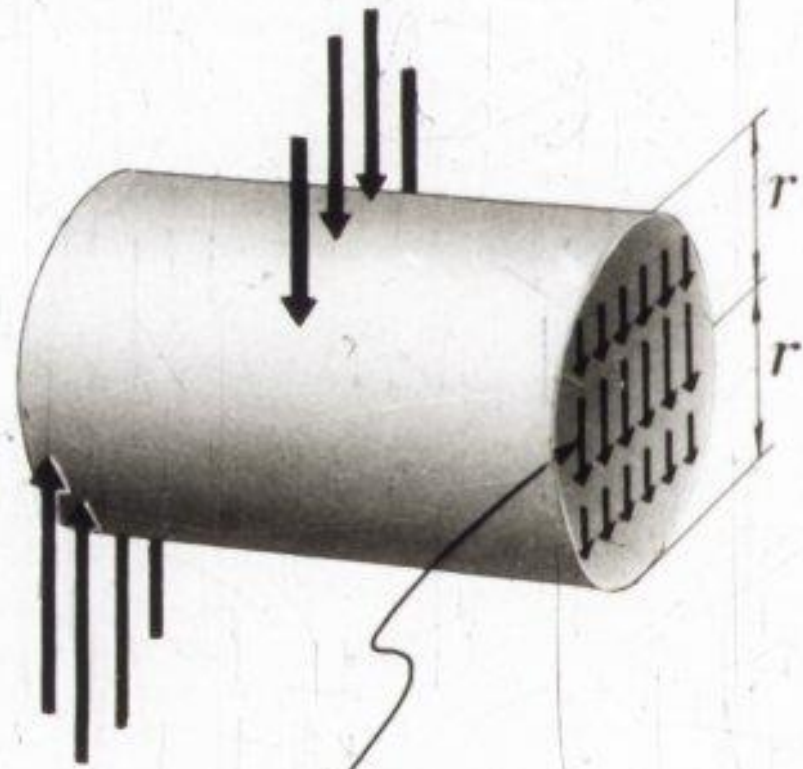
$$W_{\text{и}} = \frac{\pi r^3}{4} \approx \frac{d^3}{10}$$



Касательные напряжения при изгибе



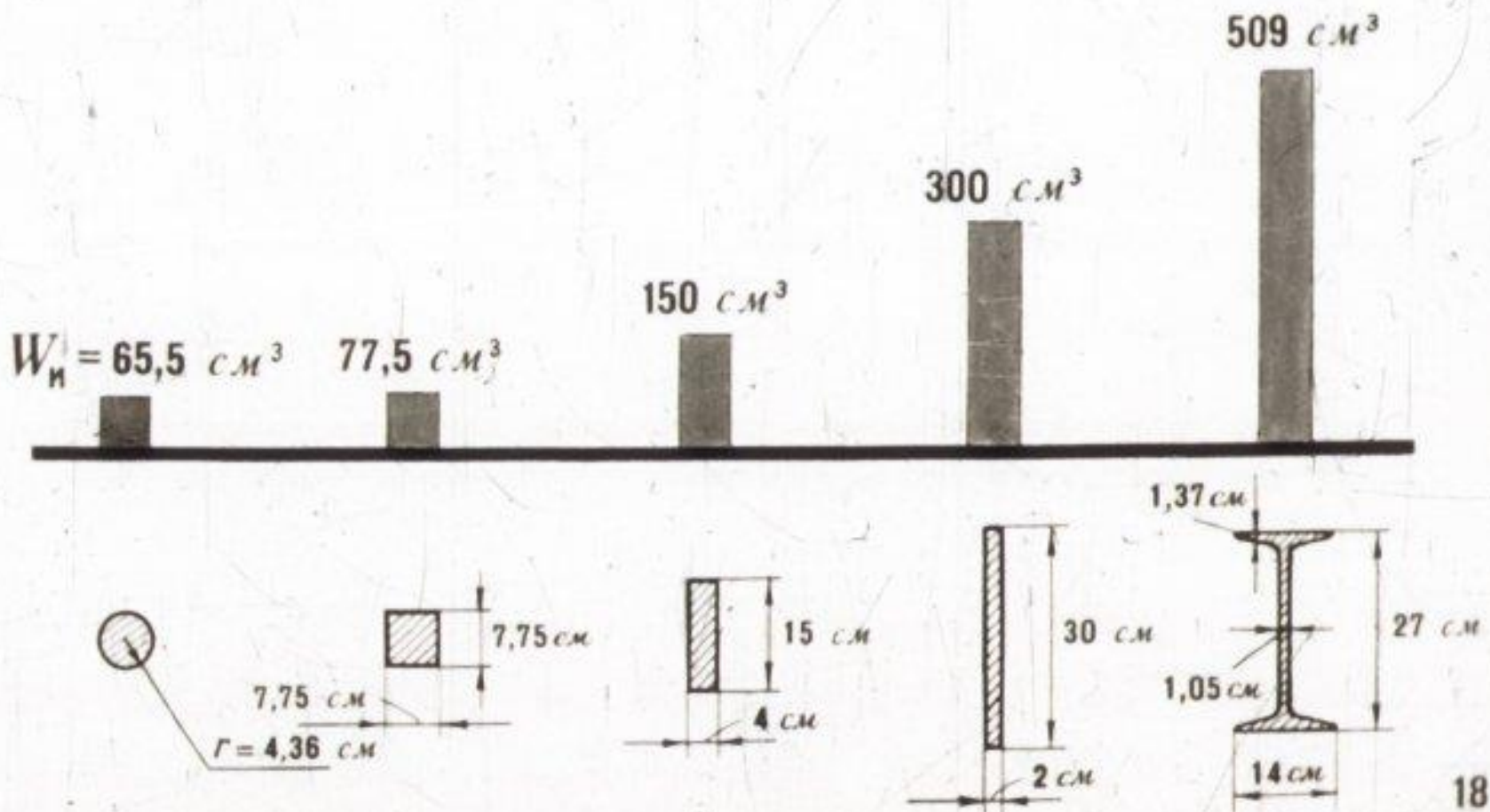
$$\tau_{\text{макс}} = \frac{3}{2} \frac{Q}{bh}$$



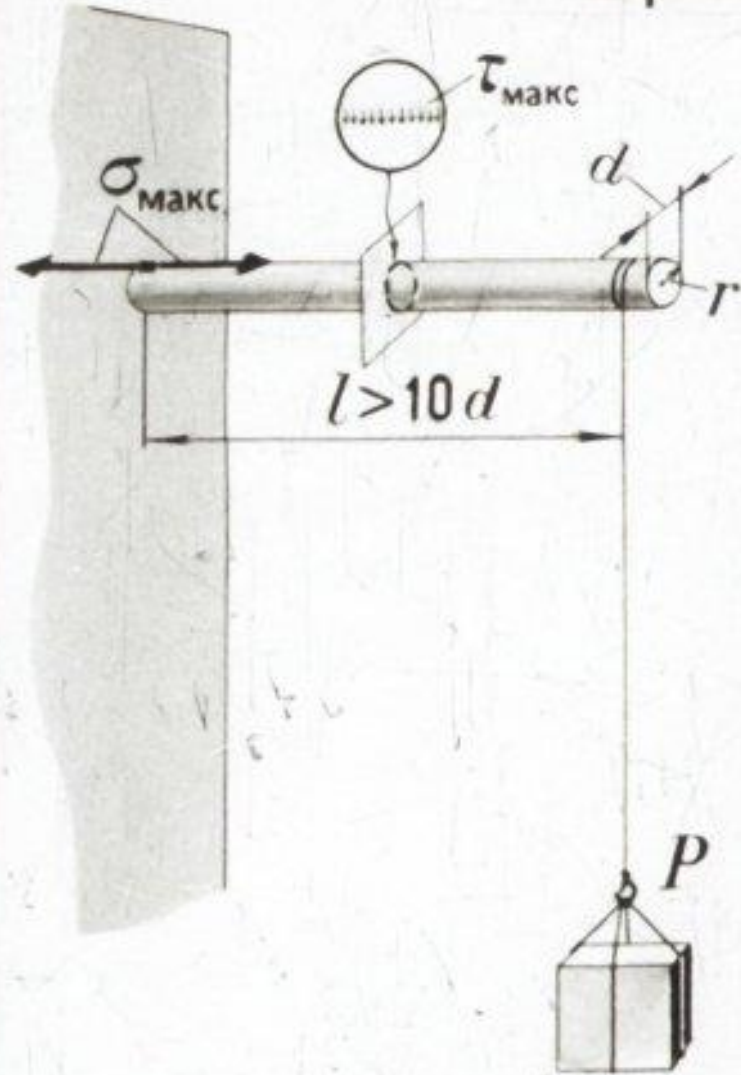
$$\tau_{\text{макс}} = \frac{4}{3} \frac{Q}{\pi r^2}$$

Влияние формы поперечного сечения стержня на его сопротивление изгибу

Площадь сравниваемых поперечных сечений одинакова и равна 60 см^2 .
На диаграмме — моменты сопротивления изгибу.



Сравнение максимальных напряжений: нормального и касательного



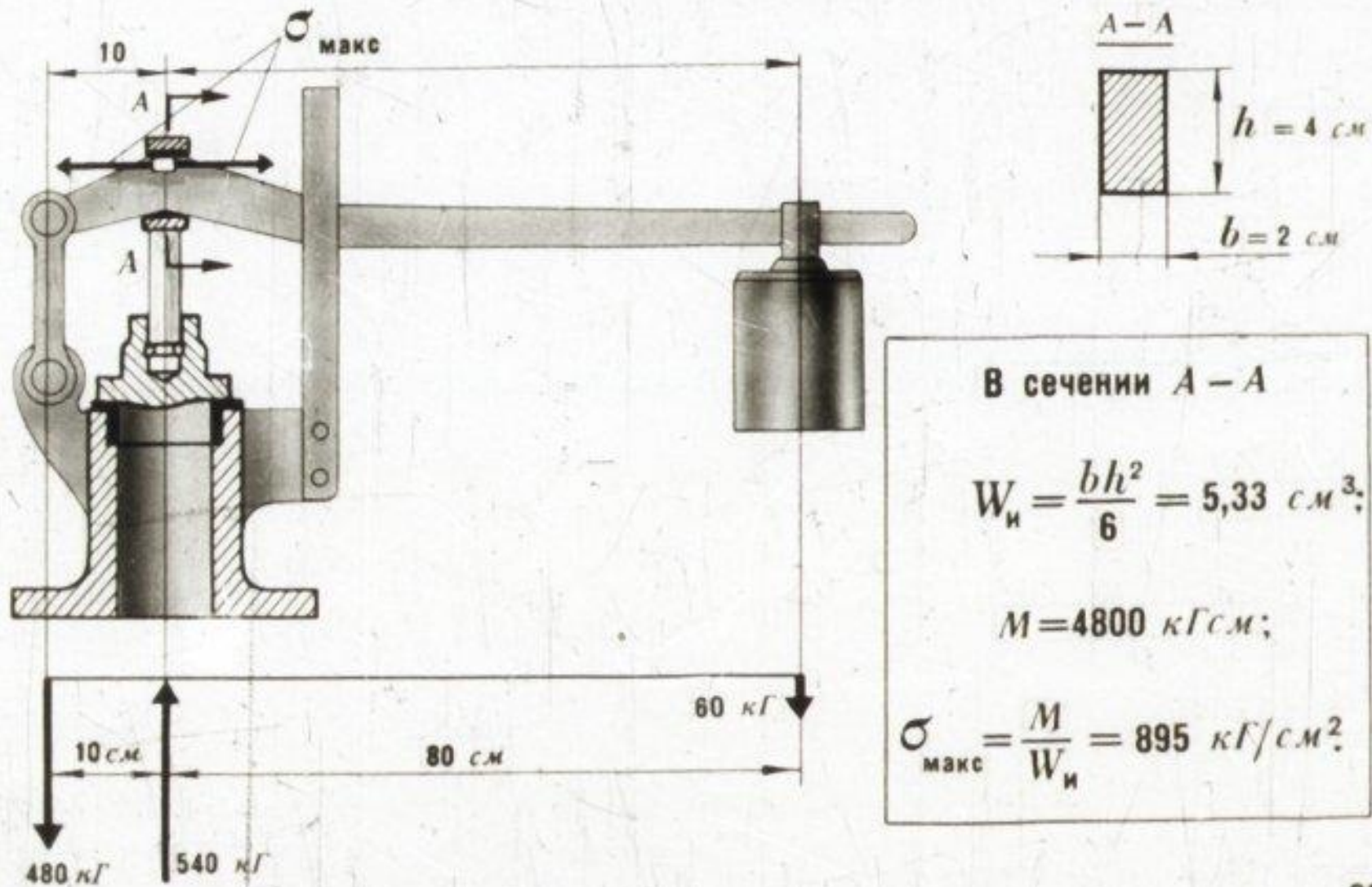
$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M_{\text{макс}}}{W_{\text{и}}} = 10 \frac{Pl}{d^3} ;$$

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{4Q}{3\pi r^2} = 1,7 \frac{P}{d^2} ;$$

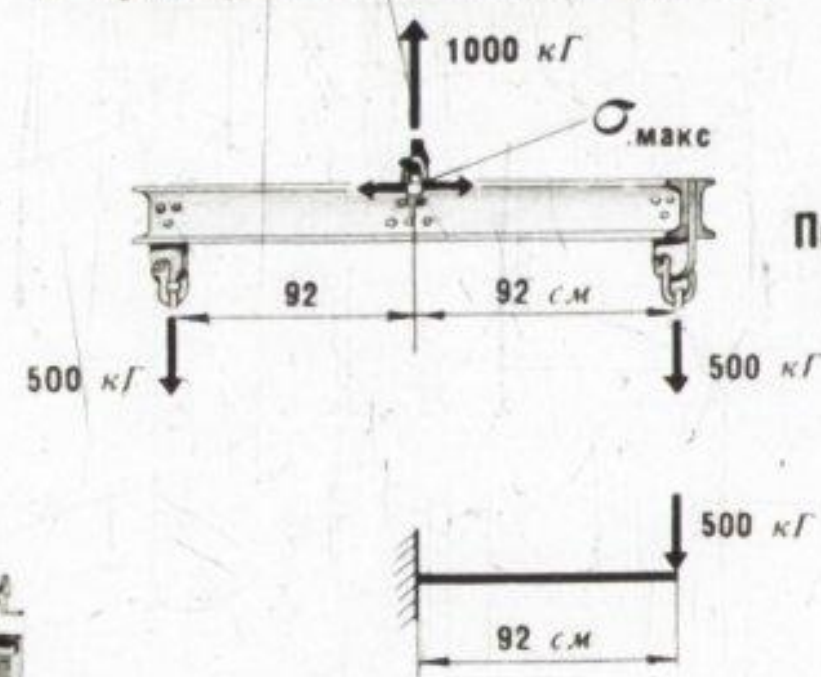
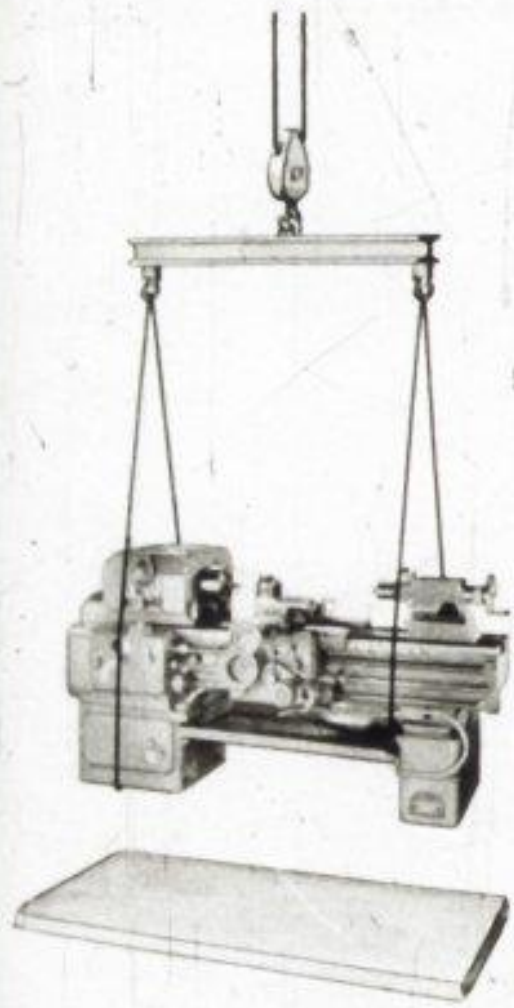
$$\frac{\sigma_{\text{макс}}}{\tau_{\text{макс}}} = 5,9 \frac{l}{d} > 59 !$$

Касательные напряжения при изгибе
обычно значительно меньше нормальных.

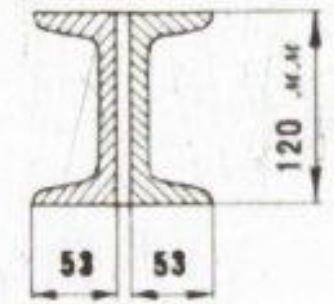
Расчет максимального нормального напряжения в рычаге предохранительного клапана



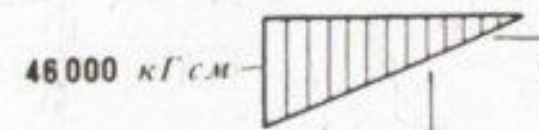
Расчет максимального нормального напряжения в траверсе подъемного крана



Поперечное сечение



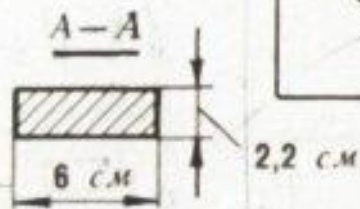
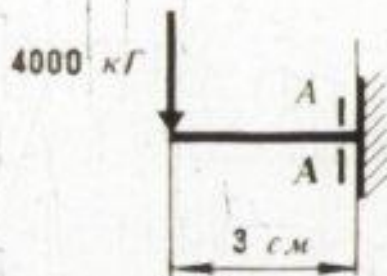
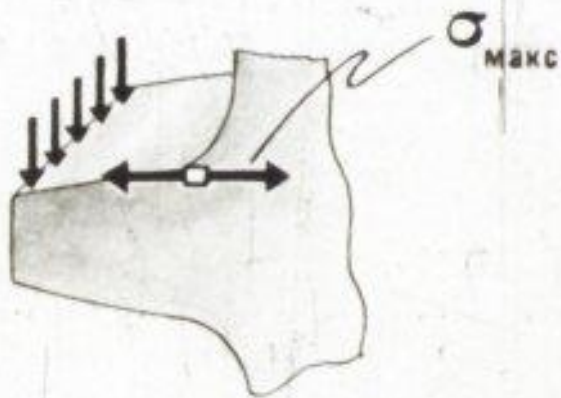
Эпюра изгибающего момента



$$W_{\text{и}} = 2 \cdot 57,7 = 115,4 \text{ см}^3$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{46000}{115,4} = 400 \text{ кг/см}^2$$

Расчет максимального нормального напряжения в зубе шестерни



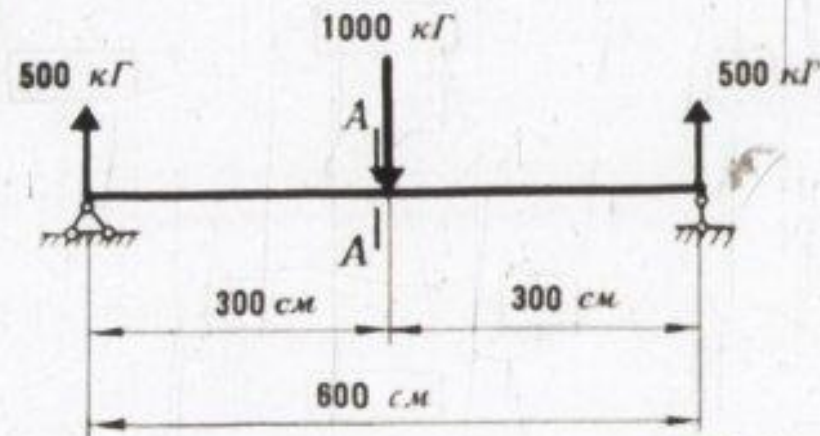
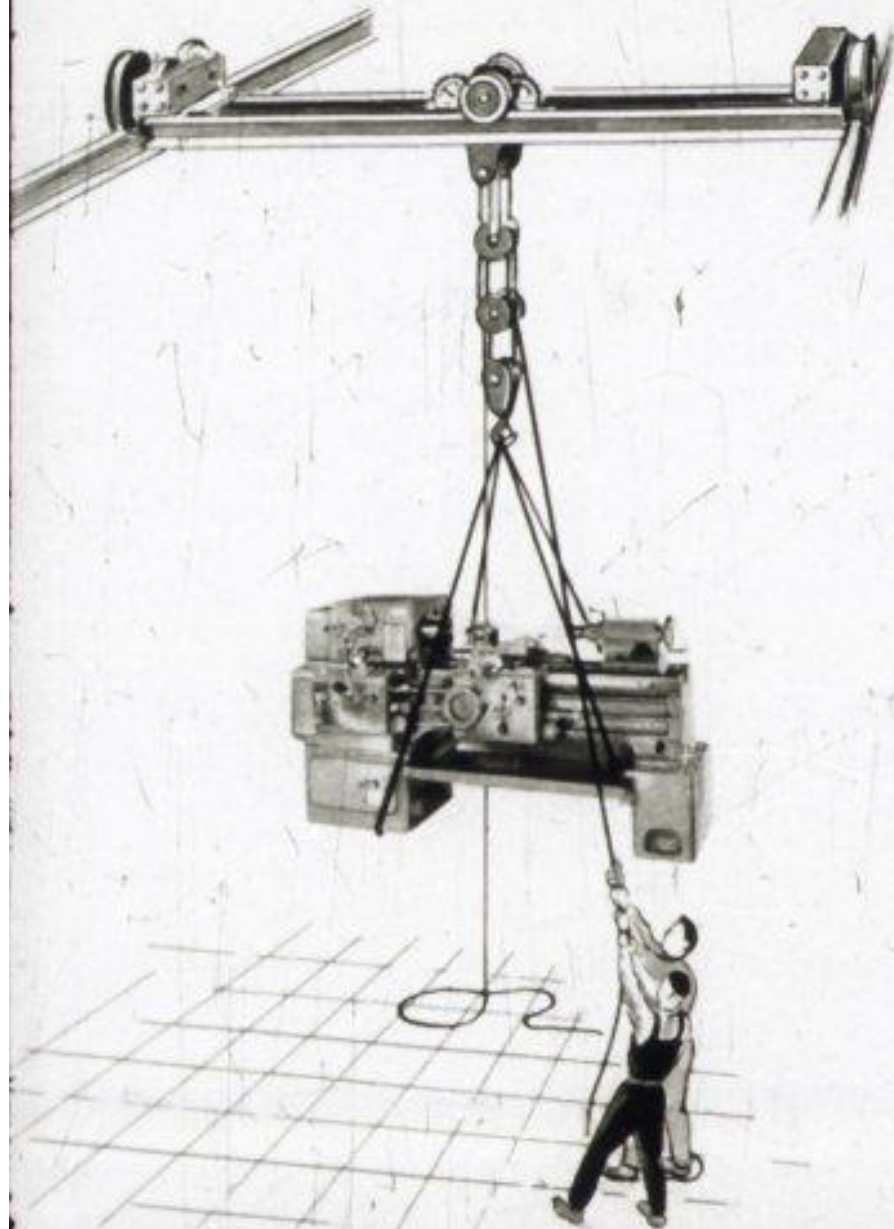
В сечении А — А

$$M = 4000 \cdot 3 = 12000 \text{ кгсм};$$

$$W_n = \frac{bh^2}{6} = 4,84 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{12000}{4,84} = 2480 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет максимального нормального напряжения в балке ручного крана



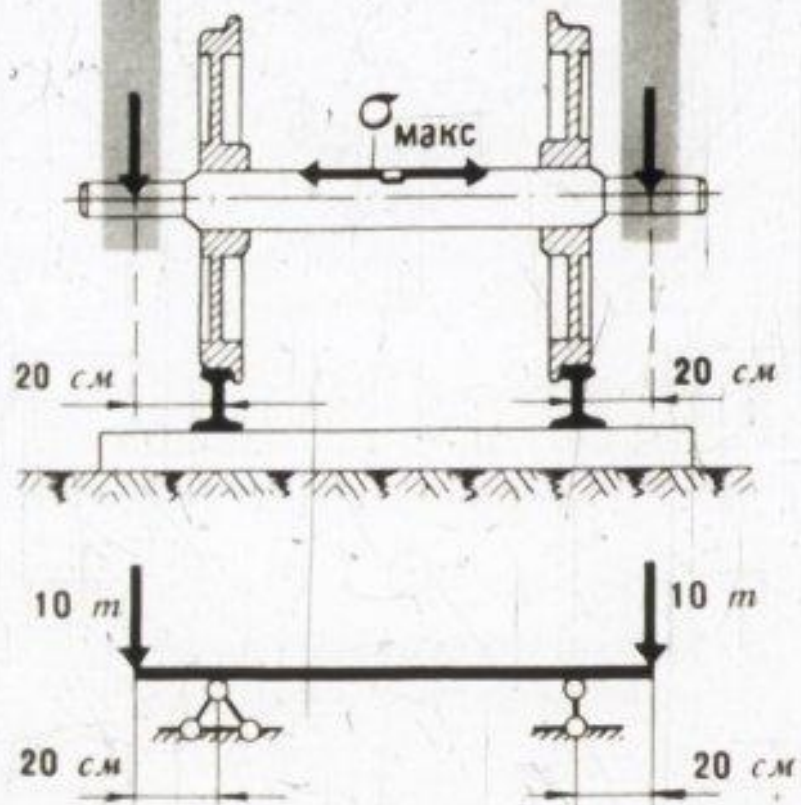
$$M = 150\,000 \text{ кгсм}$$



2 двутавра № 18

$$W_n = 2 \cdot 185 = 370 \text{ см}^3;$$
$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{150\,000}{370} = 405 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет диаметра оси железнодорожного вагона



$$M = 200 \text{ тсм} = 200\,000 \text{ кгсм}$$

Допускаемое напряжение
(с учетом усталости)

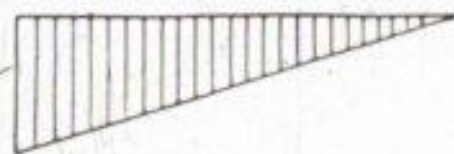
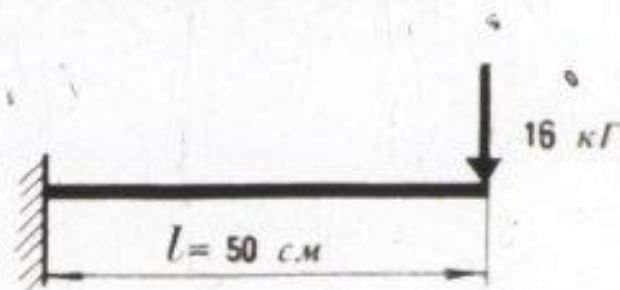
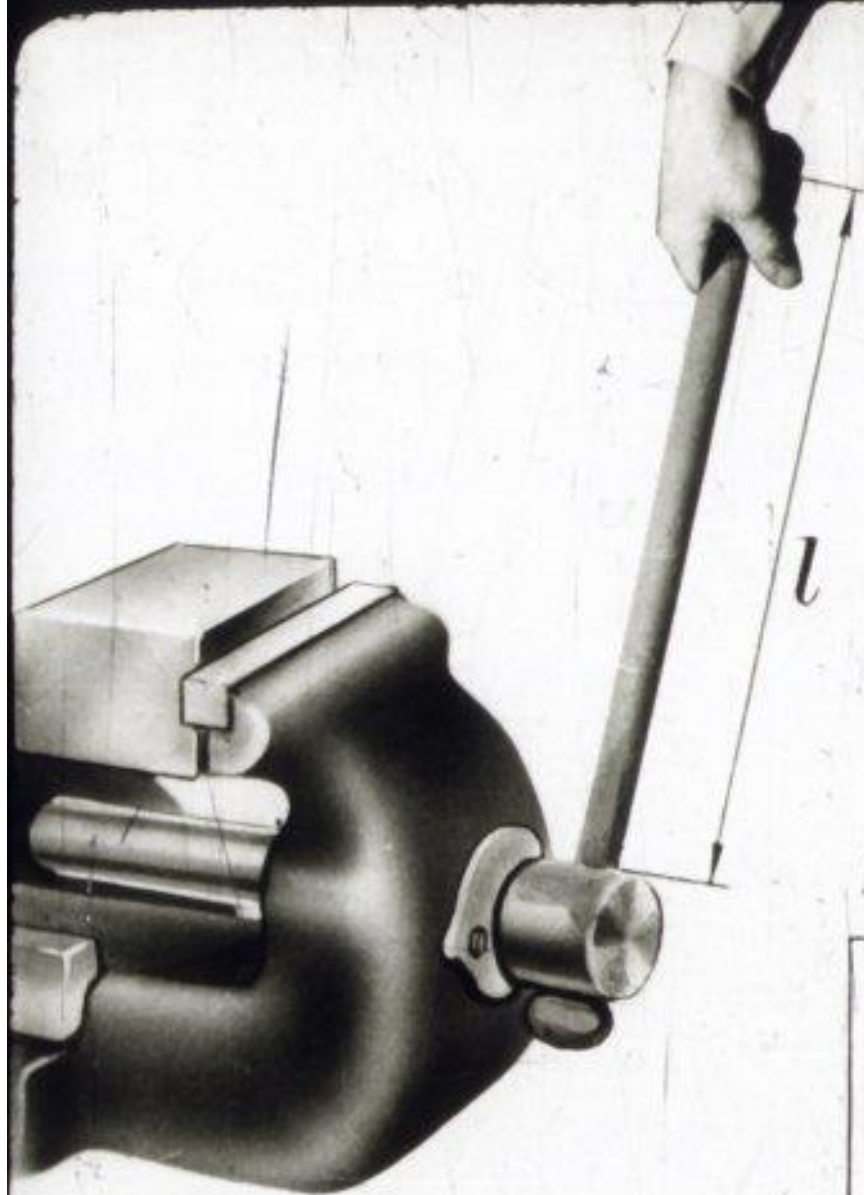
$$[\sigma] = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

$$W_{\text{и}} \geq \frac{M}{[\sigma]} = \frac{200\,000}{1000} = 200 \text{ см}^3;$$

$$W_{\text{и}} \approx \frac{d^3}{10};$$

$$d = \sqrt[3]{2000} = 12,6 \text{ см}.$$

Расчет
диаметра рукоятки тисков
по заданному допускаемому
напряжению



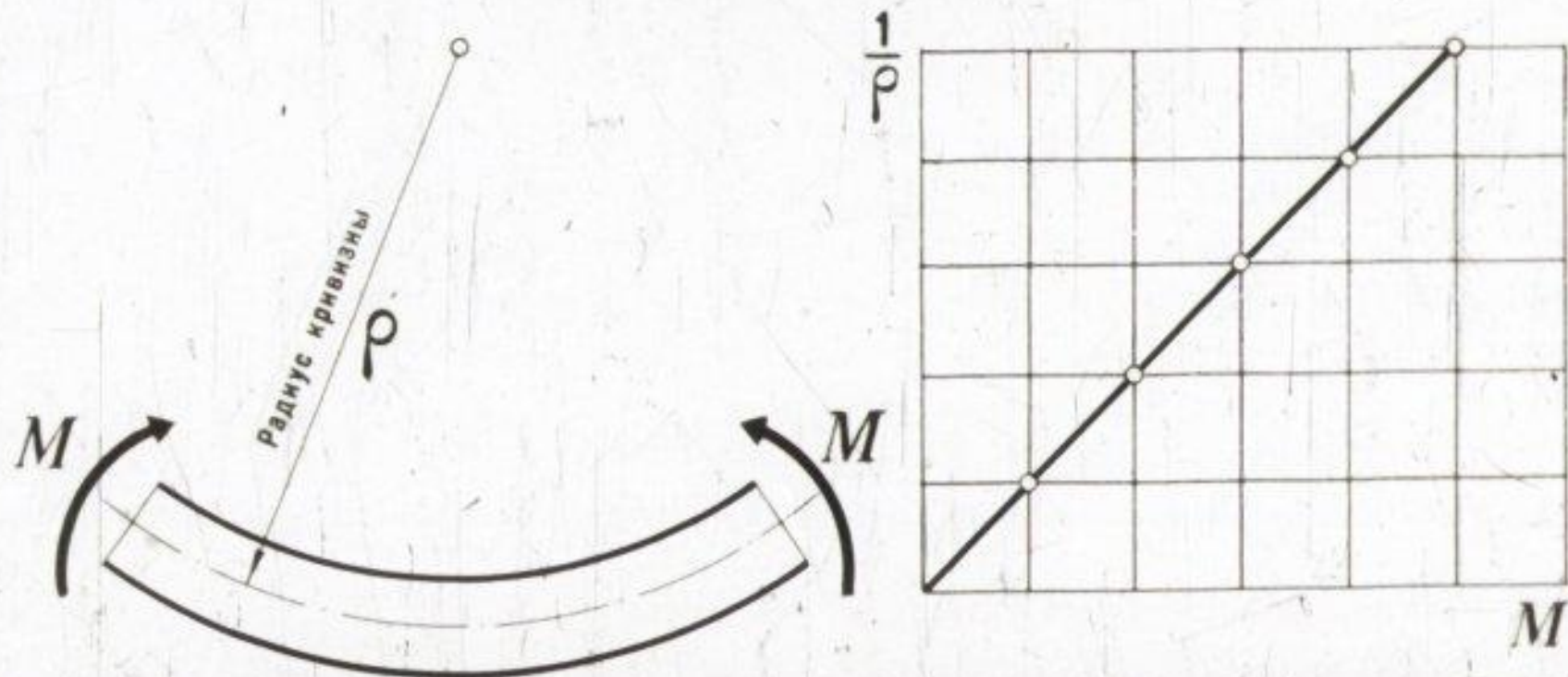
$M = 800 \text{ кгсм}$

$$[\sigma] = 1600 \text{ кг/см}^2.$$

$$W_H \geq \frac{M}{[\sigma]} = 0,5 \text{ см}^3;$$

$$W_H \approx \frac{d^3}{10}; \quad d = 1,7 \text{ см.}$$

Закон Гука при изгибе

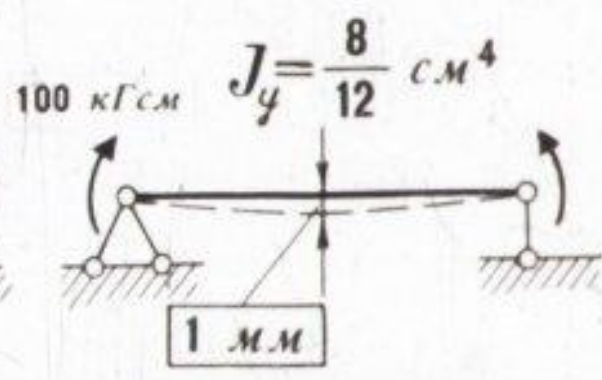
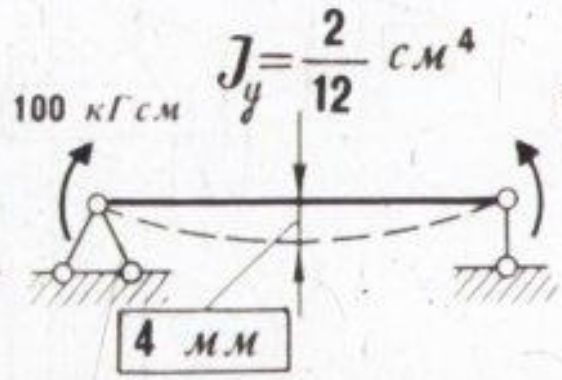
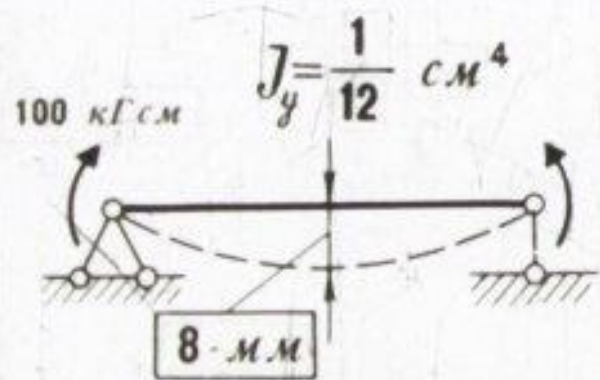
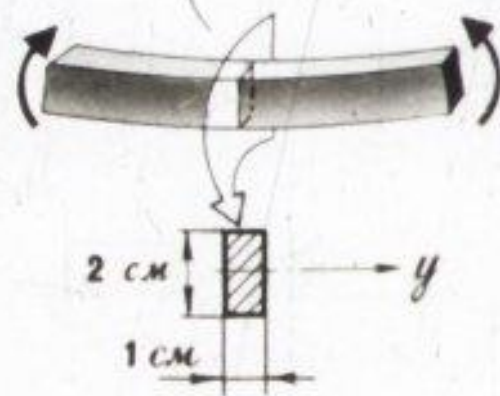
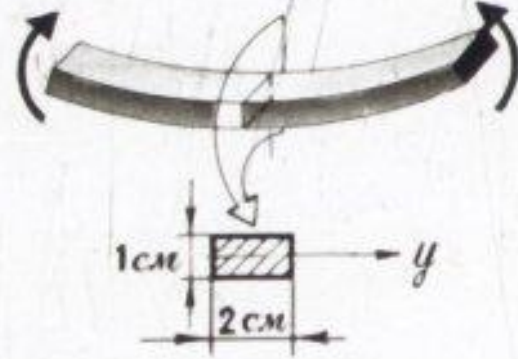
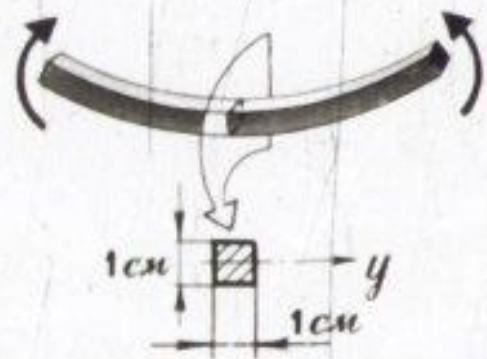


Кривизна оси изогнутой балки
прямо пропорциональна изгибаю-
щему моменту.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ}.$$

EJ — жесткость поперечного сечения

Зависимость прогиба балки от момента инерции



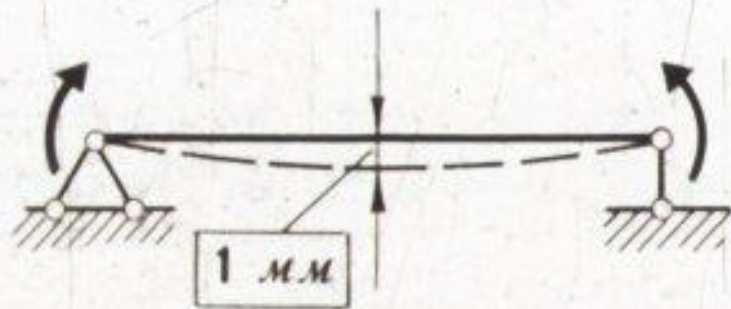
Прогиб балки обратно пропорционален моменту инерции поперечного сечения.

Зависимость прогиба балки от модуля упругости материала

Балка

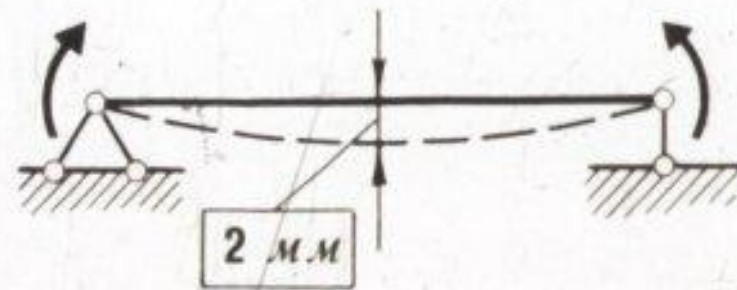
Стальная

$(E=2000000 \text{ кг/см}^2)$

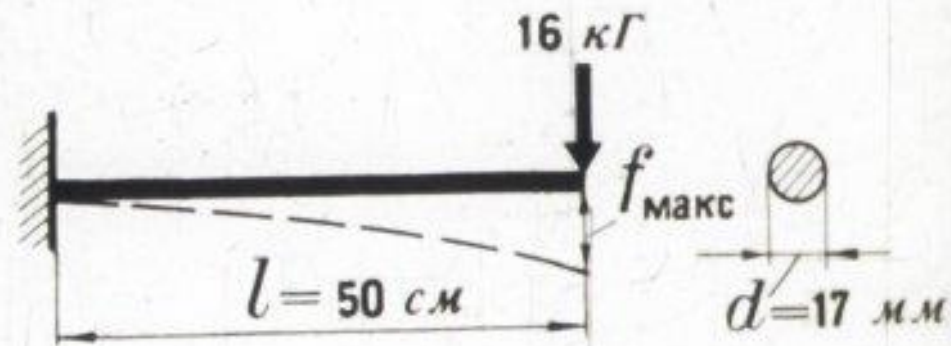
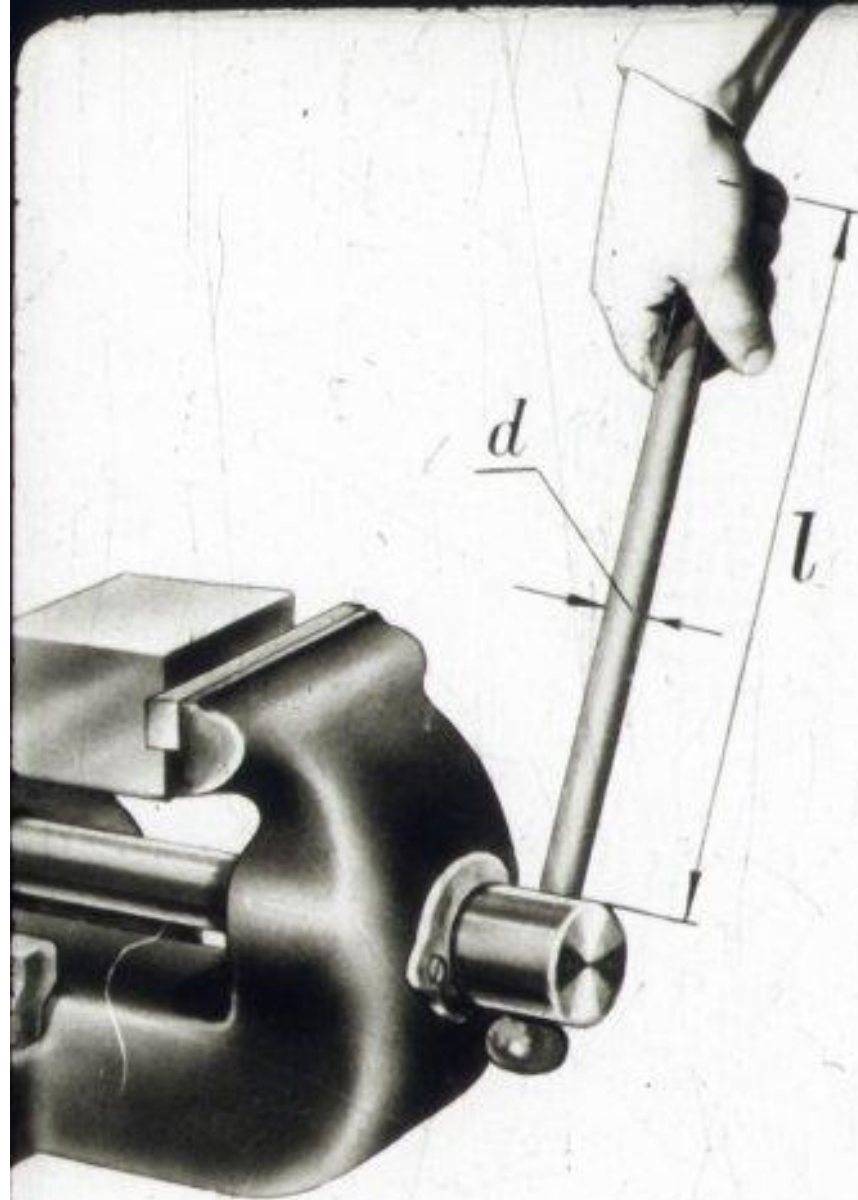


Латунная

$(E=1000000 \text{ кг/см}^2)$



Расчет максимального прогиба

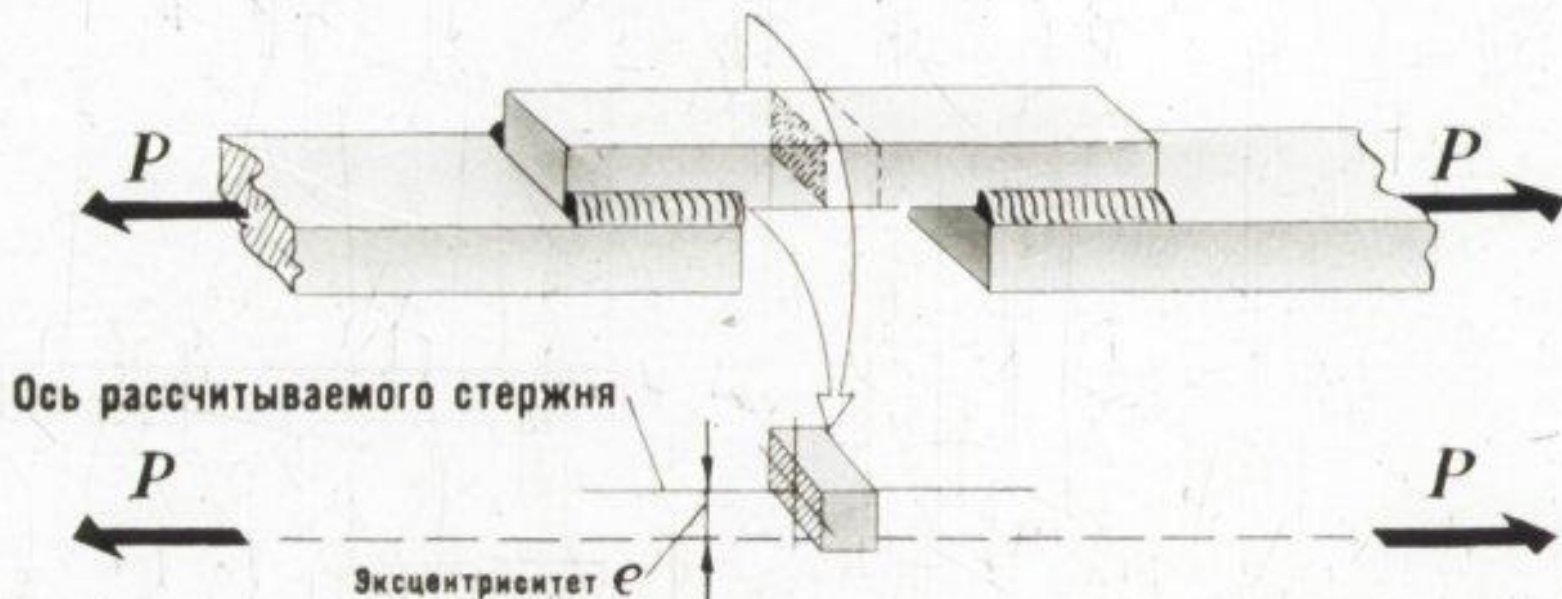


$$J \approx \frac{d^4}{20} = 0,42 \text{ см}^4;$$

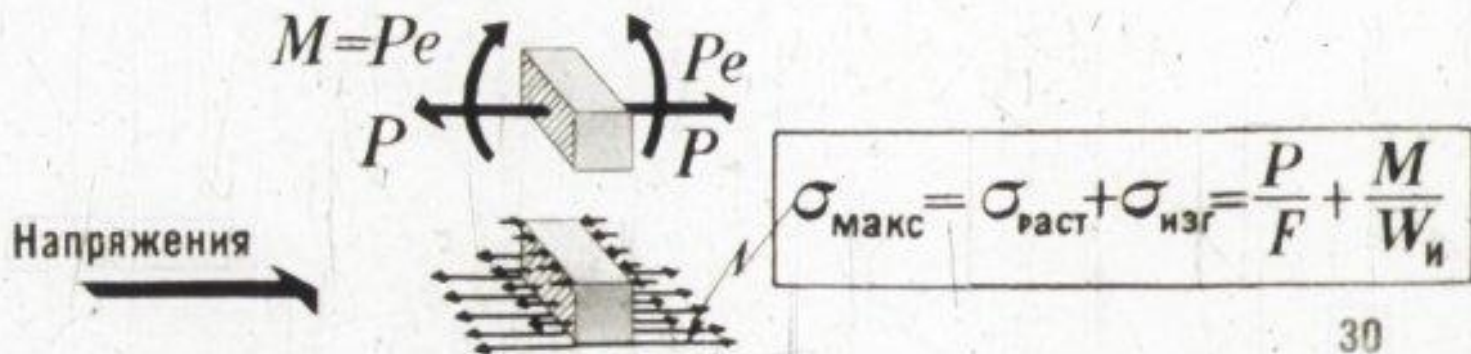
$$E = 2000000 \text{ кг/см}^2;$$

$$f_{\text{макс}} = \frac{Pl^3}{3EJ} = 0,8 \text{ см.}$$

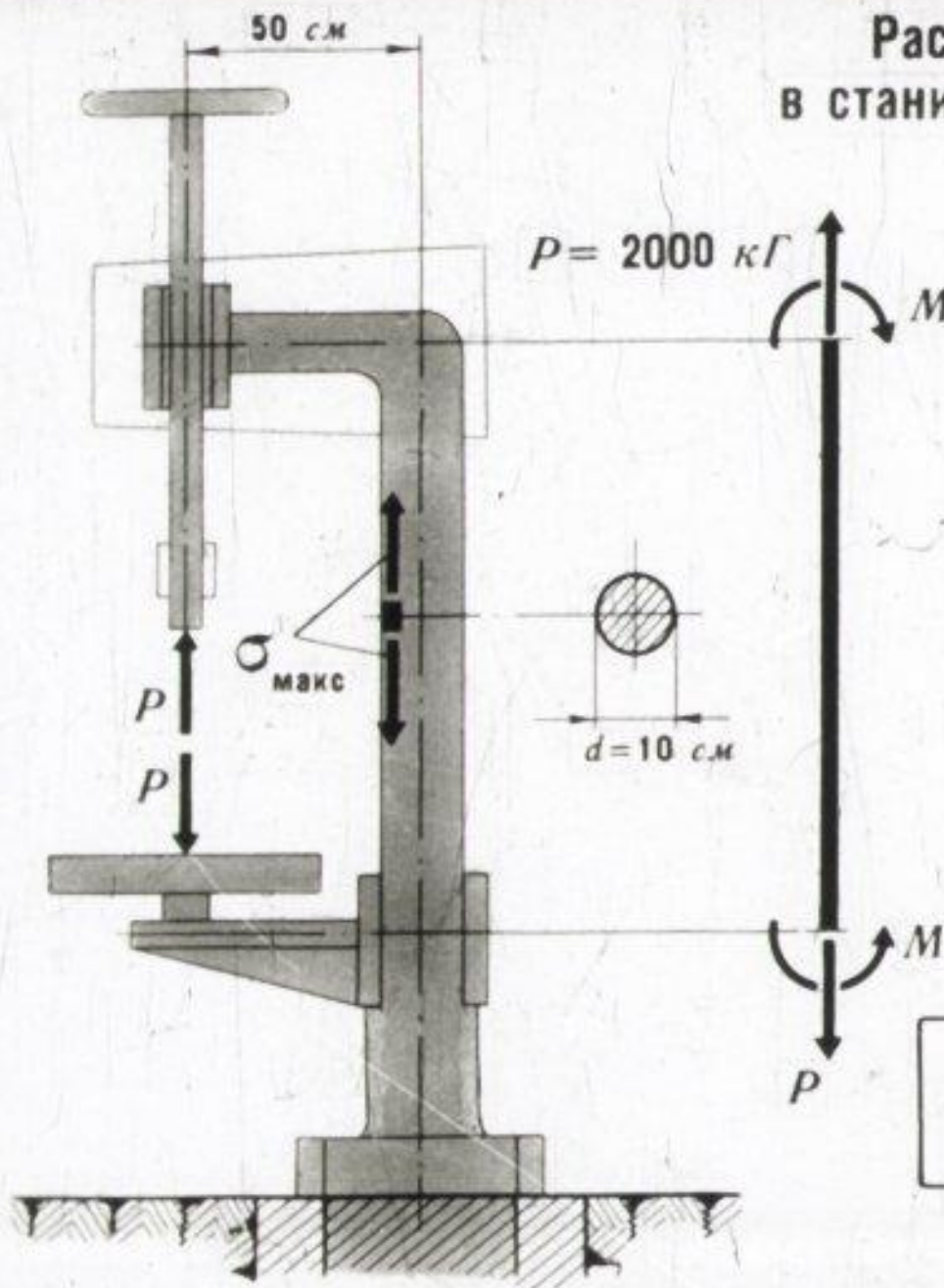
Внецентренное растяжение



Усилия в поперечных сечениях стержня



Расчет величины $\sigma_{\text{макс}}$
в станине сверлильного станка



$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 78,5 \text{ см}^2.$$

$$W_H \approx \frac{d^3}{10} = 100 \text{ см}^3.$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{P}{F} + \frac{M}{W_H} = 1025 \text{ кг/см}^2.$$

Изгиб с кручением стержня

Усилия в опасном сечении:

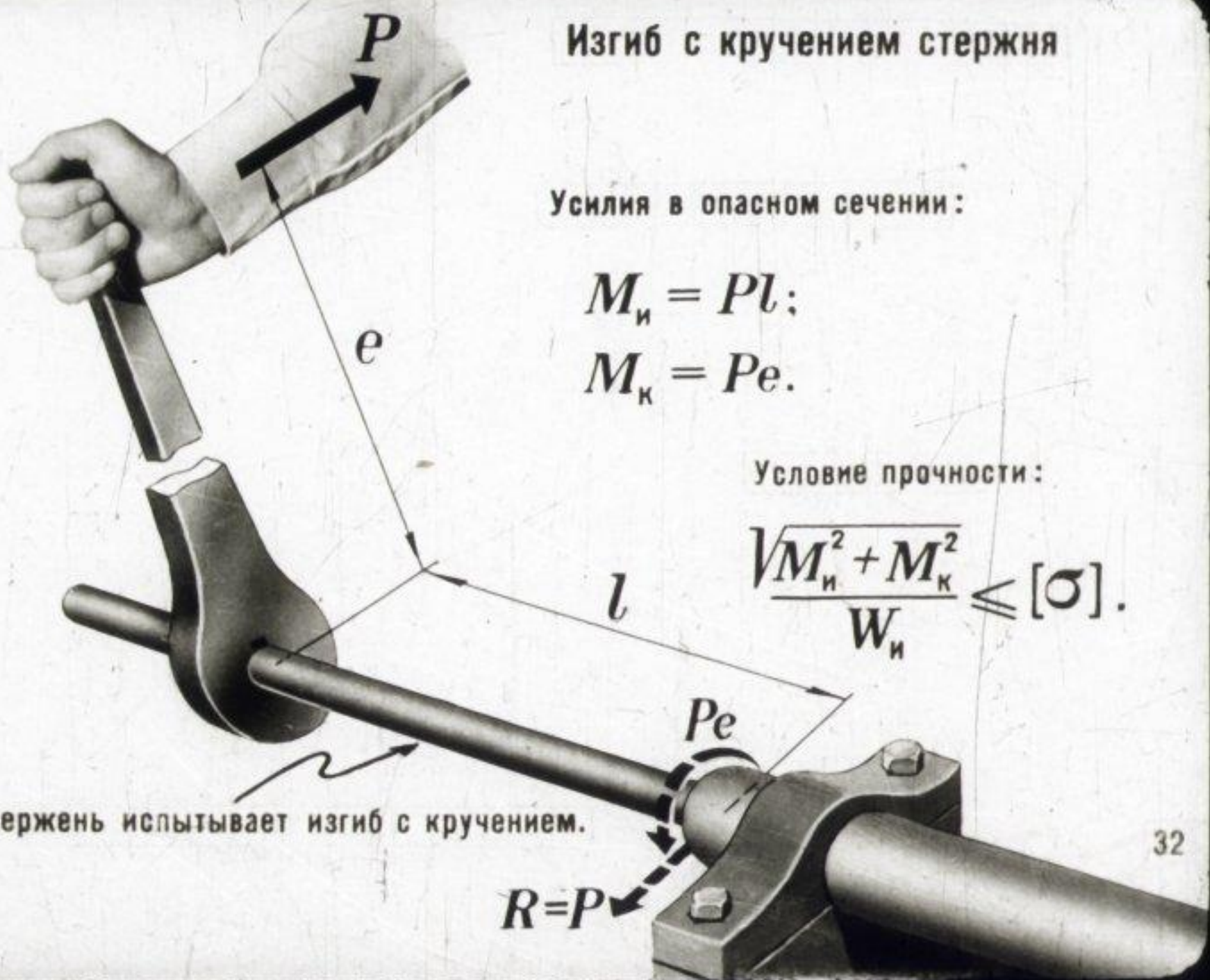
$$M_{\text{и}} = Pl;$$

$$M_{\text{к}} = Pe.$$

Условие прочности:

$$\frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma].$$

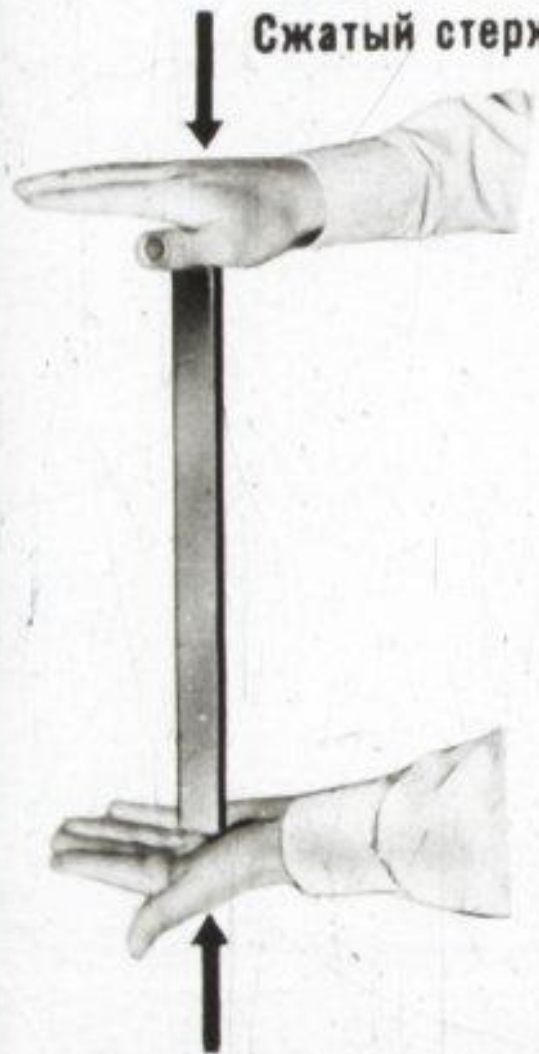
Стержень испытывает изгиб с кручением.



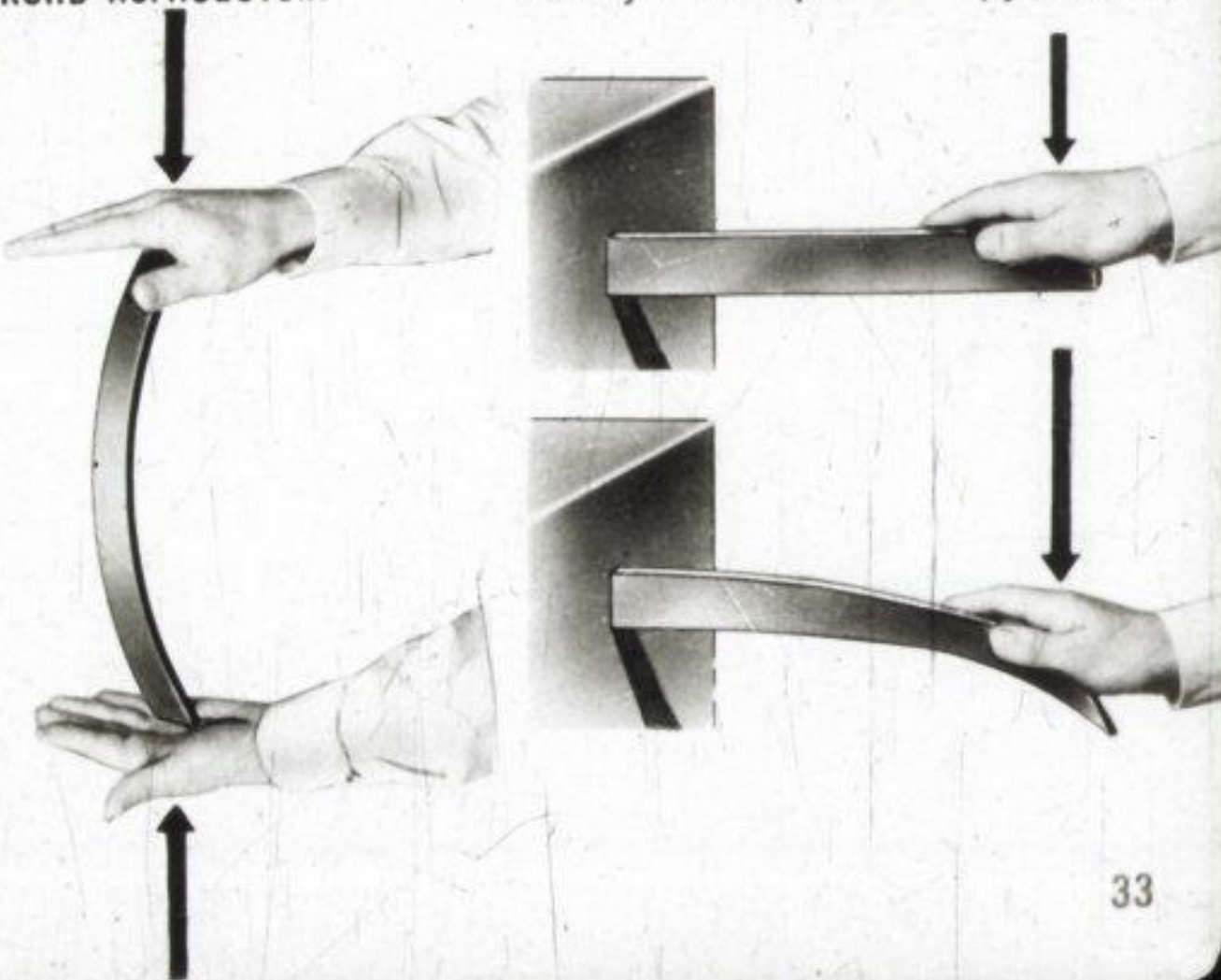
Потеря устойчивости деформации

При увеличении силы

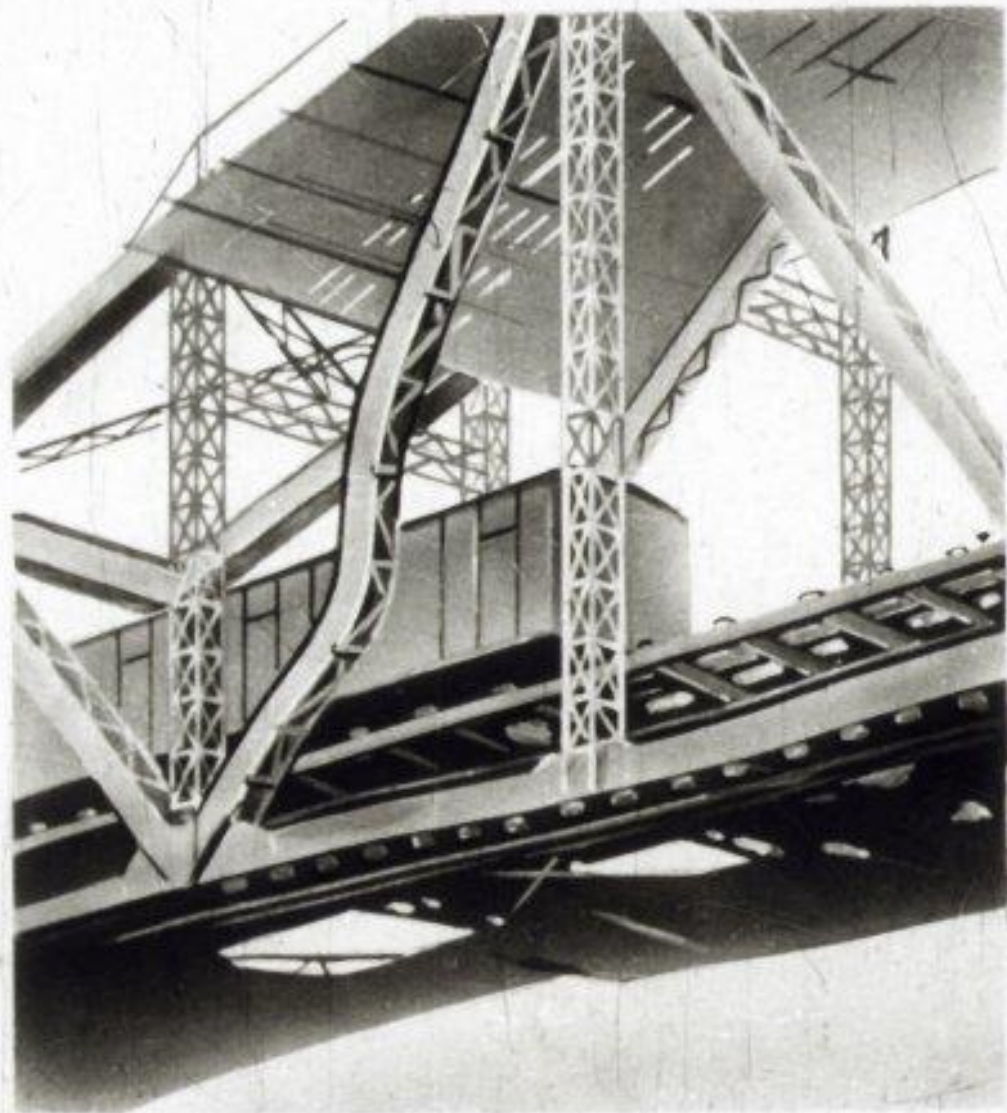
Сжатый стержень изгибается.



Изогнутый стержень скручивается.



Потеря устойчивости деформации сжатия



Железнодорожный мост вышел из строя из-за того, что сжатый раскос потерял устойчивость деформации сжатия и изогнулся.

Потеря устойчивости деформации сжатия



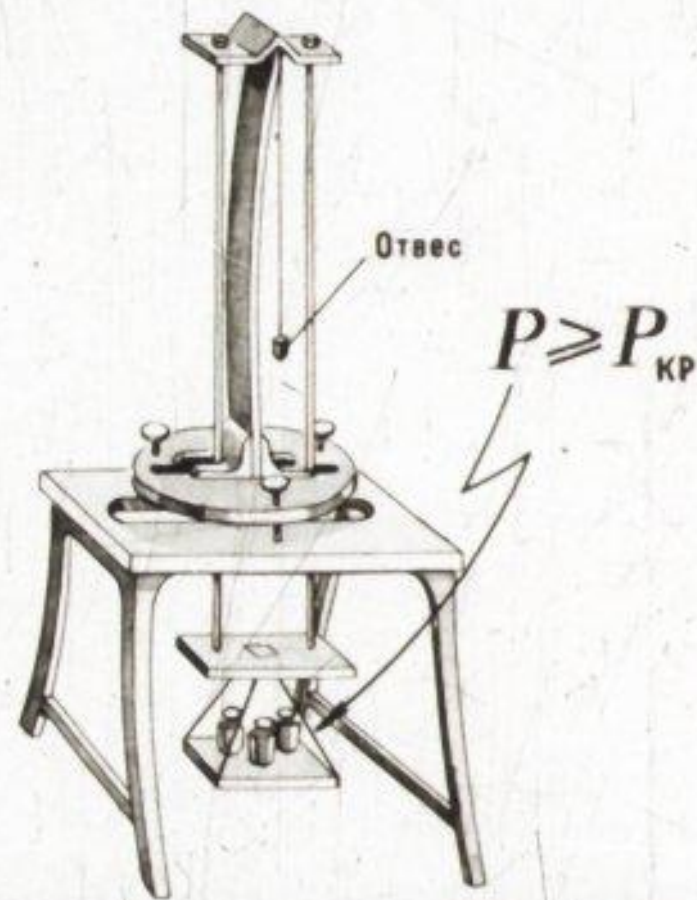
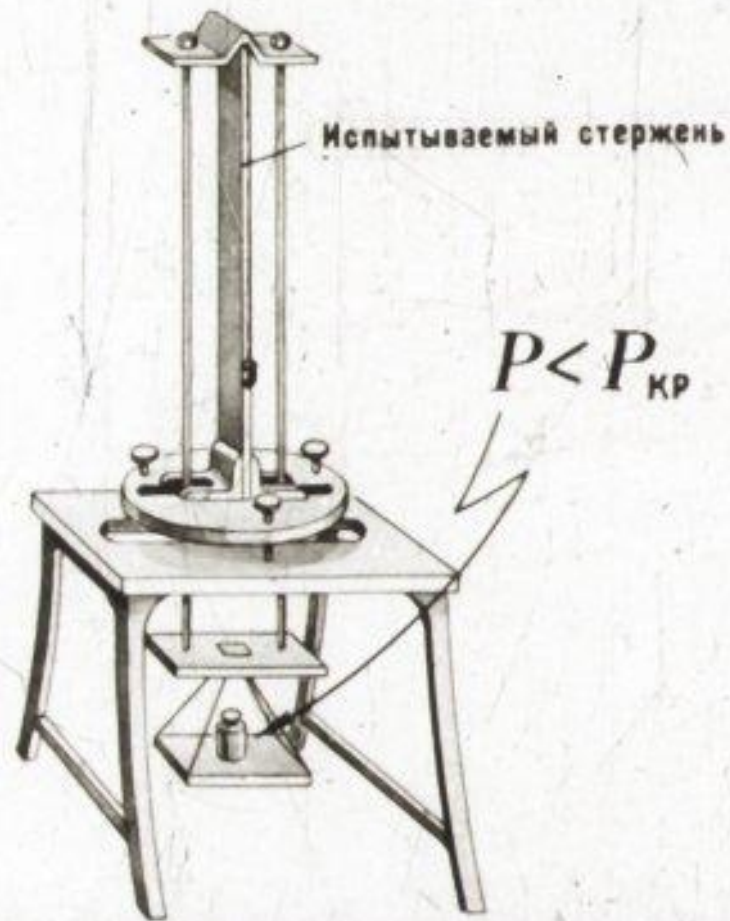
Сверла



Выколотки

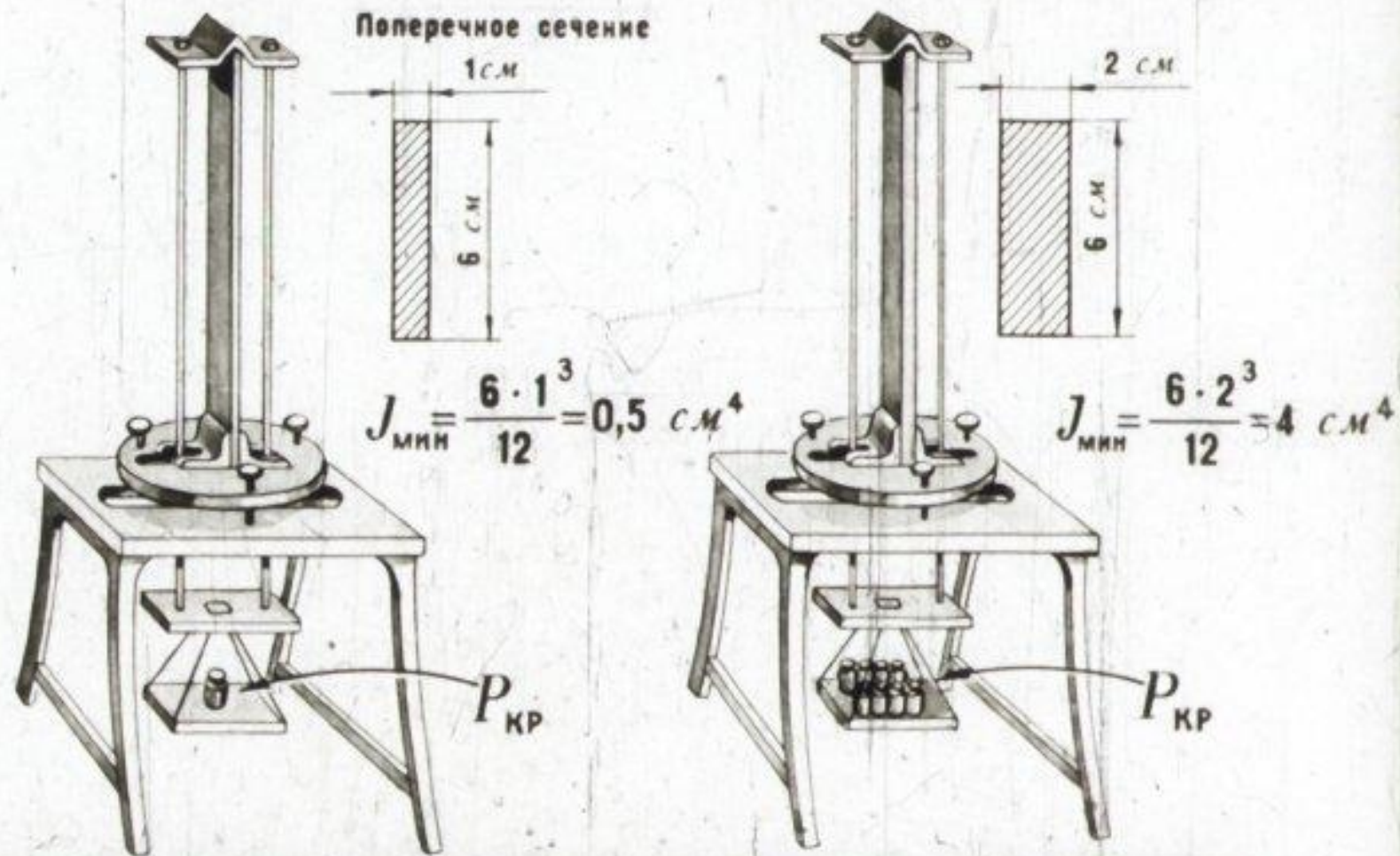


Критическая сила центрального сжатого стержня



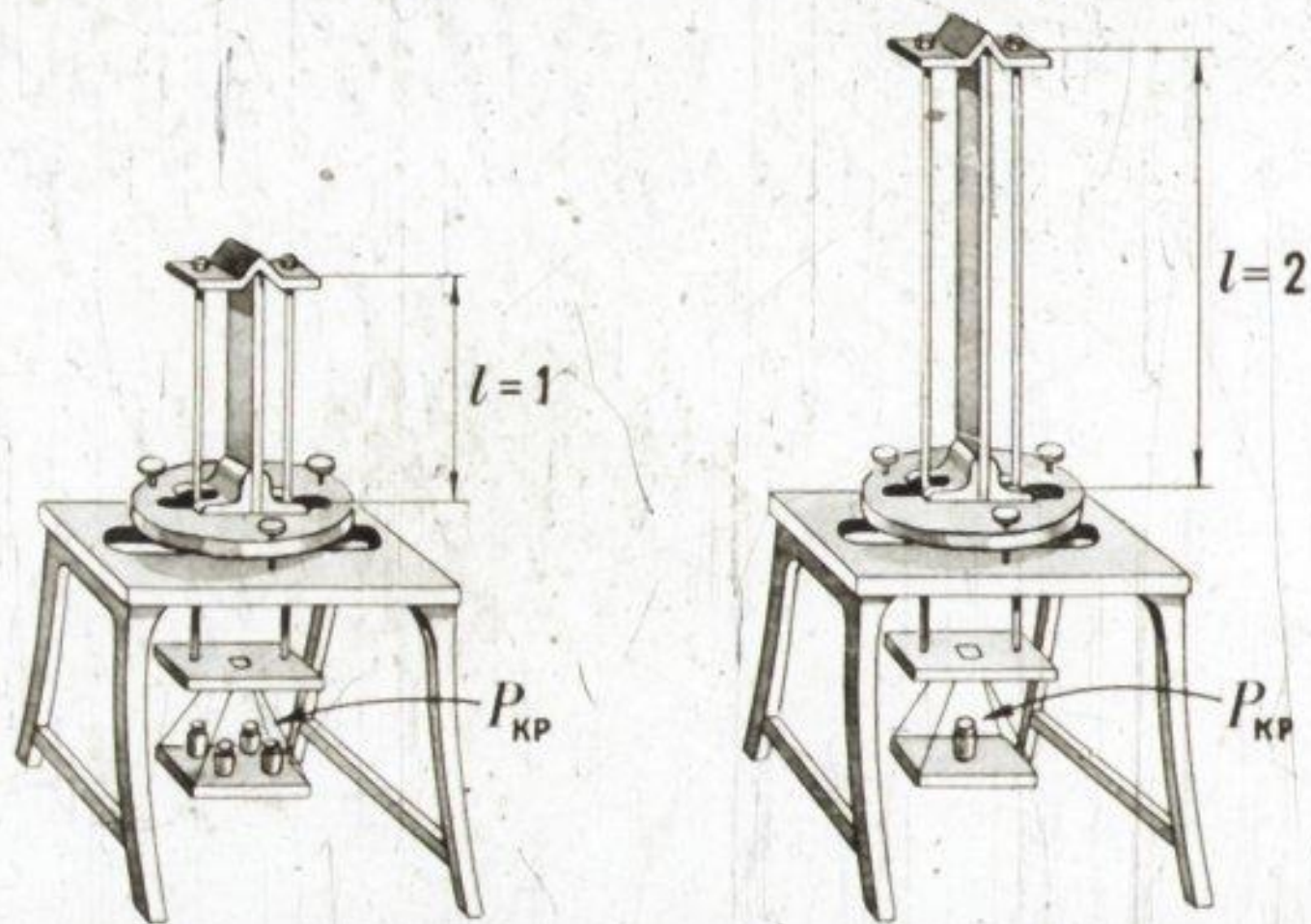
Превышение силой P критического значения $P_{кр}$ влечет за собой потерю устойчивости деформации.

Зависимость критической силы от момента инерции



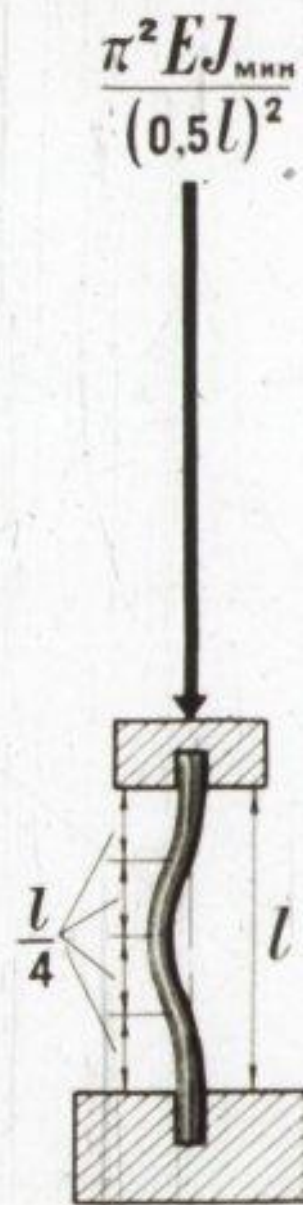
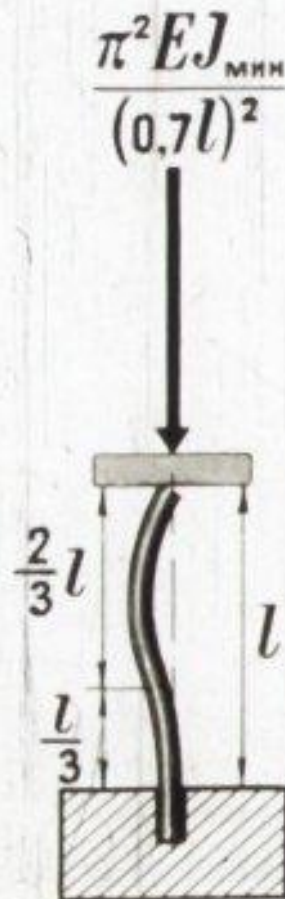
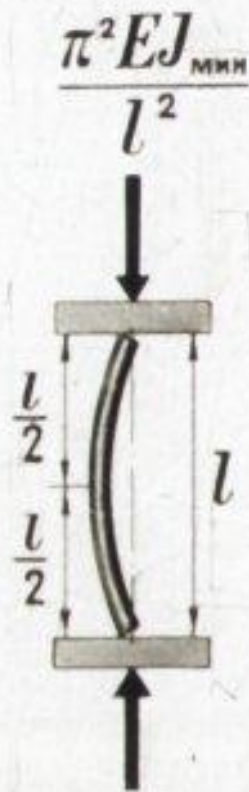
Критическая сила прямо пропорциональна минимальному моменту инерции поперечного сечения стержня.

Зависимость критической силы от длины стержня

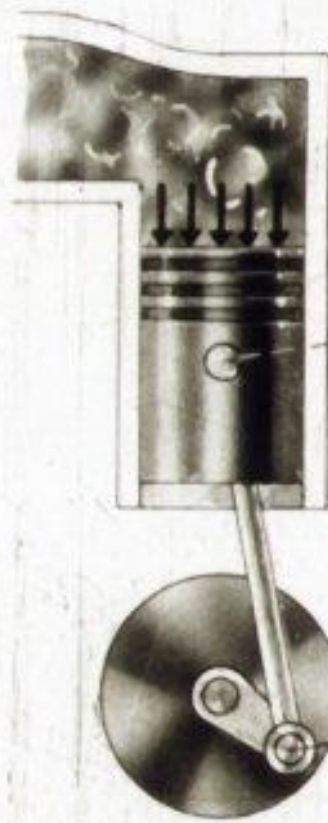


Критическая сила обратно пропорциональна квадрату длины стержня.

Критическая сила тонкого сжатого стержня
при различных видах опирания
(по Эйлеру)



Расчет критической силы тонкого сжатого стержня
(по формуле Эйлера)



Поперечное сечение



$l = 50$ см

$d = 20$ мм

$$E = 2000000 \text{ кг/см}^2.$$

$$J = 0,785 \text{ см}^4.$$

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{мин}}{l^2} = 6170 \text{ кг.}$$

Конец диафильма

Автор доктор технических наук
профессор *Вишневецкий Г. Д.*

Консультант засл. деятель науки и техники РСФСР
доктор технических наук
профессор *Панарин Н. Я.*

Художник *Власов В. А.*

Редактор *Горохова Б. С.*

М 09366

Фабрика экранных учебно-наглядных пособий

Ленинград, Л-95

ул. Зои Космодемьянской, 26

- 1967 -