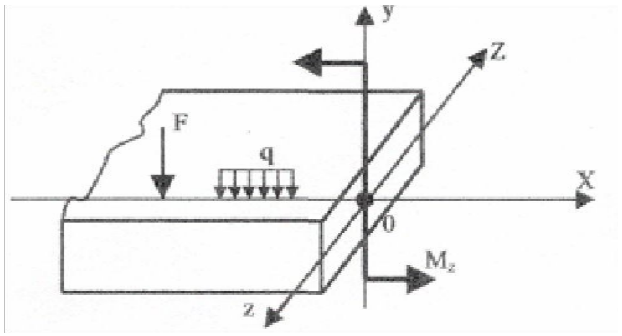
Лекція 6

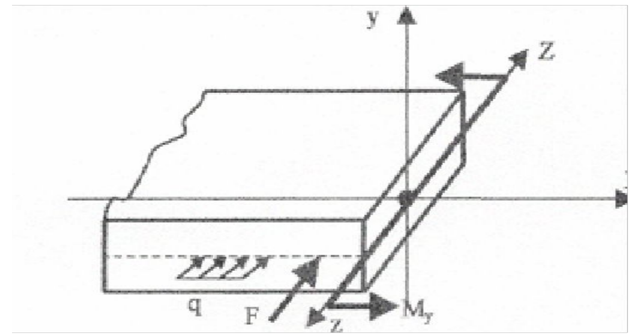
ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ ПРИ ЗГИНАННІ. УМОВИ МІЦНОСТІ ПРИ ЗГИНАННІ

1 **Плоский згин.**

При поперечному плоскому згині із шести внутрішніх силових факторів відмінними від нуля є два: поперечна сила і згинаючий момент, при чому вони повинні виникати в одній площині.



$$\left\{\begin{array}{l} Q_y \neq 0 \\ M_y \neq 0 \\ N = Q_z = M_y = M_{кр} = 0 \end{array}\right. \quad \left.\begin{array}{l} \text{В площині} \\ XOY \text{ діють} \\ \text{всі силові} \\ \text{фактори} \end{array}\right\}$$



$$\left\{\begin{array}{l} Q_z \neq 0 \\ M_y \neq 0 \\ N = Q_z = M_z = M_{кр} = 0 \end{array}\right. \quad \left.\begin{array}{l} \text{В площині} \\ XOZ \text{ діють} \\ \text{всі силові} \\ \text{фактори} \end{array}\right\}$$

Плоским називається згин, при якому всі силові фактори, що діють на тіло, обов'язково прикладені в одній і тій же площині і ця площина обов'язково співпадає з одною із головних площин інерції перерізу. Так як при плоскому згині в загальному випадку одночасно два силових фактори відмінні від нуля, то в будь-якій довільній точці довільного перерізу по довжині стержня виникають два напруження :

– нормальне напруження **σ**, величина і знак якого залежить від згинаючого моменту М;

– дотичне напруження **τ**, величина і знак якого залежить тільки від поперечної сили Q.

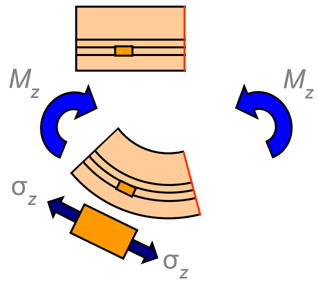
Для визначення нормальних напружень розглянемо окремий випадок плоского згину – чистий згин.
В цьому випадку навантаження, із шести внутрішніх зусиль залишається тільки згинаючий момент М в одній площині.

2 Визначення нормальних напружень при згині. Чистий згин.

Основні припущення:

1. **Поздовжні волокна стержня** (паралельні його осі) **отримують лише деформації розтягу-стиску** і не здійснюють тиску один на одного (гіпотеза про відсутність тиску поздовжніх волокон один на одного).

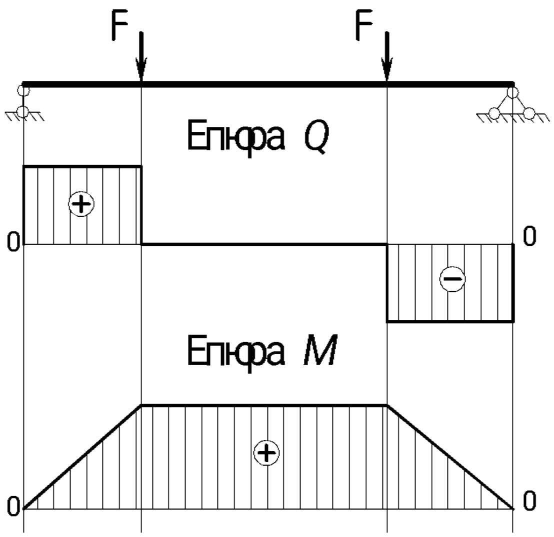
2. **Кожний поперечний переріз стержня, плоский до деформацій, залишається плоским** і нормальним до деформованої осі стержня після деформації (гіпотеза плоских перерізів).

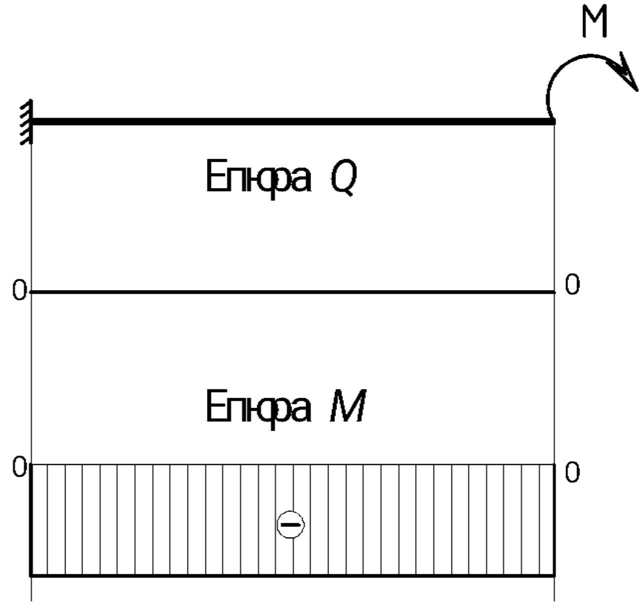


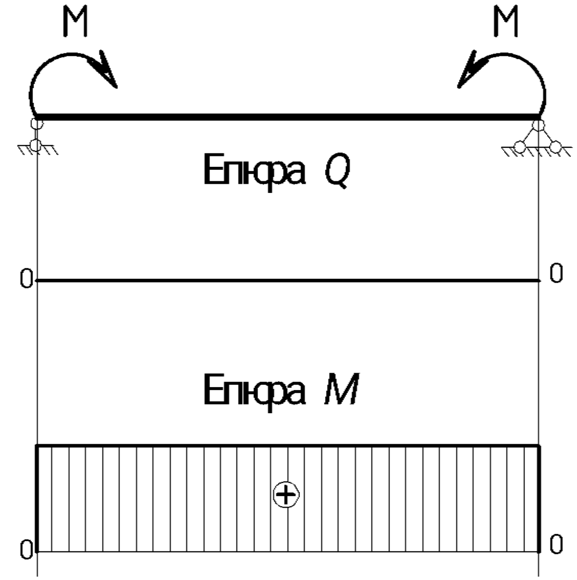
Перша гіпотеза нехтує впливом нормальних напружень σ_x і σ_y на поздовжню деформацію елемента, друга - деформаціями зсуву. Обидві гіпотези підтверджуються експериментально на основній частині довжини стрижня.

У загальному випадку балка може зазнавати згину під дією згинальних моментів щодо осей *x* і *y*.

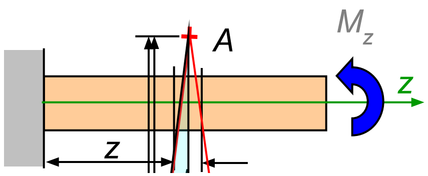
Якщо при цьому згинальний момент постійний і лежить у головній площині перерізу (площині, що проходить через вісь стержня і одну з головних центральних осей інерції), то це означає відсутність поперечної сили, то такий згин називається **чистим згином**.







Нормальні напружень
статично невизначеною, дл



Підставимо напруження у вираз для згинального моменту ($y_0 \equiv y$):

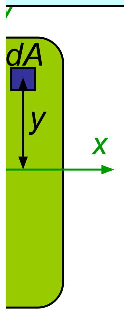
$$M_z = -\int_A \left(-E\frac{y_0}{\rho}\right) y\,dA = \frac{E}{\rho}\boxed{\int_A y^2 dA}. \quad = I_x$$

$$\boxed{\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EI_x}.} \Rightarrow \boxed{\sigma = -\frac{M_z}{I_x}y.}$$

Рівняння зігнутої осі балки. **Формула Навьє.**

Клод-Луї Марі-Анрі Нав'є
Claude-Louis Marie-Henri Navier

Народився	10 лютого 1785 Діжон, Франція
Помер	21 серпня 1836 Париж, Франція
Місце проживання	Франція
Громадянство	Франція
Галузь наукових інтересів	Гідродинаміка
Заклад	Національна школа мостів і доріг, Політехнічна школа
Alma mater	Національна школа мостів і доріг
Відомий завдяки:	Рівняння Нав'є-Стокса



$$\boxed{M_z = -\int_A \sigma_z y\,dA.}$$

Зауваження: Знак мінус враховує правило знаків для згинального моменту і напружень.

$$\boxed{N = \int_A \sigma_z dA;}$$

Так як нормальні зусилля при згині дорівнює нулю, то:

$$\boxed{\int_A \sigma_z dA = 0.}$$

Останнє судження вказує на те, що в перерізі виникають напруження різного знаку і слід припускати, що існують волокна, в яких напруження дорівнюють нулю (нейтральна вісь).

З цих співвідношень знайти напруження і положення нейтральної осі поки не можна, оскільки закон зміни напружень по висоті перерізу невідомий.

іпотези плоских перерізів, поздовжні волокна отримують деформації розтягу-
іні від нейтральної осі. Нейтральна вісь, як і центральна вісь стрижня,
кривизни ρ (т. A – центр кривизни).
кна, що знаходиться
тральної
дорівнює:

$$\Delta dz = 2\frac{dz}{2}\frac{|y_0|}{\rho} = -\frac{y_0}{\rho}dz. \Rightarrow \boxed{\varepsilon_z = \frac{\Delta dz}{dz} = -\frac{y_0}{\rho}.}$$

$$\boxed{\sigma_z = E\varepsilon_z} \Rightarrow \boxed{\sigma_z = -E\frac{y_0}{\rho}.}$$

Закон Гука при згині.

Таким чином, нормальні напруження лінійно залежать від відстані до нейтральної осі.

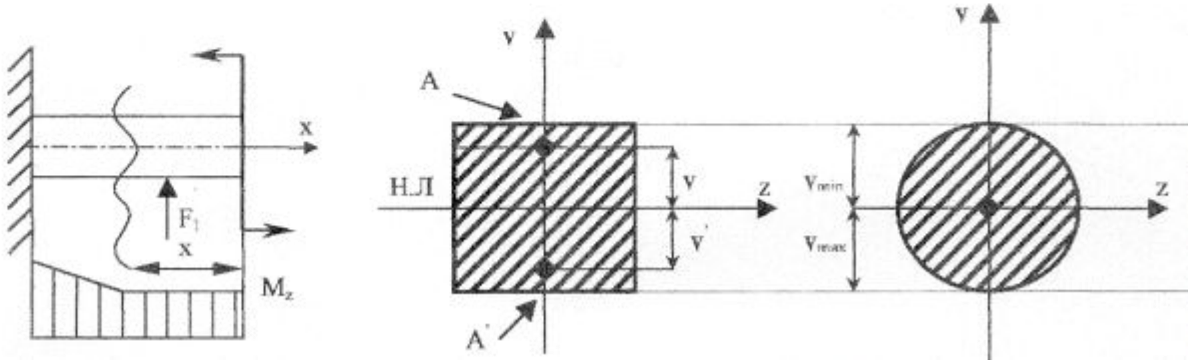
$$= -\frac{E}{\rho}\boxed{\int_A y_0 dA} = 0.$$

Цей інтеграл являє собою статичний момент площі і рівність його нулю означає, що нейтральна вісь проходить через центр ваги.

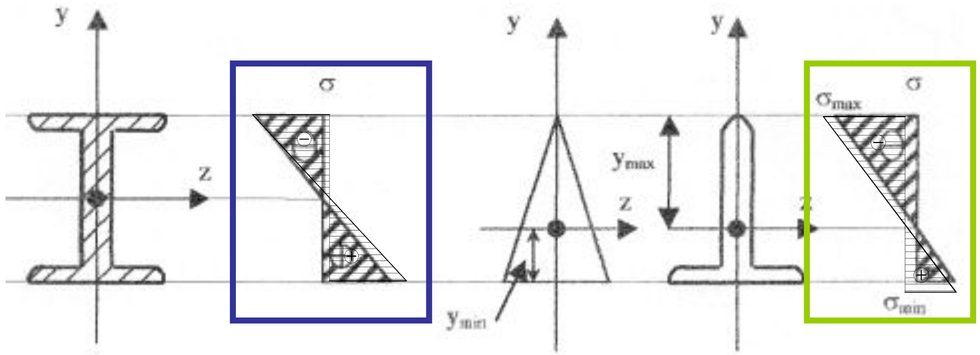
нормальної сили:

3 Аналіз розподілу напружень по висоті поперечного перерізу.

Проаналізуємо закон розподілу нормальних напружень по висоті перерізу для різних його форм.



$$\sigma_A = -\frac{M_z y}{I_z};\qquad \sigma_{A'} = \frac{M_z y'}{I_z}$$



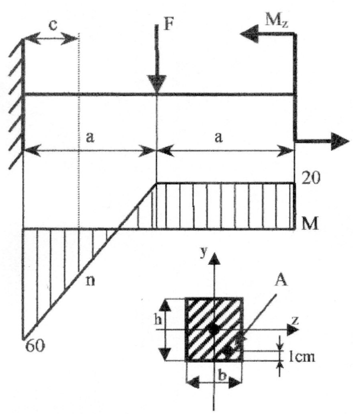
Розподіл нормальних напружень для симетричних перерізів відбувається симетрично відносно нейтральної (центральної) осі.

Розподіл нормальних напружень для несиметричних перерізів відбувається несиметрично відносно нейтральної осі.

Так для симетричної фігури $y_{max} = y_{min}$ і відповідно $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$. Для несиметричних фігур y_{max} і y_{min} визначаються в кожному випадку окремо:

$$\sigma_{\substack{min\\max}} = -\frac{M_z y_{\substack{min\\max}}}{I_z}$$

Приклад №1.



Дано:

$M_z = 20$ кН·м

$F = 80$ кН.

$a = 1$ м; $c = 0,5$ м

$b = 4$ см; $\frac{h}{b} = 2$

Визначити:

Напруження в точці A, що знаходиться на 1см від нижнього краю перерізу і на "с" від місця закріплення балки.

Рішення.

$$\sigma_A = -\frac{M_z^{(n-n)} y_A}{I_z}$$

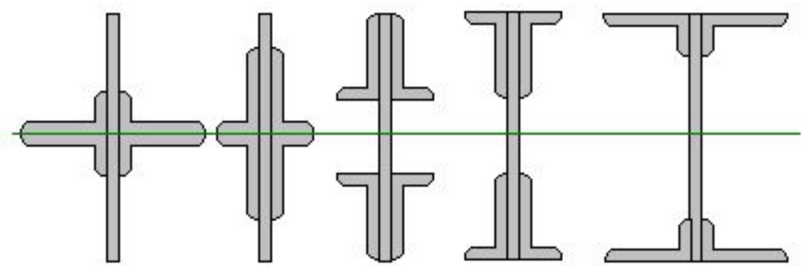
$M_z^{(n-n)}$ – визначимо із епюри M по відношенню сторін прямокутних трикутників. $M_z^{(n-n)} = 20$ кН·м.

$$\sigma_A = -\frac{20\cdot10^3\cdot3\cdot10^{-2}\cdot12}{4\cdot8^3\cdot10^{-8}} = -325\ (\text{МПа})$$

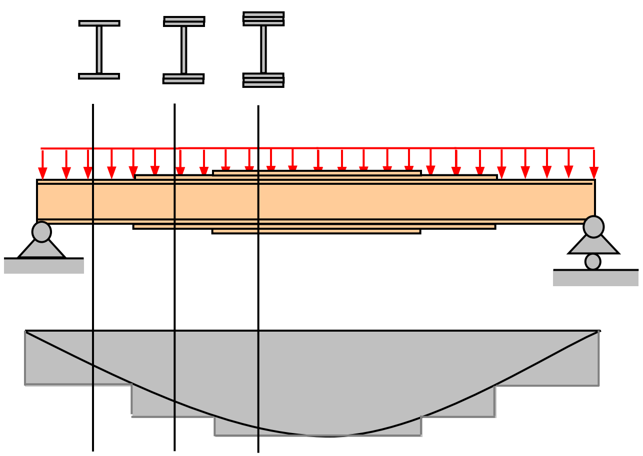
Поняття раціонального перерізу при згині. З формули напружень при згині випливає, що найбільші (позитивні - розтягучі) і найменші (негативні - стискаючі) напруження в поперечному перерізі залежать від величини осьового моменту інерції або осьового моменту опору: $\boxed{\sigma_{\max} = \frac{M_z}{I_x} y_{\max}.}$ $\boxed{\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_x}.}$

При зміні розмірів перерізу змінюються як осьовий момент опору, так і площа перерізу. При цьому величина осьового моменту опору залежить, наприклад, для прямокутного перерізу, від квадрата висоти перерізу, а площа - лінійно. Збільшенням площі збільшує витрату матеріалу на виготовлення балки. Більш раціональним перерізом вважається такий, при якому відношення моменту опору до площі має більше значення. Для цього слід якомога ***більшу частину площі поперечного перерізу розташовувати якомога далі від нейтральної осі***.

Нижче показано 5 поперечних перерізів балки, складених з нерівнополичкових кутиків і листів, площа всіх перерізів однакова, а моменти опору різні:



У зв'язку з тим, що площі цих перерізів однакові, найбільш раціональним з них є той, у якого момент опору W_x більший.



■ Домогтися зниження ваги балки можна також шляхом зміни розмірів перерізу по її довжині відповідно до зміни величини згинального моменту.
Оскільки епюра згинального моменту має в загальному випадку криволінійний обрис, то для отримання раціонального перерізу розміри, наприклад висота або товщина полиць, повинні безперервно змінюватися.
З технологічних міркувань замість цього використовують ступеневу зміну товщини, що досягається приварюванням або приклепуванням додаткових горизонтальних листів:
На малюнку зображена, так звана, *епюра матеріалів*, ординати якої дорівнюють добутку моменту опору поперечного перерізу на допустимі напруження : $\boxed{M_z = W_x[\sigma].}$

4 **Умови міцності по нормальних напруженнях при плоскому згині.**

Максимальні напруження не повинні перевищувати розрахункових або допустимих напружень.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} < [\sigma].$$

У всіх випадках, крім круглого перерізу, потрібно використовувати моменти опору, відповідні орієнтації площини дії згинального моменту.

Наприклад, при дії на балку прямокутного перерізу моменту M_x
при обчисленні максимальних нормальних напружень необхідно використовувати W_x:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} < [\sigma].$$

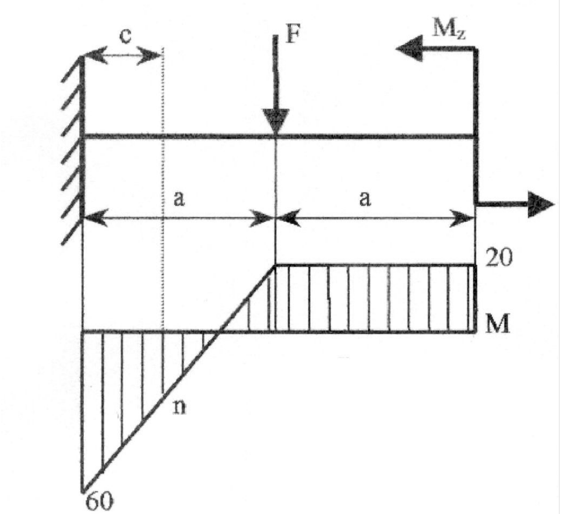
А при дії на балку прямокутного перерізу моменту M_y
при обчисленні максимальних нормальних напружень необхідно використовувати W_y:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} < [\sigma].$$

Три види задач при згині:

1. Умова міцності $\sigma_{\max} = \dfrac{M_{\max}}{W_x} < [\sigma].$
2. Визначення допустимих навантажень $M_{доп} = [\sigma] W_x$
3. Підбір перерізу $W_x = \dfrac{M_{\max}}{[\sigma]}$

Приклад №2. Для попередніх умов навантаження провести перевірку міцності, якщо переріз являє собою двутавр №14 ($W_x = 81.7$ см^3) із Ст 3 ($[\sigma] = 160$ МПа).



$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} < [\sigma].$$

$$\sigma_{\max} = \frac{60 \cdot 10^3}{81.7 \cdot 10^{-6}} = 722 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$$

Таким чином двотавр №14 **не задовольняє умові міцності** для заданої розрахункової схеми.

5

Підбір перерізу при згині.

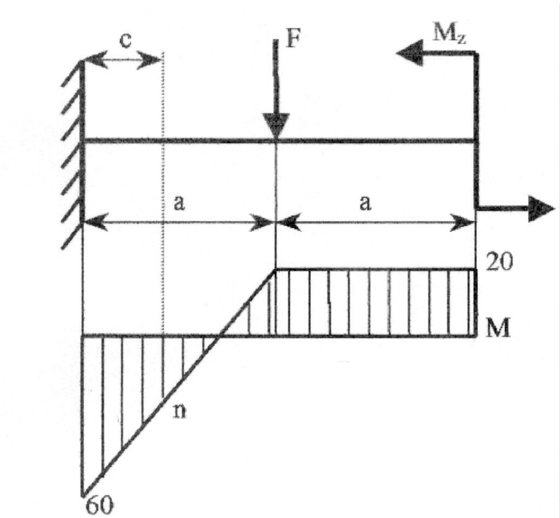
Для того, щоб визначити необхідні розміри поперечного перерізу потрібно:

1. Побудувати епюру згинаючих моментів;
2. На цій епюрі визначити переріз, де діє максимальний по модулю згинаючий момент M_{max};
3. По вихідній нерівності $W_{необх} > M_{max}/[\sigma]$, потрібно розрахувати величину необхідного моменту опору $W_{необх}$, попередньо визначивши допустиме напруження для даного матеріалу **[σ]**;
4. Знаючи величину необхідного моменту опору $W_{необх}$ і форму поперечного перерізу потрібно розрахувати відповідні розміри перерізу чи підібрати номер прокатного сталевого профілю.

При цьому, враховуючи епюру розподілу нормальних напружень по висоті перерізу, в умовах дії плоского згину, завжди потрібно пам'ятати про те, що найраціональнішою формою перерізу є двотавр.

У випадку, наприклад, прямокутного перерізу необхідно задати один з розмірів або співвідношення між ними. Нехай *h* / *b* = *k*.
Тоді необхідна висота перерізу: $\boxed{h^{необх} = \sqrt[3]{6kW_x^{необх}}}$

Приклад №3. Для попередніх умов завантаження підібрати двотавровий поперечний переріз, якщо балка виготовлена із сталі Ст3 [σ]=160МПа.



$$W_{x.необх} = \frac{M_x}{[\sigma]} = \frac{60\cdot10^3}{160\cdot10^6} = 0.375\cdot10^{-3} = 375\cdot10^{-6}$$ м³ = 375 см³

По сортаменту прокатних профілів приймаємо двотавр №27 (W_x = 371 см³).

Перевірка підібраного перерізу на міцність:

$$\sigma = \frac{60\cdot10^3}{371\cdot10^{-6}} = 161.7$$ МПа

Перенапруження: $$\Delta\sigma = \frac{161.7-160}{161.7}\cdot100\% = 1.05\% < 5\%$$

Отже, **умова міцності** підібраного поперечного перерізу (двотавра №27) **забезпечена**.

6

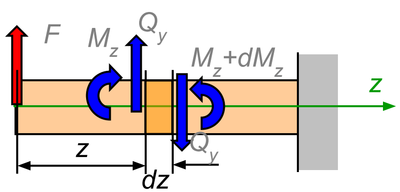
Дотичні напруження при згині.

- **Прямий поперечний згин -** в поперечному перерізі балки, крім згинального моменту, діє також по
При прямому поперечному згині згинальний момент діє в площині, що збігається з однією з голові … рерізу балки. Поперечна сила при цьому зазвичай паралельна площині дії згинального моменту.

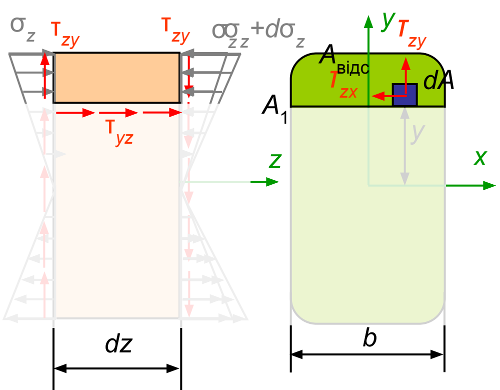
■ **Дотичні напруження при поперечному згині -** У загальному випадку при поперечному згині балс … виникати дві компоненти повного дотичного напруження в перерізі. Компонента τ_{zx} для такого перер … ими опору матеріалів. Дотичні напруження τ_{zy}, що виникають в поперечному перерізі, пов'язані з попере… в цьому перерізі бруса, інтегральною залежністю:

$$\boxed{Q_y = \int_A \tau_{zy} dA.}$$

Оскільки закон зміни дотичних на … то з цього рівняння знайти дотич … сили не можна.



Виділимо малий елемент двома нормалями до осі бруса і замінимо … нормальними напруженнями та дотичними напруженнями. Під їх ді… рівновазі.



При дії поперечної сили згинальний момент у перерізі, відда… перерізу, має приріст dM_z.

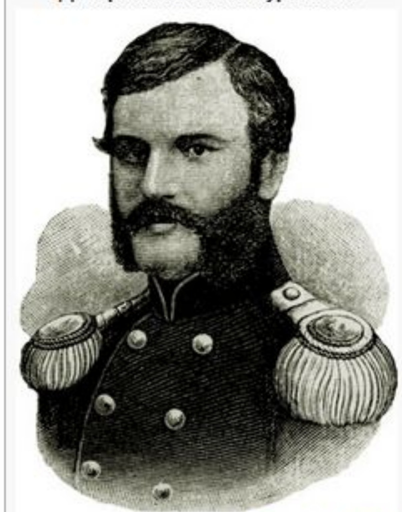
згідно залежності $\boxed{\sigma = \frac{M_z}{I_x} y}$ нормальні напруження такс … $\frac{dM_z}{I_x} y.$

Відсічемо від розглянутого елемента деяку її частину гор … ю її дію дотичними напруженнями (нормальні напруження … відсутність здавлювання поздовжніх волокон не розгляд…

Залишений елемент як і раніше знаходиться в рівновазі. Рів… z:

$$\sum Z_i = 0; \quad -\int_{A_{відс}} (\sigma_z + d\sigma_z) dA + \int_{A_{відс}} \sigma_z dA + \int_{A_1} \tau_{yz} dA = (\ldots).$$

Тут $A_{відс}$ – площа відсіченої частини поперечного перерізу, A_1 – площа горизонтально… bdz.



Дмитрий Иванович Журавский

Дата рождения:	17 декабря (29 декабря) 1821
Место рождения:	Белый Колодезь, Курская губерния, Российская империя
Дата смерти:	18 ноября (30 ноября) 1891 (69 лет)
Место смерти:	Санкт-Петербург, Российская империя
Страна:	Российская империя
Научная сфера:	механика, строительство
Альма-матер:	Институт Корпуса инженеров путей сообщения
Научный руководитель:	М. В. Остроградский
Известен как:	Строитель Веребьинского моста

Перенесемо перший інтеграл в праву частину і підставимо в нього вираз для нормальних на… $A.$

Приріст згинального моменту і осьовий момент інерції перерізу не залежать від площі відсіченої частини і їх можна винести за знак інтеграла. Залишений підінтегральної вираз співпадає з виразом для **статичного моменту площі відсіченої частини поперечного перерізу:** … $\frac{M_z}{I_x} S_x^{відс}.$

Вважаючи дотичні напруження постійними за площею A₁, що відповідає припущенням сталості деформацій зсуву по ширині поперечного перерізу, враховуючи закон парності дотичних переміщень і диференціальну залежність поперечної сили, отримуємо:

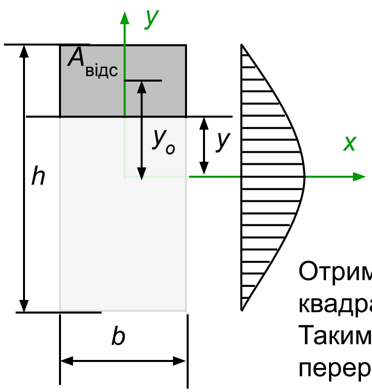
$$\tau_{zy} bdz = \frac{dM_z}{I_x} S_x^{відс}. \Rightarrow \tau_{zy} = \frac{dM_z}{dz} \frac{S_x^{відс}}{I_x b} \quad \text{або} \quad \boxed{\tau_{zy} = \frac{Q_y S_x^{відс}}{I_x b}.}$$

- формула Журавського

Розподіл дотичних напружень по висоті перерізу - З формули Журавського випливає, що дотичні напруження у волокнах поперечного перерізі, розташованих на деякій відстані від осі, **залежать від величини статичного моменту площі відсіченої частини і ширини перерізу на висоті січної площини**:

$$\tau_{zy} = \frac{Q_y S_x^{\text{відс}}}{I_x b}.$$

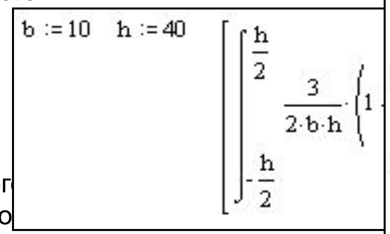
- **Побудуємо епюри дотичних напружень для деяких простих перерізів:**
- **прямокутний переріз**



Проведемо горизонтальний переріз на висоті y і обчислимо статичний момент відсіченої частини:

$$S_x^{\text{відс}} = y_o A_{\text{відс}} = \left(y + \frac{\frac{h}{2} - y}{2}\right) b\left(\frac{h}{2} - y\right) = \frac{1}{8}(2y+h)b(h-2y) = \frac{1}{2}\left(\frac{h^2}{4} - y^2\right)b.$$

Підставимо у формулу Журавського вирази для статичного моменту і моменту інерції:



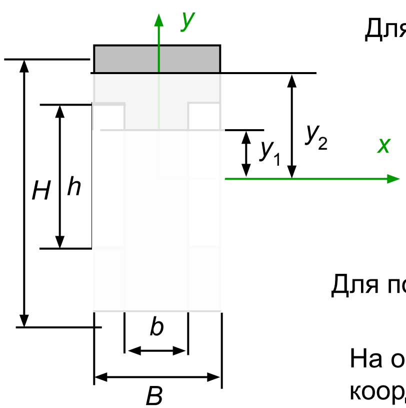
Отримана залежність є квадратичною від координати розглянутог

Таким чином, дотичні напруження по висо

перерізу змінюються за квадратною параболою: $y = \pm h/2$, $\tau_{zy} = 0$; y = 0,

Можна переконатися, що об'єм епюри напружень $\tau_{zy}(y) \cdot b / Q_y$ дорівнює 1, що означає викона

- **Товстостінний двотавр**



Переріз має ступеневу зміну ширини і тому слід розглядати зміни координати: **0 <y_1<*h* / 2** - стінка і ***h* / 2 <y_2<*H* / 2** - полку.

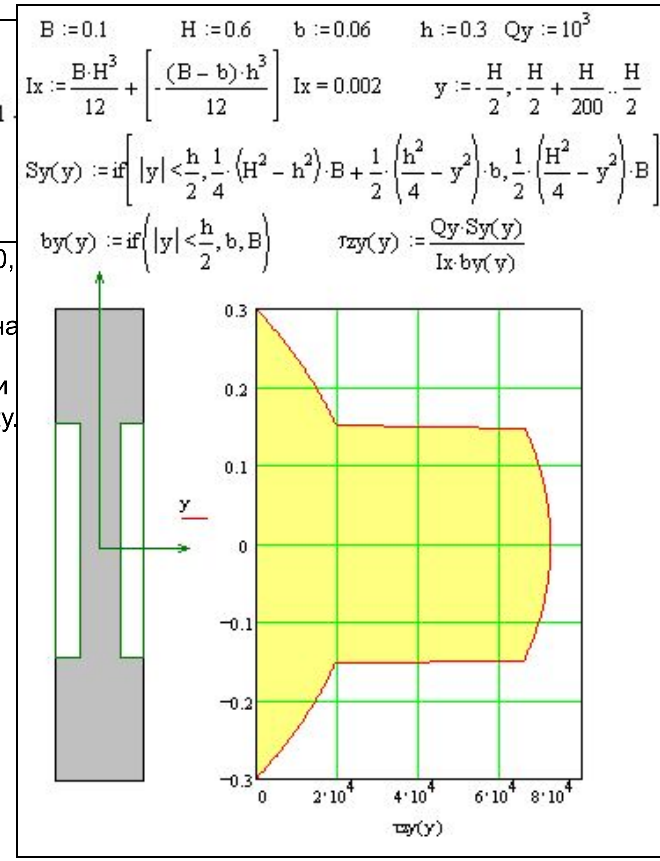
Для стінки:

$$S_x^{\text{відс}} = \left(\frac{H}{2} - \frac{\frac{H-h}{2}}{2}\right) B\left(\frac{H-h}{2}\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{h^2}{4} - y_1^2\right) b =$$

$$= \frac{1}{4}(H^2 - h^2)B + \frac{1}{2}\left(\frac{h^2}{4} - y_1^2\right) b.$$

Для полички: $$S_x^{\text{відс}} = \frac{1}{2}\left(\frac{H^2}{4} - y_2^2\right) B.$$

На обох ділянках дотримується квадратична залежність від координати волокна. У місцях різкої зміни ширини перерізу відповідно до формули Журавського епюра має скачки:

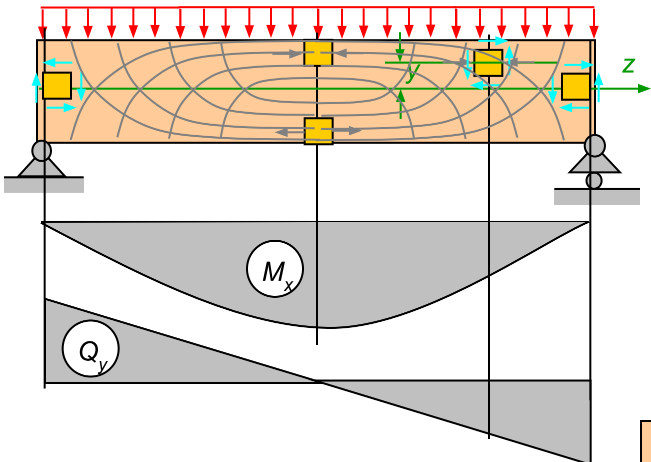


7 Головні напруження при згині.

$$\sigma = -\frac{M_z}{I_x} y.$$

$$\tau_{zy} = \frac{Q_y S_x^{\text{отс}}}{I_x b}.$$

Аналіз напруженого стану при згині - Вище були отримані і розглянуті вирази для нормальних і дотичних напружень, що виникають при згині. При розрахунках на міцність повинні бути визначені ті перерізи і ті волокна, в яких ці напруження досягають максимальних значень. І це різні перерізи і різні волокна. Наприклад, при поперечному згині двохопорної балки максимальний згинальний момент виникає в середині прольоту, а максимальна поперечна сила - в опорних перерізах.



При цьому максимальні нормальні напруження виникають у найбільш віддалених волокнах, а максимальні дотичні напруження - на нейтральній осі.

В елементі балки, що знаходиться в деякому перерізі, в якому одночасно діють досить великі згинальний момент і поперечна сила, на довільній відстані від нейтральної осі, виникають одночасно нормальні і дотичні напруження.

Головні напруження в цьому елементі і тангенс кута нахилу головних площадок визначаються виразами:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2}.$$

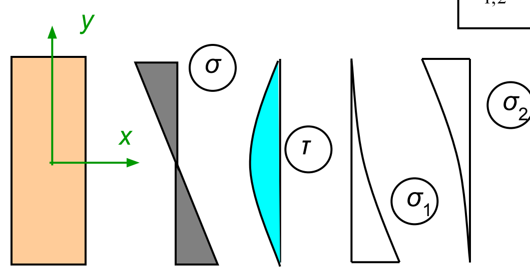
$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau_{yx}}{\sigma_x - \sigma_y}.$$

При поперечному плоскому згині
$\sigma_x = \sigma_z = \sigma$, $\sigma_y = 0$, $\tau_{yx} = \tau_{yz} = \tau$:
Тоді отримуємо:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau}{\sigma}.$$

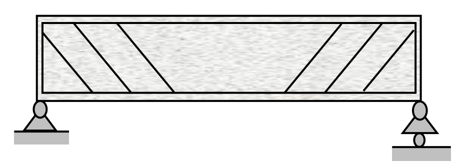
Визначивши величини головних напружень для ряду точок даного перерізу на різній відстані від нейтральної осі, можна побудувати епюри головних напружень:



Оскільки епюри дотичних напружень мають скачки в місцях різкої зміни ширини поперечного перерізу (двотавр, швелер), то це знайде своє відображення на епюрі головних напружень.

Наочне уявлення про потік внутрішніх сил в тілі (стінці) балки можуть дати **траєкторії головних напружень** - ліній, в кожній точці яких дотична співпадає з напрямом головного напруження в цій точці. На малюнку показані траєкторії розтягуючих головних напружень. Вони перетинають нейтральну вісь під кутом 45^0.

При армуванні бетону сталевими стрижнями враховується характер цих траєкторій, т.я. бетон погано чинить опір розтягуванню:



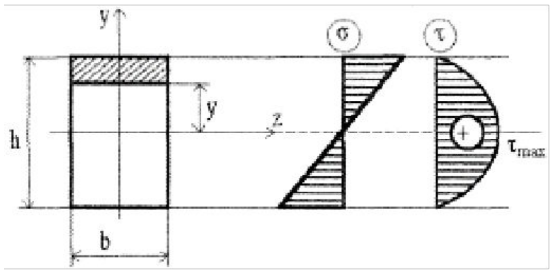
Траєкторії стискаючих головних напружень враховуються при постановці ребер жорсткості для запобігання випучування тонких стінок, внаслідок наявності стиснутих областей у стінці.

Аналіз напруженого стану при згині балки показує, що необхідно **перевіряти умови міцності** *за нормальними напруженнями* в крайніх волокнах перерізів з максимальною величиною згинального моменту (у середині прольоту), *по дотичним напруженням* - на нейтральній осі опорних перерізів і *за головними напруженням* - в точках з'єднання стінки і полки перерізів, в яких діють згинальний момент і поперечна сила.

<u>Епюри розподілу дотичних напружень по висоті перерізу для різних його форм</u>

Використовуючи формулу Журавського $\boxed{\tau = \dfrac{Q \cdot S_z}{b \cdot I_z}}$ будемо вважати, що поперечна сила Q задана і, що вона. додатна.

1. Тоді для прямокутного перерізу:



$\underline{\tau_{max} = K\tau_{cp}}$, де $K = 1.5$.

$\tau_{max} > 0$, т.як $\underline{Q > 0}$

Розглянемо довільний шар на відстані "y" і розрахуємо дотичні напруження в цих точках на цьому рівні.

$$\tau = \frac{Q \cdot S_z}{b \cdot I_z} = \frac{Q \cdot \dfrac{bh^2}{8}\left(1 - \dfrac{4y^2}{h^2}\right)}{b \cdot \dfrac{bh^3}{12}} \Rightarrow \tau = \frac{2}{3}\frac{Q}{bh} \cdot \left(1 - \frac{4y^2}{h^2}\right), \text{ де}$$

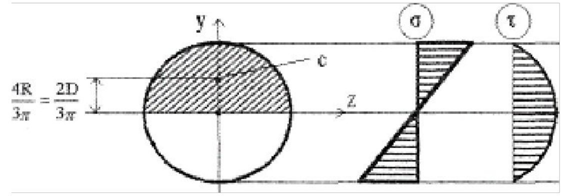
$S_z = \left(\dfrac{h}{2} - y\right) \cdot b\left[y + \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{h}{2} - y\right)\right] = \dfrac{bh^2}{8}\left(1 - \dfrac{4y^2}{h^2}\right)$ – Ця величина становить статичний момент $\dfrac{1}{2}A_{прямокутника}$

Оскільки $\tau_{сер} = \dfrac{Q}{b \cdot h} = \dfrac{Q}{A_{прямокутника}}$, то відповідно, що $\boxed{\tau = \dfrac{2}{3}\tau_{сер}\left(1 - \dfrac{4y^2}{h^2}\right)}$ звідки:

1. При $y = \pm\dfrac{h}{2} \Rightarrow \tau_{max} = 0$

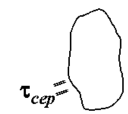
2. При $y = 0 \Rightarrow \tau = \tau_{max} = \dfrac{3}{2}\tau_{сер} = \dfrac{3Q}{2bh}$.

2. Для <u>круглого перерізу</u>:



$\tau_{max} = K\tau_{cp}$, де $K = 1.33$.

$$\tau_{max} = \frac{Q \cdot S_{z\,max}}{D \cdot \dfrac{\pi d^4}{64}}; \qquad S_z = \frac{\pi D^2}{8} \cdot \frac{2D}{3\pi} = \frac{D^3}{12} \quad \Rightarrow$$



$$\tau_{max} = \frac{QD^3\,64}{12D \cdot \pi D^4} = \frac{4}{3}\frac{Q}{\dfrac{\pi D^2}{4}} = 1.33\tau_{сер} -$$

такими будуть дотичні напруження при умові, що розподіляються вони рівномірно

3. Для <u>двутаврового профілю</u>:

Побудуємо епюри розподілу дотичних і нормальних напружень для двотаврової балки, і запишемо вирази для визначення дотичних напружень в точках 2' і 2', а також точки *3*.

$$\tau_{2'} = \frac{Q \cdot b \cdot t \cdot \left(\dfrac{h}{2} - \dfrac{t}{2}\right)}{b \cdot I_z}; \; \tau_{2''} = \frac{Q \cdot b \cdot t \cdot \left(\dfrac{h}{2} - \dfrac{t}{2}\right)}{d \cdot I_z}; \; \tau_{(3)\,max} = \alpha_T \cdot \tau_{номынальне},$$

де α_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напруження.