

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ**

Для спеціальності
5.05070205 «Обслуговування та
ремонт електроустаткування
автомобілів і тракторів»

**Методичний посібник
для самостійної роботи студентів**

з навчальної дисципліни ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ

2016 р.

Методичний посібник для самостійної роботи з дисципліни “Основи технічної механіки” студентів спеціальності 5.05070205 «Обслуговування та ремонт електроустаткування автомобілів і тракторів»_/ Укладач: О. І. Лелюк – ХДПК, 2016. – 52 с.

Методичний посібник розглянутий та рекомендований цикловою комісією зі спеціальності 5.05070205 «Обслуговування та ремонт електроустаткування автомобілів і тракторів».

Протокол № _____ від “ _____ ” _____ 20____ р.

Голова циклової комісії _____ (Р. В. Багач)

Схвалено методичною радою Харківського державного політехнічного коледжу

Протокол № _____ від “ _____ ” _____ 20____ р.

Голова методичної ради _____ (В.О. Величко)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ТЕОРЕТИЧНА МЕХАНІКА.....	6
Тема самостійної роботи: «Стрижневі системи з ідеальними шарнірами, навантажені в шарнірах».....	6
Тема самостійної роботи: «Еквівалентність пар. Складання пар, умова рівноваги пар».....	6
Тема самостійної роботи: «Класифікація навантажень. Балочні системи. Види опор балочних систем».....	7
Тема самостійної роботи: «Сила тертя, вектор тертя, коефіцієнт тертя, конус тертя. Умова самогальмування».....	7
Тема самостійної роботи: «Загальний випадок дії просторової системи сил на тіло».....	7
Тема самостійної роботи: «Шість рівнянь рівноваги просторової системи сил. Застосування рівнянь рівноваги».....	8
Тема самостійної роботи: «Визначення положення центрів ваги тонких пластин та стандартних профілів».....	8
Тема самостійної роботи: «Обертальний рух твердого тіла навколо нерухомої вісі».....	9
Тема самостійної роботи: «Прості рухи твердого тіла, складний рух точки, плоскопаралельний рух».....	10
Тема самостійної роботи: «Залежність обертального моменту від кутової швидкості та потужності».....	10
Тема самостійної роботи: «Рух матеріальної точки. Метод кінетостатики».....	11
2 ОПІР МАТЕРІАЛІВ.....	11
Тема самостійної роботи: «Статичні випробування матеріалів. Основні механічні характеристики».....	11
Тема самостійної роботи: «Статично невизначені системи з елементами, що працюють на розтяг, стиск».....	12
Тема самостійної роботи: «Температурні напруження у статично невизначених системах».....	12
Тема самостійної роботи: «Розрахунки на зріз та зминання з'єднань заклепками, болтами та штифтами».....	15
Тема самостійної роботи: «Геометричні характеристики плоских перерізів бруса».....	18
Тема самостійної роботи: «Характер руйнування при крученні брусів з різноманітних матеріалів».....	18
Тема самостійної роботи: «Розрахунки циліндричних гвинтових пружин під дією розтягу та стиску».....	20
Тема самостійної роботи: «Внутрішні силові фактори при прямому згині, поперечні сили і згинальний момент».....	21
Тема самостійної роботи: «Диференційні залежності між згинальним моментом, поперечною силою та інтенсивністю розподілу навантаження».....	21

Тема самостійної роботи: «Раціональні форми поперечних перерізів балок з пластичних і крихких матеріалів».....	22
Тема самостійної роботи: «Розрахунки стиснутих стрижнів по формулі Ейлера та по емпіричним формулам».....	24
Тема самостійної роботи: «Гіпотези міцності та їх застосування. Розрахунки на стомленість»	25
3 ДЕТАЛІ МАШИН.....	27
Тема самостійної роботи: «Вимоги, що ставляться до машин, вузлів та деталей. Проектний та перевірочний розрахунки».....	27
Тема самостійної роботи: «Відомості про виготовлення зубчастих коліс. Види руйнування зубів та основні критерії працездатності. Матеріали зубчастих коліс».....	28
Тема самостійної роботи: «Шевронні циліндричні зубчасті передачі».....	28
Тема самостійної роботи: «Планетарні зубчасті передачі; принцип роботи, будова, переваги, недоліки та галузь застосування».....	29
Тема самостійної роботи: «Види руйнувань зубів черв'ячних коліс. Матеріали ланок черв'ячної пари».....	30
Тема самостійної роботи: «Гвинтові передачі; принцип дії, будова, переваги, недоліки та галузь застосування».....	31
Тема самостійної роботи: «Проектний і перевірочний розрахунки ланцюгової передачі».....	31
Тема самостійної роботи: «Основні геометричні співвідношення в передачі. Розрахунок пасових передач».....	34
Тема самостійної роботи: «Фрикційні передачі. Переваги та недоліки, галузь застосування. Варіатори»	37
Тема самостійної роботи: «Проектний та перевірочний розрахунки валів. Методи підвищення опору стомленості».....	38
Тема самостійної роботи: «Різновиди руйнувань та основні критерії працездатності».....	41
Тема самостійної роботи: «Підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю».....	42
Тема самостійної роботи: «Муфти. Призначення і класифікація. Методика підбору стандартних муфт».....	44
Тема самостійної роботи: «Шліцьові з'єднання. Призначення, переваги і недоліки. Класифікація по характеру з'єднання».....	45
Тема самостійної роботи: «Розрахунок одиночного бовта (гвинта, шпильки) на міцність при постійному навантаженні».....	46
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	47
ДОДАТОК 1 ТАБЛИЦЯ СОРТАМЕНТА.....	48
ДОДАТОК 2 ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПЕРЕРІЗІВ.....	55

ВСТУП

Більшість розділів програми розглянуто на лекційних заняттях. Однак є пункти, вивчення яких виноситься на самостійну роботу студентів.

Вивчати теоретичний матеріал рекомендується за пунктами програми або по розділах одного з підручників. При вивченні теоретичного матеріалу за розділами підручника необхідно знайти в програмі пункт, на який дає відповідь матеріал вивченого розділу.

Особлива увага при вивченні теоретичного матеріалу повинна бути спрямована на формулювання відповідних визначень, теорем, аксіом та законів. Але не слід механічно завчати формулювання, важливо зрозуміти їх суть і вміти викласти їх своїми словами.

Під час самостійного вивчення студентам корисно складати короткий конспект, в якому необхідно навести:

- точне формулювання відповідних визначень, теорем, аксіом, законів;
- формули або співвідношення чи рівняння, які математично виражають сформульоване визначення (теорему, аксіому, закон) з зазначенням кожної букви та індексу при ній в записаному співвідношенні;
- доведення сформульованої теореми. При цьому завчати доведення не слід. Необхідно зрозуміти ідею доведення, а потім відтворити його самостійно;
- висновки або наслідки, які можуть бути тримані з доведеної теореми.

Так як вивчення кожного теоретичного матеріалу завжди спрямоване на практичне розв'язання конкретних задач життя (техніки), то в кінці конспекту за деякими темами приведено приклад (задачу), розв'язання якого базується на вивченому матеріалі. Розв'язання таких прикладів сприяє формуванню вміння застосовувати теоретичний матеріал в практичних задачах.

Під час складання конспекту бажано залишити справа або зліва поле для доповнень або уточнень, привести інший варіант доведення чи приклад.

Наявність такого конспекту суттєво полегшує роботу під час підготовки до практичних занять і до здачі заліку.

1 ТЕОРЕТИЧНА МЕХАНІКА

Тема самостійної роботи: «Стрижневі системи з ідеальними шарнірами, навантажені в шарнірах»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 17-20.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Куди направлені реакції кінцевих шарнірів, якщо стрижень стиснений? Розтягнутий?
2. Які види шарнірних опор існують?
3. В чому полягає принцип вивільнення тіла від в'язів та заміни в'язів їх реакціями?

Запитання для самоперевірки:

1. Якщо в результаті розв'язання задачі Ви отримали від'ємний результат, який висновок про стан стрижня можна дати (стиснений чи розтягнутий)?
2. Куди направлені реакції шарнірно-рухомої опори? Шарнірно-нерухомої?

Тема самостійної роботи: «Еквівалентність пар. Складання пар, умова рівноваги пар»

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 44-58.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Властивості пари сил.
2. Від чого залежить обертальна дія розташованої у даній площині пари сил?
3. За яким принципом складаються пари сил?
4. Як можна урівноважити пару сил або систему пар сил?

Запитання для самоперевірки:

1. Які з приведених нижче пар сил еквівалентні одна одній:
 - а) сила пари 100 кН, плече 0,5 м; сила пари 20 кН, плече 2,5 м; сила пари 1000 кН, плече 0,05 м;
 - б) момент пари $M_1 = -300$ кН; момент пари $M_2 = 300$ кН
2. Чи буде тіло знаходитися у рівновазі, якщо на нього діють три пари сил, прикладених в одній площині з моментами, $M_2 = 380$ кН, $M_3 = 220$ кН?

**Тема самостійної роботи: «Класифікація навантажень. Балочні системи.
Види опор балочних систем»**

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 78-82.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Класифікація навантажень за способом прикладання, за характером дії навантаження та за часом дії.
2. Види систем, які застосовують у техніці.
3. Балкові системи, які застосовуються у машинах та спорудах.
4. Опорні пристрої балкових систем.

Запитання для самоперевірки:

1. Що таке навантаження? Як вони класифікуються?
2. Яку деталь називають балкою?
3. Як схематично зображуються опори балкових систем, куди направлено їх реакції?
4. До кінця бруса довжиною 1 м, жорстко закріпленому у стіні, прикладена сила 100 кН під кутом 30° до бруса. Визначте R та M закріплення.

**Тема самостійної роботи: «Сила тертя, вектор тертя, коефіцієнт тертя,
конус тертя. Умова самогальмування»**

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 82-93.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Що називається силою тертя?
2. Від чого залежить сила тертя?
3. Коли тіло перебуває в спокої?

Запитання для самоперевірки:

5. Як називаються в'язі без тертя?
6. Що називається динамічною силою тертя?
7. Що таке конус тертя?
8. Що таке кут тертя?
9. Сформулюйте умову самогальмування.

**Тема самостійної роботи: «Загальний випадок дії просторової системи сил
на тіло»**

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 96-100.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Що називається просторовою системою збіжних сил?

2. Як проектуються сили на координатні осі у просторі?

Запитання для самоперевірки:

1. Опишіть послідовність визначення проекції сили у загальному випадку дії просторової системи сил на тіло.

Тема самостійної роботи: «Шість рівнянь рівноваги просторової системи сил. Застосування рівнянь рівноваги»

- Література:***
1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 101-107.
 2. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 86-87.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Що таке момент сили відносно осі?
2. Як визначити знак моменту сили відносно осі?
3. Що називається довільною просторовою системою сил?

Запитання для самоперевірки:

1. Які рівняння та скільки можна скласти для зрівноваженої просторової системи збіжних сил?
2. Чому при визначенні моменту сили відносно осі потрібно обов'язково проектувати силу на площину, перпендикулярну осі?
3. Як треба розмістити вісь, щоб момент даної сили відносно даної осі дорівнював нулю?
4. Які рівняння та скільки можна скласти для зрівноваженої довільної просторової системи сил?

Тема самостійної роботи: «Визначення положення центрів ваги тонких пластин та стандартних профілів»

- Література:***
1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 179-187.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Алгоритм розв'язання задач на визначення центра ваги тіла, яке складене зі стандартних профілів.
2. Принцип вибору координатних осей.

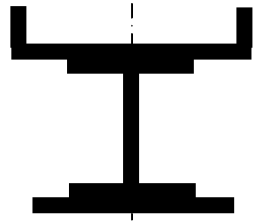
Багато які конструктивні елементи часто складають зі стандартного прокату – косинців, двотаврів, швелерів та інш. Усі розміри, а також значення моментів інерції площин та деяких інших геометричних характеристик прокатних профілів приведені у таблицях нормального сортаменту (ГОСТ 8239-89, ГОСТ 8240—89, ГОСТ 8509—86, див. Додаток 1).

У сортаменті вказано номери профілів, маса погонного метру, розміри та площа поперечного перерізу профіля.

Розв'язати задачу:

Для заданого плоского симетричного перетину складеного з профілів стандартного прокату визначити положення центру ваги.

ДАНО: смуга 120×10 (ГОСТ 103-76); двутавр № 12 (ГОСТ 8239-89); швелер № 14 (ГОСТ 8240-89).



Запитання для самоперевірки:

1. Яка послідовність розв'язання задач на визначення центра ваги тіла, яке складене зі стандартних профілів? Тонких пластин?
2. Як вибрати координатні осі, якщо тіло має ось симетрії?
3. Як вибрати координатні осі, якщо тіло не має осі симетрії?
4. Де знаходиться центр ваги прямокутника? Трикутника? Кола? Півкола?

Тема самостійної роботи: «Обертальний рух твердого тіла навколо нерухомої вісі»

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 207-210.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. В яких одиницях вимірюється кут повороту тіла?
2. Аналогічність формул рівняння лінійного руху та рівняння положення обертового тіла.
3. Кутова швидкість – можливість задавати як похідну від кута повороту, а також як число обертів за хвилину.
4. Як визначається кут обертання за умови рівномірного обертання?
5. Як визначається кут обертання за умови рівнозмінного обертання?

Запитання для самоперевірки:

1. Що називається обертальним рухом?
2. Що таке ось обертання?
3. Що називається середньою кутовою швидкістю тіла, що обертається?
4. Що називається середнім кутовим прискоренням тіла, що обертається?

Тема самостійної роботи: «Прості рухи твердого тіла, складний рух точки, плоскопаралельний рух»

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 207, 213-218, 219-223.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Поступальний рух твердого тіла.
2. Обертальний рух твердого тіла.
3. Порівняння формул прямолінійного руху точки і обертального руху твердого тіла.
4. Складові складного руху.
5. Властивості плоскопаралельного руху.

Запитання для самоперевірки:

1. Який рух називається поступальним? Яка його основна властивість?
2. Який рух називається обертальним?
3. Що називають віссю обертання?
4. Яка залежність існує між лінійною та кутовою швидкостями?
5. Приведіть приклади складного руху.
6. Якщо тіло знаходиться у плоскопаралельному русі чи може у деякої точки тіла абсолютна швидкість дорівнювати нулю?

Тема самостійної роботи: «Залежність обертального моменту від кутової швидкості та потужності»

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 290.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Як визначається обертальний момент?
2. Чому дорівнює робота при обертанні тіла?
3. Залежність обертального моменту від кутової швидкості при сталій потужності.
4. Залежність обертального моменту від потужності та числа обертів за хвилину.

Запитання для самоперевірки:

1. Який характер носить залежність обертального моменту від кутової швидкості при сталій потужності?
2. Який характер носить залежність обертального моменту від потужності та числа обертів за хвилину?

Тема самостійної роботи: «Рух матеріальної точки. Метод кінетостатики»

Література: 1. Федуліна А. І. Теоретична механіка, стор. 261-262.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Ідеальні та реальні в'язі.
2. Сила інерції при прямолінійному русі матеріальної точки.
3. Метод кінетостатики (принцип Д'Аламбера).

Запитання для самоперевірки:

1. Яка матеріальна точка називається вільною, а яка невільною?
2. Які зовнішні сили вважають активними? Реакціями в'язей?
3. Чим реальні в'язі відрізняються від ідеальних?
4. Що називають силою інерції?
5. Сформулюйте принцип Д'Аламбера (метод кінетостатики).

2 ОПР МАТЕРІАЛІВ

Тема самостійної роботи: «Статичні випробування матеріалів. Основні механічні характеристики»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 231-234.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Мета проведення статичних випробувань?
2. Діаграма при проведенні випробувань зразку з низьковуглецевої сталі.
3. Діаграма при проведенні випробувань зразку з пластичних матеріалів.
4. Діаграма при проведенні випробувань зразку з крихких матеріалів.

При виборі матеріалу для будь-якого елементу конструкції в подальших розрахунках необхідно знати механічні властивості матеріалу: його міцність, пластичність, пружність та твердість. Ці дані отримують експериментальним шляхом в процесі механічних випробувань на розтяг, стиск, зріз, кручення та згин.

Механічні випробування за характером прикладеного навантаження можна розділити на:

- статичні;
- динамічні;
- випробування на втому.

Механічні випробування за видом деформації поділяють на:

- випробування на розтяг;

- випробування на стиск;
- випробування на зріз;
- випробування на кручення;
- випробування на згин.

Запитання для самоперевірки:

1. Що називається текучістю металу?
2. Яке явище зветься наклепом?
3. Що таке умовна границя текучості?
4. Назвіть основні механічні характеристики матеріалу.

Тема самостійної роботи: «Статично невизначені системи з елементами, що працюють на розтяг, стиск»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 239-241.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Визначення статично невизначеної системи.
2. Один раз статично невизначені системи.
3. Два рази невизначені системи.

Запитання для самоперевірки:

1. Яку систему вважають статично невизначеною?
2. Чим відрізняються статично визначені системи від статично невизначених?
3. Накреслити схему один раз невизначеної системи.

Тема самостійної роботи: «Температурні напруження у статично невизначених системах»

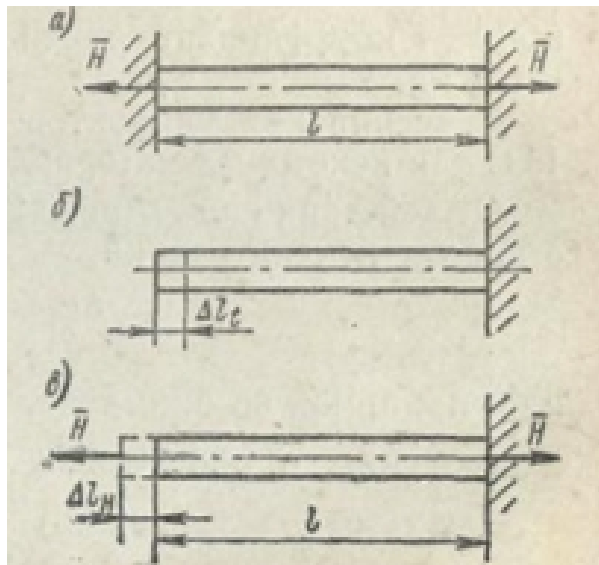
Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 241-244.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Якщо стрижень має змогу вільно змінювати свої розміри, то при зміні температури у ньому не виникають напруження. Інша справа, якщо стрижень позбавлений цієї можливості: напруження, які виникають при зміні температури іноді можуть досягати значного значення в залежності від різниці між початковою та кінцевою температур та від пружних властивостей матеріалу.

Розглянемо стрижень, жорстко закріплений по кінцях. Нехай він піддається рівномірному нагріву або охолодженню. При відсутності закріплень довжина стрижня повинна була б змінитися: при зниженні температури –

зменшитися, при її підвищенні – збільшитися.



Цій зміни довжини протидіють закріплення; в результаті протидії з боку закріплень на кінці стрижня діють осьові сили H . Сили H при зниженні температури розтягують стрижень, а при підвищенні стискають його. Позначимо початкову температуру стрижня t_1 , а кінцеву t_2 , різниця (приріст) температур дорівнює $\Delta t = t_2 - t_1$.

При зниженні температури $\Delta t < 0$, тому що $t_1 > t_2$.

При підвищенні температури $\Delta t > 0$, тому що $t_2 > t_1$.

Для визначення напружень, які виникають у поперечних перерізах стрижня, можна застосувати той же самий захід, що й при розв'язанні статично невизначених задач у випадках навантаження відповідних систем зовнішніми силами.

Уявимо, що ми відкидаємо ліве закріплення стрижня і замінимо його дію на стрижень невідомою поки що силою H . Від зміни температури довжина стрижня повинна була б змінитися (див. рис., б):

$$\Delta l_t = \alpha \cdot l(t_2 - t_1) = \alpha \cdot l \cdot \Delta t,$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу стрижня.

Значення коефіцієнтів лінійного розширення α на 1°C для деяких матеріалів приведено у таблиці:

Коефіцієнти лінійного розширення деяких матеріалів

Матеріал	α
Алюміній	$22,5 \cdot 10^{-6}$
Бронза	$17,5 \cdot 10^{-6}$
Мідь	$16,5 \cdot 10^{-6}$
Сталь	$(10 \div 13) \cdot 10^{-6}$
Чугун	$10,4 \cdot 10^{-6}$

Під дією сили H (див. рис., в) довжина стрижня повинна була б

змінитися на

$$\Delta l_H = \frac{H \cdot l}{E \cdot F},$$

або, розуміючи що $\frac{H}{F} = \sigma_t$ – нормальному напруженню у поперечних перерізах, отримаємо

$$\Delta l = \frac{H \cdot l}{E \cdot F} = \frac{\sigma_t \cdot l}{E}.$$

При сумісній зміні температури та дії сил, що відповідає випадку защемлення обох кінців (див. рис., а) довжина стрижня залишається незмінною; звідси випливає, що

$$\Delta l_t + \Delta l_H = 0, \text{ або } \alpha \cdot l \cdot \Delta t + \frac{\sigma_t \cdot l}{E} = 0,$$

звідки скоротивши на l , отримаємо

$$\sigma_t = -E \cdot \alpha \cdot \Delta t.$$

При зниженні температури $\Delta t < 0$ та $\sigma_t > 0$ (напруження σ_t – розтягуючі).

При підвищенні температури $\Delta t > 0$ та $\sigma_t < 0$ (напруження σ_t – стискаючі).

Для того, щоб уникнути появи температурних напружень в частинах споруд – балках, елементах стропильних ферм і таке інше – не роблять двох нерухомих опор: одна з опор завжди допускає вільне переміщення кінця балки або ферми.

Вище було розглянуто найпростішу задачу. Температурні напруження виникають в будь-яких конструкціях, де свобода зміни розмірів окремих елементів будь-чим обмежена; це так для усіх статично невизначених конструкцій. Рівняння, необхідні для розв'язання задачі складають у кожному частому випадку, виходячи з умов деформацій елементів конструкції, які викликані одночасно зміною температури та протидією інших елементів.

Великі температурні напруження можуть виникати в різних металевих відливках у результаті їх нерівномірного охолодження. Це треба враховувати при визначенні форми відливок.

Формула $\sigma_t = -E \cdot \alpha \cdot \Delta t$ не є загальною для розрахунків напружень у стрижнях при зміні температури; її отримано в припущенні постійного по всій довжині стрижня поперечного перерізу, жорсткого закріплення кінців і рівномірної зміни температури. До інших випадків вона не придатна.

Запитання для самоперевірки:

1. Від чого залежать напруження, які виникають при зміні температури?

2. Який захід застосовують для визначення напружень, які виникають у поперечних перерізах стрижня при зміні температури?
3. Які заходи вживають для уникнення появи температурних напружень в частинах споруд?
4. Чи можна розповсюдити рішення, отримане у прикладі на будь-яку задачу?

Тема самостійної роботи: «Розрахунки на зріз та зминання з'єднань заклепками, болтами та штифтами»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 248-250.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

При розрахунках болтових, штифтових і шпонкових з'єднань допустимі напруження приймають:

$$[\tau_{зр}] = (0,25 \dots 0,35) \sigma_T$$

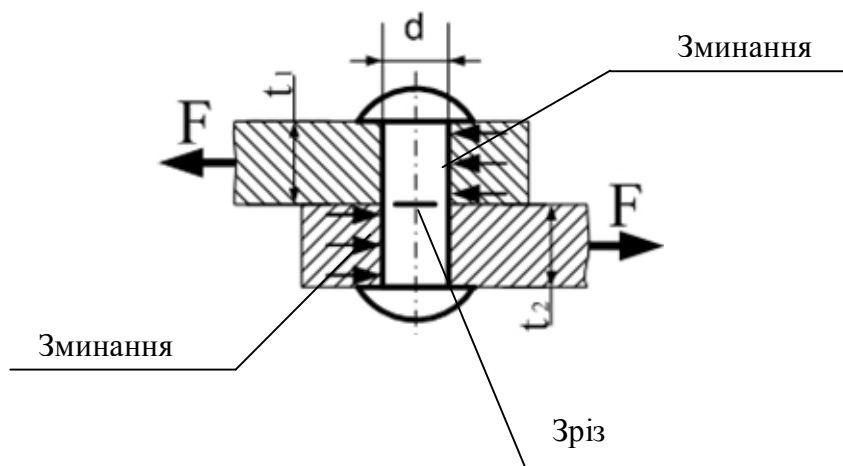
або

$$[\tau_{зр}] = (0,6 \dots 0,8) [\sigma_p], \text{ де}$$

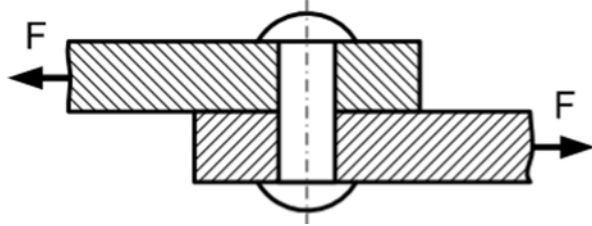
$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг для того ж матеріалу.

$$[\sigma_{зм}] = (1,7 \dots 2,2) [\sigma_c], \text{ де}$$

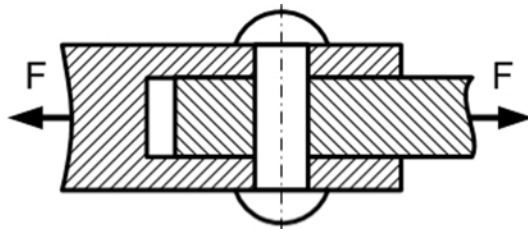
$[\sigma_c]$ – допустиме напруження на стиск для того ж матеріалу.



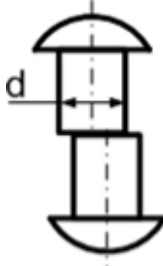
Однорізне з'єднання $k = 1$



Двозрізне з'єднання $k = 2$



Зона зрізу (зсуву):



Площа зрізу:

$$A_{zp} = nk \frac{\pi d^2}{4}$$

де n – число елементів (болтів, заклепок);

d – діаметр перерізу елемента;

k – число зрізів одного елемента.

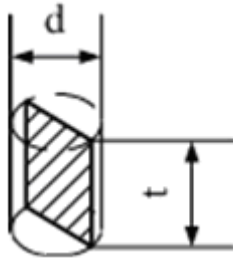
Умова міцності:

$$\tau_{zp} = \frac{4F}{n k \pi d^2} \leq [\tau_{zp}]$$

Проектний розрахунок:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau_{zp}] n k}}$$

Зона зминання:



Площа зминання:

$$A_{зм} = ntd$$

де **n** – число елементів (болтів, заклепок);

d – діаметр перерізу елемента;

t – товщина листів.

Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{nt_{\min}d} \leq [\sigma_{зм}]$$

Проектний розрахунок:

$$d \geq \frac{F}{[\sigma] t_{\min} n}$$

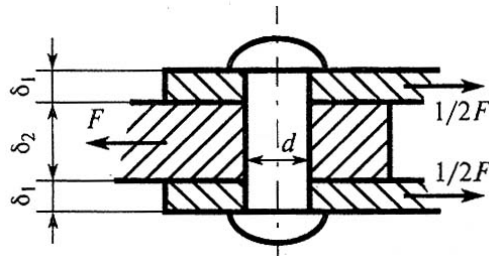
Розв'язати задачу:

З розрахунку на зріз заклепувального з'єднання визначити необхідну кількість заклепок, якщо:

$$F = 150 \text{ кН}; [\tau_{зр}] = 100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{зм}] = 240 \text{ МПа};$$

$$d = 13 \text{ мм}; \delta_1 = 21 \text{ мм}; \delta_2 = 40 \text{ мм}$$



Запитання для самоперевірки:

1. Які значення допустимих напружень приймають при розрахунках болтових, штифтових і шпонкових з'єднань?
2. По якій площі буде зминатися заклепкове з'єднання, а по якій – зрізатися?

3. Як при практичних розрахунках заклепкових та болтових з'єднань враховується кількість з'єднувальних елементів?
4. Поясніть, в чому полягає проектний розрахунок болтового чи заклепкового з'єднання.

Тема самостійної роботи: «Геометричні характеристики плоских перерізів бруса»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 266-275.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Статичний момент площі. Центр ваги площі.
2. Моменти інерції плоских фігур.
3. Полярний момент інерції відносно точки (полюса).
4. Геометричні характеристики плоских перерізів (див. Додаток 2).
5. Геометричні характеристики стандартних профілів (див. Додаток 1).

Запитання для самоперевірки:

1. Що називається статичним моментом площі?
2. Що називається моментами інерції площі: осьовим, відцентровим і полярним?
3. Що називається радіусом інерції? Укажіть його розмірність.
4. Простежте зв'язок між моментами інерції відносно двох довільних паралельних осей.

Тема самостійної роботи: «Характер руйнування при крученні брусів з різноманітних матеріалів»

Література: 1. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов, стор. 228-234.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Характер руйнування валів з різних матеріалів залежить від напруженого стану і механічних властивостей матеріалу.

Дотичні напруги в площині поперечного перетину валу розподілені нерівномірно і досягають максимуму на його периферії. У елементі матеріалу, в думках виділеному із зовнішніх шарів стрижня перетинами, паралельними і перпендикулярними до створюючих, по гранях діятимуть тільки дотичні напруги (див. рис. 1) – має місце чистий зсув. Найбільші нормальні напруги діють по головних майданчиках, які, як відомо, нахилені під кутом 45^0 до майданчиків чистого зсуву (при крученні – під кутом 45^0 до осі валу).

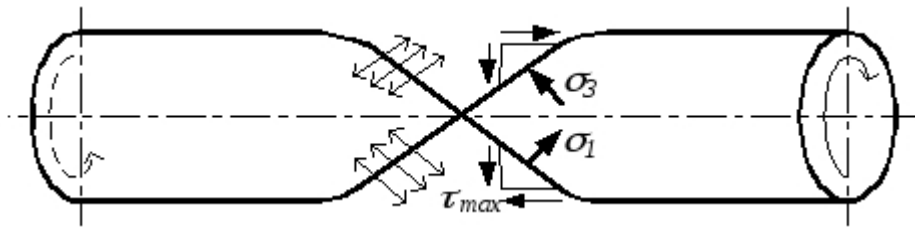


Рис. 1

Таким чином, при крученні круглих стрижнів небезпечними можуть стати як дотичні напруги, що виникають в поперечних і в подовжніх перетинах валу, так і нормальні напруги, що виникають в майданчиках під кутом 45° до перших. У зв'язку з цим характер руйнування залежатиме від здатності матеріалу чинити опір дії дотичних і нормальних напруг.

Сталеві вали (пластичний матеріал) руйнуються шляхом зрізу по площині поперечного перетину, оскільки міцність сталі на розтягування висока (рис.2, а). При цьому зважаючи на великі пластичні деформації до моменту руйнування кінцеві перетини повертаються один щодо одного на декілька повних оборотів.

Крихкий матеріал (чавун, пластмаса) погано чинить опір розтягуючим напругам і тому тріщини руйнування пройдуть по лініях, нормальних до напрямку головних розтягуючих напруг, тобто по гвинтових лініях, дотичні до яких утворюють кут 45° з віссю стрижня (рис. 2,б).

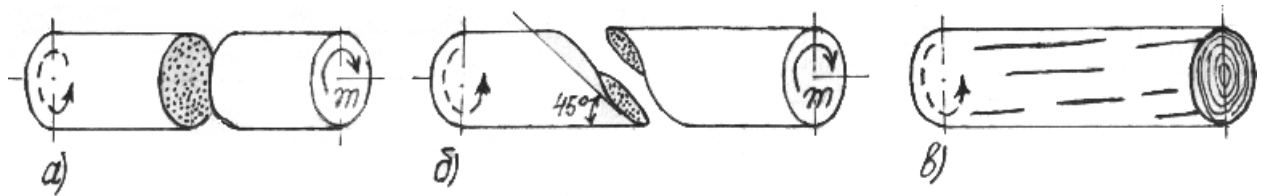


Рис. 2

За характером руйнування при крученні можна судити, яким напругам (нормальним або дотичним) гірше чинить опір матеріал, з якого виготовлений вал.

Так, вал з крихкого матеріалу, що гірше чинить опір розтягуванню, ніж стисненню, наприклад, з чавуну, руйнується звичайно по гвинтовій лінії від дії головних розтягуючих напруг (рис. 2, б).

Вал, виготовлений з пластичної сталі, руйнується по поперечному перетину (рис. 2, а), оскільки нормальні напруги для нього виявляються менш небезпечними, ніж дотичні.

При руйнуванні дерев'яного валу відбувається сколювання уздовж створюючої, оскільки деревина погано чинить опір дії дотичних напруг уздовж волокон (рис. 2, в).

Як відомо, будь-яке пружне тіло при деформації накопичує енергію, причому енергія ця рівна роботі зовнішнього зусилля на відповідній

деформації. При крученні роботу скоює момент $M_{кр}$ на розі закручування.. Поки ця формація пружна, залежність між ними лінійна і робота A дорівнює площі трикутника з катетами, рівними кінцевому значенню крутного моменту, і відповідному значенню кута закручування (рис. 3)

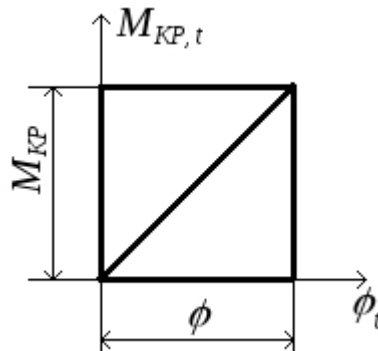


Рис. 3

Формула для потенційної енергії пружної деформації при крученні запишеться як:

$$U = \frac{M_{кр}^2 \ell}{2GJ_p}$$

Запитання для самоперевірки:

1. Які напруги виникають в поперечному перетині круглого валу при крученні? Як вони направлені?
2. Який напружений стан виникає в кожній точці круглого бруса при крученні?
3. Чи виникають по якому-небудь перетину круглого валу нормальні напруги при крученні?
4. Як руйнується при крученні круглий зразок з пластичного матеріалу? Які напруги викликають це руйнування?
5. Як руйнується при крученні круглий зразок з крихкого матеріалу (чавун)? Чому?
6. Як руйнується при крученні зразок з дерева? Чому?

Тема самостійної роботи: «Розрахунки циліндричних гвинтових пружин під дією розтягу та стиску»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 262-265.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Сфера застосування гвинтових пружин.
2. Параметри, якими характеризуються пружини.

3. Який вид деформації виникає в дроті циліндричної пружини, яка працює на розтяг-стиск?
4. Поняття про індекс пружини.
5. Як визначається подовження або скорочення (осадка) пружини?

Запитання для самоперевірки:

1. Чи можна за зовнішнім виглядом розрізнити гвинтову пружину стиснення та гвинтову пружину розтягнення?
2. До якої форми зводиться пружина розтягу та стиску?
3. Що називається індексом пружини?
4. Від яких параметрів залежить міцність пружини?
5. Визначте індекс пружини, якщо діаметр дроту $d=4$ мм, а середній діаметр пружини $D=24$ мм.
6. Яку дію має навантаження на пружину розтягу?

Тема самостійної роботи: «Внутрішні силові фактори при прямому згині, поперечні сили і згинальний момент»

Література: 1. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Теоретическая механика. Соппротивление материалов, стор. 238-240.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. При визначенні внутрішніх силових факторів реакції в'язей вважають зовнішніми силами.
2. Непридатність знаків статки для визначення знаку згинального моменту.
3. Непридатність знаків статки для визначення знаку поперечної сили.
4. Правила знаків для визначення знаку поперечної сили та згинального моменту.

Запитання для самоперевірки:

1. Які внутрішні силові фактори характерні для прямого згину?
2. За якими правилами визначаються знаки опорних реакцій?
3. За якими правилами визначаються знаки поперечної сили та згинального моменту?

Тема самостійної роботи: «Диференційні залежності між згинальним моментом, поперечною силою та інтенсивністю розподілу навантаження»

Література: 1. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Теоретическая механика. Соппротивление материалов, стор. 240-241.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Формулювання теореми Журавського.
2. Напрямок осі абсцис при доведенні теореми.
3. Знак другої похідної та його вплив на опуклість чи вогнутість кривої.

Запитання для самоперевірки:

1. Чому дорівнює поперечна сила згідно з теоремою Журавського?
2. Чому важливо направляти вісь абсцис направо?
3. Чому дорівнює друга похідна від згинаючого моменту або перша похідна від поперечної сили за абсцисою перерізу балки?
4. Як для побудови епюр можна використовувати закон другої похідної функції?

Тема самостійної роботи: «Рціональні форми поперечних перерізів балок з пластичних і крихких матеріалів»

Література: 1. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Теоретическая механика. Соппротивление материалов, стор. 252-253.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Найбільших значень нормальні напруження по довжині балки досягають в перерізі, де виникає найбільший за абсолютною величиною згинаючий момент $M_{\max}$, а за висотою – у точках, найбільш віддалених від нейтральної осі.

Для балок, які однаково опираються розтягу та стиску (сталь, деревина) слід обирати перерізи симетричні відносно нейтральної осі (прямокутне, кругле, двотаврове), щоб найбільші розтягуючі та стискаючі напруження були рівними між собою. Тоді умова міцності за нормальними напруженнями має вигляд:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$$

Якщо балки виготовлені з матеріалів, які не однаково опираються розтягу та стиску (наприклад, з чавуну), то вигідними є перерізи, які несиметричні відносно нейтральної осі. В цьому разі міцність за нормальними напруженнями перевіряють за формулами:

$$\sigma_{\text{розт.мах}} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\text{розт}}}{J_x} \leq [\sigma_p]$$

$$\sigma_{\text{ст.мах}} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\text{ст}}}{J_x} \leq [\sigma_c]$$

де $y_{\text{розт}}$ та $y_{\text{ст}}$ – відстані від нейтральної вісі x до найбільш віддалених точок у розтягнутій та стисненій зонах перерізу;

$[\sigma_p]$ та $[\sigma_c]$ – допустимі напруження на розтяг і на стиск.

Використання матеріалу найліпшим, якщо $\sigma_{\text{розт.макс}} = [\sigma_p]$, а $\sigma_{\text{ст.макс}} = [\sigma_c]$, для цього необхідно, щоб виконувалася умова:

$$\frac{y_{\text{розт}}}{y_{\text{ст}}} = \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_c]},$$

тобто відстані нейтральної вісі від найбільш удалених точок в розтягнутій та стиснутій зонах перерізу повинні бути пропорційні відповідним допустимим напруженням.

Слід враховувати, що найбільш вигідними є такі форми перерізів, які дають найбільший момент опору W_p за умови найменшої площини. Такій умові в першу чергу відповідає двотавровий переріз, у якого майже увесь матеріал віднесено від нейтральної осі до верхньої та нижньої полкам, що збільшує момент інерції J_x і відповідно і момент опору W_x . Значно менше вигідний прямокутний переріз; округлий переріз вигідний ще менше, так як він розширюється до нейтральної осі. Порожністі перерізи завжди вигідніші рівновеликих їм суцільних перерізів.

Часто вживають перерізи балок з прокатних профілів: двотаврів, швелерів, кутків та таке інше. В сортаменті для цих профілів приводяться числові значення всіх необхідних геометричних характеристик.

Рациональним є профіль, який забезпечує високу міцність за малої ваги балки.

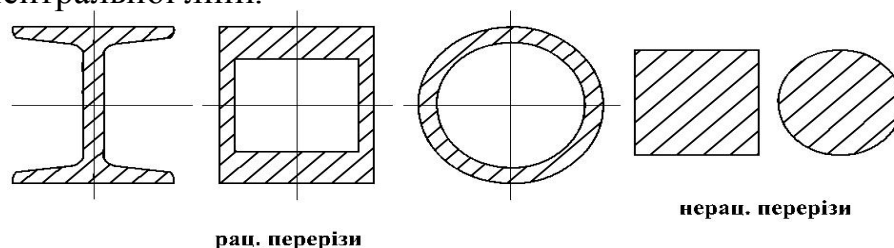
Момент опору W – пропорційний міцності балки, площа перерізу A – пропорційна вазі балки. Тому параметр $\frac{W}{A}$ характеризує раціональність профілю з точки зору його роботи на згин.

Розглянемо, якими повинні бути раціональні перерізи.

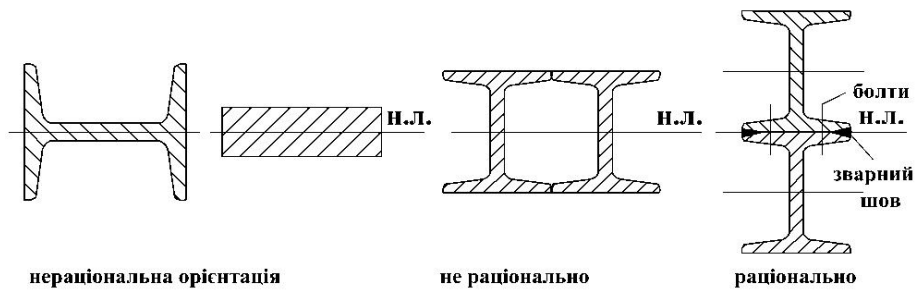


Середня частина балки, близька до нейтральної лінії, навантаження майже не несе, а створює зайву вагу.

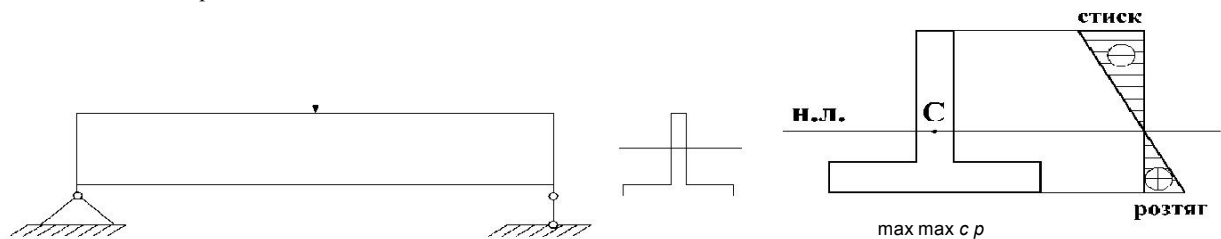
Тому раціональними будуть перерізи, в яких більша частина матеріалу віддалена від нейтральної лінії.



Важливу роль відіграє орієнтація перерізу – момент опору відносно нейтральної лінії повинен бути найбільшим.



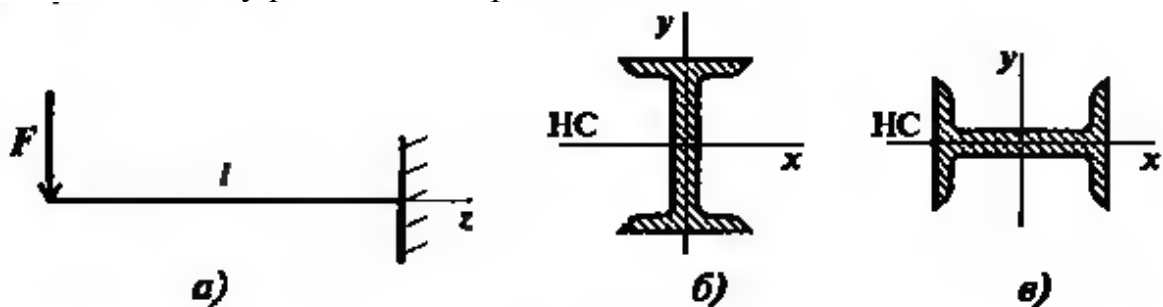
Для крихких матеріалів використовують несиметричний профіль, при цьому його орієнтують так, щоб напруження розтягу були менші напружень стиску, $\sigma_c > \sigma_p$.



Нераціональними є перерізи, що мають в найбільш віддалених від нейтральної лінії місцях гострі, вузькі частини.

Запитання для самоперевірки:

1. Чи залежать величини нормальних напружень від форми поперечних перерізів балки?
2. Напишіть формулу для отримання нормального напруження при згині в будь-якій точці поперечного перерізу
3. У якому разі балка витримає більше навантаження?



Тема самостійної роботи: «Розрахунки стиснутих стрижнів по формулі Ейлера та по емпіричним формулам»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 343-345.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Границі застосування формули Ейлера та формули Ясинського.
2. Осьові моменти інерції простих перерізів.
3. Найбільш раціональні форми стиснутих стрижнів.

Формула Ейлера може бути застосована тільки тоді, коли гнучкість стрижня більша або рівняється граничній гнучкості того матеріалу, з якого виготовлено стрижень (так звані стрижні великої гнучкості, для яких $\lambda \geq \lambda_{\text{гран}}$).

Багато які конструкції мають стрижні гнучкістю меншою за граничну.

Для стрижнів середньої гнучкості ($\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{\text{гран}}$) критичні напруги знаходяться за формулою Ясинського.

Стрижні малої гнучкості ($\lambda \leq \lambda_0$) для яких $\sigma_{\text{кр}}$ відповідає $\sigma_{\text{гран}}$ ($\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{т}}$ для пластичних та $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{вс}}$ для крихких матеріалів) розраховують не на стійкість, а на міцність, як при простому стисненні.

Запитання для самоперевірки:

1. За яких умов при розрахунках стиснутих стрижнів застосовується формула Ейлера? Формула Ясинського?
2. Запишіть формули за якими визначаються осьові моменти інерції простих перерізів.
3. Які форми стиснутих стрижнів є найбільш раціональними?

Тема самостійної роботи: «Гіпотези міцності та їх застосування. Розрахунки на стомленість»

Література: 1. Аркуша А. И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов, стор. 326-334.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Поняття про напружений стан у точці пружного тіла.
2. Види напруженого стану.
3. Призначення гіпотез міцності.
4. Застосування гіпотез міцності.

Розрахунки на опір стомленості (або спрощено – розрахунки на стомленість) мають в техніці дуже велике значення. На стомленість при згині розраховують вали і осі, що обертаються; на контактну стомленість і згин розраховують зубці зубчатих передач, катки фрикційних передач і багато інших деталей. Втрата працездатності і поломки деталей конструкцій нерідко відбуваються через стомленість матеріалу.

Розрахунки на стомленість нерідко виконуються як перевірочні. В результаті одержують фактичні коефіцієнти запасу міцності s , які порівнюють з коефіцієнтами запасу міцності $[s]$, що допускаються для даної конструкції, по умові:

$$s > [s].$$

Як правило, для деталей $[s] = 1,3 - 3$ і більше залежно від виду і призначення деталі.

При *симетричному* циклі зміни напруг коефіцієнт запасу міцності визначають по наступних формулах:

для розтягування (стиснення)

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{K_{\sigma}};$$

для кручення

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}}$$

для згину

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}};$$

де σ і τ — номінальні значення максимальних нормальних і дотичних напруг; K — коефіцієнт зниження межі витривалості.

При роботі деталей в умовах *асиметричного* циклу коефіцієнти запасу міцності визначають по формулах Серенсена-Кинасошвили:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma a} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m};$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau a} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

де σ_a і σ_m (τ_a і τ_m) — амплітуда і середня напруга циклу; ψ_{σ} та ψ_{τ} — коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу, які визначаються за формулами:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

$$\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

де σ_{-1} і σ_0 (τ_{-1} і τ_0) — межі витривалості при симетричному і віднульовому циклах.

Раніше було встановлено, що за інших рівних умов межа витривалості при симетричному циклі нижча, ніж при асиметричному, тобто симетричний цикл є найбільш небезпечним. Тому при дуже точних і відповідальних розрахунках застосовують формули Серенсена-Кинасошвили. При спрощених розрахунках можна вважати, що нормальні і дотичні напруги змінюються по симетричному циклу. Це дає невелике відхилення від точного розрахунку у бік збільшення запасу міцності.

У разі складного опору (згин і кручення, кручення і розтягування або

стиснення), тобто при спрощеному плоскому напруженому стані, загальний коефіцієнт запасу міцності s визначають з виразу

$$\frac{1}{s^2} = \frac{1}{s_\sigma^2} + \frac{1}{s_\tau^2}, \quad \text{звідки} \quad s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

де s_σ — коефіцієнт запасу міцності по нормальних напругах; s_τ — коефіцієнт запасу міцності по дотичних напругах.

Запитання для самоперевірки:

1. Яким чином можна уявити собі напружений стан у точці?
2. Які майданчики та напруги називаються початковими, а які — головними?
3. Що таке гіпотези міцності?
4. У якому разі виникає потреба їх використання?
5. Що таке еквівалентні напруження?
6. Що таке сумарний згинаючий момент?
7. Що таке еквівалентний момент?
8. Яке значення мають в техніці розрахунки на стомленість?
9. За якою методикою проводяться розрахунки на стомленість?

3 ДЕТАЛІ МАШИН

Тема самостійної роботи: «Вимоги, що ставляться до машин, вузлів та деталей. Проектний та перевірочний розрахунки»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 8, 21-23.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей

1. Висока надійність (**надійність** — це властивість виробу виконувати задані функції впродовж потрібного терміну служби без поломок і позапланових ремонтів).

2. Високі експлуатаційні показники: продуктивність; **ККД** — коефіцієнт корисної дії, що характеризує втрати енергії; точність; безпека обслуговування; ступінь автоматизації та інші.

3. **Технологічність** (технологічною є конструкція, яку можна виготовити з мінімальними затратами праці та засобів в умовах певного підприємства.)

4. Економічність (розуміється мінімальна вартість виготовлення та експлуатації виробу).

5. Транспортбельність — можливість зручного транспортування машини.

6. Ергономічність – зручність і безпека експлуатації машини з дотриманням санітарно-гігієнічних норм рівня вібрації та шуму.

7. Екологічність.

8. Естетичність.

Курс деталей машин концентрує увагу студентів на першій вимозі – надійності деталей та вузлів машин.

Запитання для самоперевірки:

1. Назвіть основні вимоги до машин та їх деталей.
2. Які основні критерії працездатності та розрахунку деталей машин?
3. Чим відрізняється проектний розрахунок від перевірного?

**Тема самостійної роботи: «Відомості про виготовлення зубчастих коліс.
Види руйнування зубів та основні критерії
працездатності. Матеріали зубчастих коліс»**

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 109-112, 123-126.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Яким чином отримують заготовки для виготовлення зубчастих коліс.
2. Основні методи виготовлення зубців коліс.
3. Методи обробки зубців.
4. Матеріали, які використовують для виготовлення зубчастих коліс.

Запитання для самоперевірки:

1. У чому полягає сутність нарізки зубців методом копіювання та методом обкатки? Приведіть їх порівнювальну характеристику.
2. Які фактори впливають на вибір ступені точності виготовлення зубчастих коліс?
3. Які ступені точності виготовлення використовують у передачах загального машинобудування?
4. Які матеріали використовують при виготовленні зубчастих коліс?
5. Чому усі сталеві зубчасті колеса поділяються на дві групи у залежності від твердості зубців?

Тема самостійної роботи: «Шевронні циліндричні зубчасті передачі»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 159-160.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Що являє собою шевронне колесо (див. рис. 1).

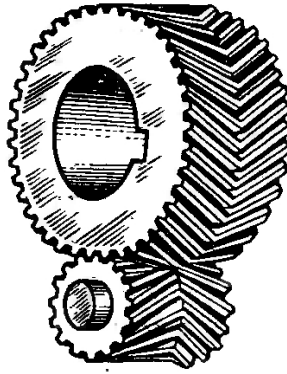


Рис. 1

2. Кут нахилу зубців шевронних коліс.
3. Технологія виготовлення шевронних коліс.
4. Недоліки шевронних коліс та область застосування.
5. Геометричний розрахунок та розрахунок на міцність шевронної передачі.

Запитання для самоперевірки:

1. В яких випадках використовуються шевронних зубчатих колеса?
2. Перерахуйте достоїнства та недоліки шевронних зубчатих коліс.
3. Які кути нахилу рекомендують для зубців шевронних коліс та чому допускають їх більший нахил, ніж у косозубих?

Тема самостійної роботи: «Планетарні зубчасті передачі; принцип роботи, будова, переваги, недоліки та галузь застосування»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 180-183.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Що таке планетарна передача?
2. Що таке диференціал?
3. Достоїнства планетарних передач.
4. Недоліки планетарних передач.
5. Галузь застосування планетарних передач.
6. Особливості вираховування передаточного числа планетарних передач.
7. Різновиди планетарних передач.

Запитання для самоперевірки:

1. Яку зубчасту передачу називають планетарною?
2. Устрій планетарної передачі та принцип роботи?
3. У якому разі планетарну передачу називають диференціалом?
4. Перерахуйте основні достоїнства та недоліки планетарних передач.

5. Яка з планетарних передач є найбільш уживаною?
6. Який принцип використовується для визначення передаточного співвідношення планетарної передачі?
7. Які різновиди планетарних передач ви знаєте?

**Тема самостійної роботи: «Види руйнувань зубів черв'ячних коліс.
Матеріали ланок черв'ячної пари»**

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 218-220.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Види руйнувань зубів черв'ячних коліс

В черв'ячній парі найменш міцним елементом є зуб колеса, для якого можливі всі види руйнувань та ушкоджень, які зустрічаються в зубчастих передачах, тобто викришування від втоми, зношування, заїдання та поломка зубів. Із перерахованих найрідше зустрічається поломка зубів колеса.

В передачах з колесами із олов'яних бронз (м'які матеріали) втомлене викришування робочих поверхонь зубів колеса найбільш небезпечне. Можливе і заїдання, яке проявляє себе в намазуванні бронзи на червяк; січення зуба поступово зменшується, при цьому передача може ще продовжувати працювати тривалий час.

Заїдання в вінцях коліс із міцних бронз (алюмінієвих) переходить в задирання з послідовним катастрофічним зносом зубів колеса частками бронзи, які приварилися до витків червяка. Цей вид руйнування зубів зустрічається найчастіше.

Для попередження заїдання рекомендується дуже добре обробляти поверхні витків та зубів, використовувати матеріали з високими антифрикаційними властивостями.

Зношування зубів коліс черв'ячних передач залежить від ступені забруднення мастила, точності монтажу, частоти пусків, а також від значень контактних напруг.

Злом зубів черв'ячних коліс відбувається в більшості випадків після зношування.

1. Основні умови праці пари червяк – колесо.
2. Вплив швидкості ковзання на вибір матеріалу зубчастих вінців черв'ячних коліс.

Запитання для самоперевірки:

1. З яких матеріалів виготовляються червяки та вінці черв'ячних коліс?
2. Назвіть фактори, які впливають на вибір матеріалів.
3. Назвіть основні види руйнування зубців черв'ячних коліс.
4. За яких умов працює пара червяк-колесо?

5. Як швидкість ковзання впливає на вибір матеріалу зубчатих вінців черв'ячних коліс?

Тема самостійної роботи: «Гвинтові передачі; принцип дії, будова, переваги, недоліки та галузь застосування»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 198-204.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Принцип дії гвинтової передачі.
2. Будова гвинтової передачі.
3. Переваги та недоліки гвинтових передач.
4. Галузь застосування гвинтових передач.
5. Рекомендації по конструюванню передачі гвинт-гайка.

Запитання для самоперевірки:

1. Опишіть принцип дії гвинтової передачі та її будову.
2. Які переваги та недоліки гвинтових передач?
3. Де застосовують гвинтові передачі?
4. Які різні застосовують для вантажних гвинтів?
5. Чим можна пояснити великий виграш у силі в передачі гвинт-гайка?
6. Що є основною причиною виходу зі строю гвинтів та гайок передачі?

Тема самостійної роботи: «Проектний і перевірочний розрахунки ланцюгової передачі»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 285 – 290.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Розрахунок ланцюгових передач полягає у підборі ланцюга за стандартом. При проектуванні ланцюгової передачі відомі: потужність P_1 , частота обертання вала ведучої зірочки n_1 , орієнтовна міжосьова відстань a_0 , умови роботи.

Найбільш вивченим та прогнозованим є зношування шарнірів ланцюга, тому розрахунок на забезпечення їх стійкості є основним.

- Порядок розрахунку ланцюгової передачі на зносостійкість такий:
- за допомогою графіків призначають z_1 , визначають $z_2 = z_1 \cdot u$, бажано, щоб z_1 і z_2 були числа прості непарні;
 - визначають крок ланцюга (проектний розрахунок) $t_{\min} \geq 12,7 \text{ мм}$

$$t_n = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_E}{z_1 \cdot K_m \cdot [p]}}$$

де T_1 – крутний момент па валу ведучої зірочки;
 K_m - коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядних $K_m=1$, дворядних $K_m=1,7$);

$[p]$ – допустимий тиск у шарнірах ланцюга із умови стійкості його проти зношування, залежить від частоти обертання ведучої зірочки та кроку, тому приймають його орієнтовно з довідкової літератури;

K_E – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі:

$$K_E = K_a \cdot K_H \cdot K_{дин} \cdot K_{рег} \cdot K_{зм} \cdot K_p \leq 2,$$

де K_a - коефіцієнт, що враховує величину міжосьової відстані;

K_H - коефіцієнт, що враховує кут нахилу передачі;

$K_{дин}$ - динамічний коефіцієнт;

$K_{рег}$ - коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання натягу віток;

$K_{зм}$ - коефіцієнт, що враховує спосіб змащування ланцюга;

K_p - коефіцієнт режиму роботи;

- за розрахованим значенням t_L і прийнятим m вибирають ланцюг із стандартним кроком (носить варіантний характер);
- визначають швидкість ланцюга;
- визначають колову силу;
- перевіряють тиск у шарнірах

$$p = \frac{F_t \cdot k_E}{A_{он}} \langle [p] \rangle$$

де $A_{он}$ – опорна поверхня шарніру, величина стандартна; тобто виконують *перевірний розрахунок*;

- уточнюють допустимий тиск у шарнірах:

$$[p] = 22 \cdot [1 + 0,01(z_1 - 17)];$$

- визначають число ланок ланцюга:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t};$$

де $a_t = a/t = 40t/t = 40$; $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$; $\Delta = (z_1 - z_2)/2\pi$;

округляють до цілого парного числа;

- уточнюють міжосьову відстань

$$a = 0,25 \cdot t_L \left[L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2} \right];$$

- визначають діаметри ділильних кіл зірочок

$$d_{д1} = \frac{t_{л}}{\sin \frac{180^0}{z_1}};$$

$$d_{д2} = \frac{t_{л}}{\sin \frac{180^0}{z_2}}$$

- визначають діаметри зовнішніх кіл зірочок

$$D_{E1} = t_{л} \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31d_1$$

$$D_{E2} = t_{л} \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31d_1$$

де $d_l \sim$ діаметр ролика;

- визначають сили, що діють на ланцюг F_V , F_f і вали F_B ;

- призначають спосіб змащування ланцюга, залежить він від швидкості ланцюга. При $V < 4 \text{ м/с}$ застосовують періодичне консистентне внутрішарнірне змащування (через кожні 120... 180 годин роботи). Для цього мастило нагрівають до температури, що забезпечує її зрідження. При $4 \text{ м/с} < V < 10 \text{ м/с}$ змащування забезпечують зануренням ланцюга в масляну ванну на глибину до ширини пластини. При великих швидкостях ($V > 12 \text{ м/с}$) використовують циркуляційне струменеве змащування від насоса чи циркуляційне відцентрове з подачею масла через канали у валах і зірочках. Залежно від навантаження для змащування ланцюгових передач застосовують масла індустріальні 30, 50, а при малих навантаженнях – індустріальне 20.

Розрахунок ланцюга на статичну міцність (перевірний) при дії максимальних короткочасних перевантажень виконують за умови, що розрахунковий запас міцності не менший від допустимого

$$S = \frac{Q_{руйн}}{\left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right) F_t + F_t + F_f} \geq [S];$$

де $Q_{руйн}$ - руйнівне навантаження, вказане у стандарті на ланцюг;

$T_{max}/T_{ном}$ - коефіцієнт перевантаження;

$[S]$ – допустимий нормативний запас міцності, $[S] = 5...10$.

Розрахунок ланцюга на ударну стійкість роликів (перевірний). З умови обмеження кінетичної енергії співудару шарніра об зуб зірочки визначають

$$w_1 \leq w_{max} = 1370 \frac{D}{t_H \cdot \xi} \sqrt{\frac{B_p}{9,8q \cdot t_H}} \frac{pad}{c}$$

де B_p - довжина роликів;

q - вага погонного метра ланцюга;

t_n - номінальний крок ланцюга;

θ - кут тиску шарніру на зубі зірочки (вибирають з таблиць залежно від z_1), $\xi = \sin \theta$.

Запитання для самоперевірки:

1. У чому полягає проектний розрахунок ланцюгової передачі?
2. Який параметр враховує коефіцієнт K_E при проектному розрахунку ланцюгової передачі?
3. За якими параметрами проводиться перевірний розрахунок ланцюгових передач?

Тема самостійної роботи: «Основні геометричні співвідношення в передачі. Розрахунок пасових передач»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 242-243, 255-259.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Основні геометричні співвідношення у пасових передачах: міжосьова відстань, розрахункова довжина та міжосьова відстань при остаточно встановленій довжині паса.
2. Розрахунок пасових передач

Розрахунок плоскопасової передачі

Існує два методи розрахунку: за максимальним напруженням у пасі і за тяговою здатністю паса (за кривими ковзання).

Розрахунок за максимальним напруженням у пасі Максимальне напруження у пасі буде у місці набігання ведучої вітки на менший шків

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{3\Gamma} + \sigma_V \leq [\sigma]_p,$$

де $[\sigma]_p$ - допустиме напруження паса на розрив, наближено можна прийняти: $[\sigma]_p = 1 \text{ Н/мм}^2$ для гумових пасів; $[\sigma]_p = 2 \dots 3 \text{ Н/мм}^2$ – для пасів із прогумованої тканини; $[\sigma]_p = 4 \dots 5 \text{ Н/мм}^2$ – для шовкових пасів.

Даний метод розрахунку пасової передачі потребує визначення коефіцієнта тертя f між пасом та шківом, а це складно, оскільки він залежить від швидкості руху паса.

У загальному машинобудуванні цей метод розрахунку практично не застосовується. Його використовують при розрахунку малопотужних пасових передач приладобудування.

Розрахунок за тяговою здатністю паса.

При розрахунку пасової передачі робоче навантаження вибирають таке, щоб коефіцієнт тяги φ знаходився у зоні точки φ_0 перегину кривої ковзання.

Тоді колове зусилля $F_t = F_{НОМ}$, кут ковзання $a_k \rightarrow a_l$. Порядок розрахунку передачі такий.

1. Вибирають матеріал паса, враховуючи умови роботи передачі, передавану потужність, швидкість, характеристику пасів та їх вартість.

2. Визначають діаметри шківів за формулами

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad D_2 = \frac{D_1 \cdot u}{1 + \varepsilon}$$

де P_1 - потужність на валу ведучого шківа,

n_1 - частота обертання ведучого шківа;

ε - коефіцієнт пружного ковзання, $\varepsilon = 0,005 \dots 0,02$; та округлюють їх до найближчих стандартних значень.

3. Визначають корисне допустиме напруження в пасі $[\sigma]$, попередньо вибравши необхідні коефіцієнти.

4. Визначають міжосьову відстань з умови мінімальних габаритів передачі, $a_0 > 2(D_1 + D_2)$.

5. Визначають кут охоплення меншого шківа пасом

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_0} \cdot 60^\circ.$$

6. Обчислюють площу поперечного перетину паса і погоджують його з табличними значеннями, тобто

$$A = b \cdot \delta = \frac{S \cdot F_1}{[\sigma]_0 C_0 C_a C_V C_p} = \frac{1000 P_1 S}{[\sigma]_0 C_0 C_a C_V C_p V} \leq b_{табл} \cdot \delta_{табл}.$$

7. Визначають розрахункову довжину паса

$$L_p = 2a_0 + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0};$$

та загальну $L = L_p + L_{зш}$ враховуючи додаткову довжину на зшивання.

8. За отриманою L_p проводять перевірку паса на нагрівання, припускаючи, що при швидкостях $V < 30$ м/с число його перебігів за секунду не повинне бути більше п'яти, а для швидкісних передач ($V > 30$ м/с) не більше 10.

9. Визначають навантаження, що діють на вали

$$F = (F_1 + F_2) \cos \gamma = 2 F_0 \cos \gamma.$$

10. Визначають максимальне напруження у пасі та довговічність.

11. Проектують шків передачі.

Розрахунок клинопасової передачі (з кордтканинними пасами)

При розрахунку вважають, що колове зусилля, яке передається передачею, пропорційне числу пасів і площі їх перетинів. Порядок розрахунку такий.

1. За заданою потужністю P_1 і частотою обертів n_1 шківів (вала) з таблиць (графіків) вибирають відповідний перетин (О, А, Б, В, Г, Д, Е) паса. Часто у таблицях для вказаних умов рекомендують декілька перетинів. Тоді розрахунок виконують для кожного із рекомендованих перетинів паралельно для вибору оптимального варіанту.

2. За вибраним перетином визначають рекомендоване стандартом

значення мінімального діаметра шківів D_1 і визначають $D_2 = \frac{D_1 \cdot u}{1 + \varepsilon}$

3. Обчислюють величини кута охоплення і швидкості паса

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_0} \cdot 60^\circ \qquad V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4}$$

4. Визначають коефіцієнти C_0, C_V, C_α, C_p . Коефіцієнт C_0 приймають таким, що дорівнює одиниці (для клиновидних пасів схема передачі не впливає на її роботу.)

5. Визначають корисне допустиме напруження в пасі $[\sigma]$.

6. Визначають мінімальне число пасів

$$z = \frac{1000 P_1}{[\sigma]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p \cdot V \cdot A_1} \leq 8(12),$$

де A_1 - площа перетину паса, величина стандартна задана в таблицях.

7. Перевіряють пас на умовний нагрів, що виникає через перегинання при пробіганні на шківів $L > V/10$, тут число 10 – допустиме значення числа перебігів пасу в секунду.

8. Визначають розрахункову довжину паса і вибирають стандартну довжину паса L .

9. Уточнюють міжосьову відстань відповідно до прийнятої стандартної довжини паса

$$\alpha = 0,25[L - 1,57(D_1 + D_2)] + \sqrt{(0,25[L - 1,57(D_1 - D_2)])^2 - 0,125(D_1 - D_2)^2}$$

10. Визначають діючі на вали навантаження і проектують шківів передачі.

Запитання для самоперевірки:

1. Які основні геометричні співвідношення у пасових передачах ви знаєте?

2. Як основні геометричні співвідношення відрізняються для плоскопасових та клинопасових передач?
3. За якими параметрами розраховують плоскопасові передачі?
4. Чому при проектуванні пасових передач треба уникати мінімальних діаметрів шківів?

Тема самостійної роботи: «Фрикційні передачі. Переваги та недоліки, галузь застосування. Варіатори»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 90-92, 95-97.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Принцип дії фрикційної передачі.
2. Умова працездатності фрикційної передачі.
3. Класифікація фрикційних передач.
4. Переваги та недоліки фрикційних передач, галузь їх застосування.
5. Варіатори: призначення та основні характеристики.
6. Різновиди варіаторів.

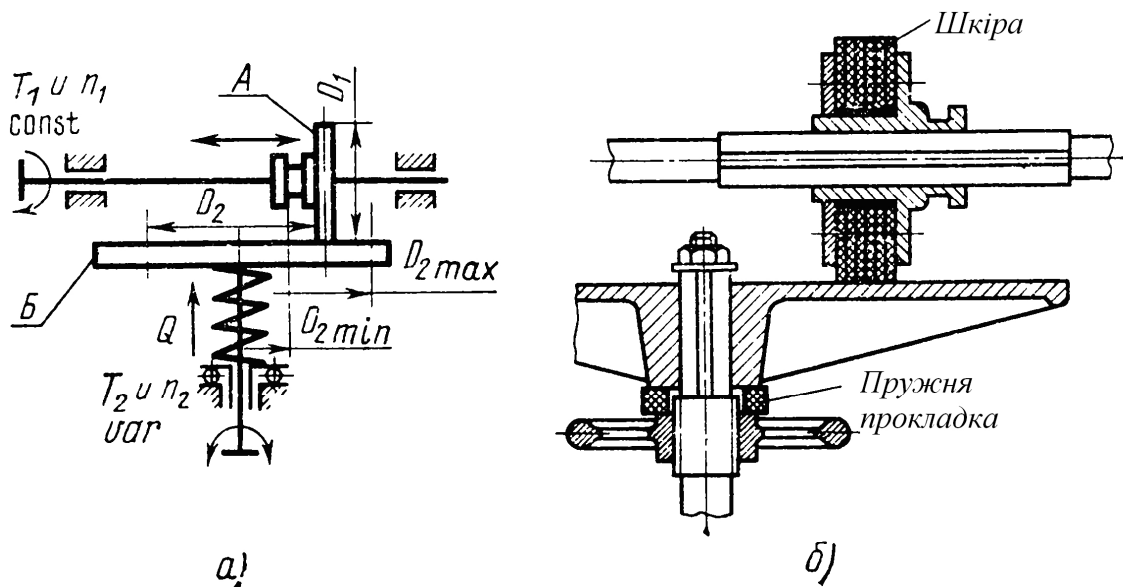


Рис. 1:

а – найпростіший лобовий варіатор; б – лобовий варіатор зі шкіряним ведучим роликом.

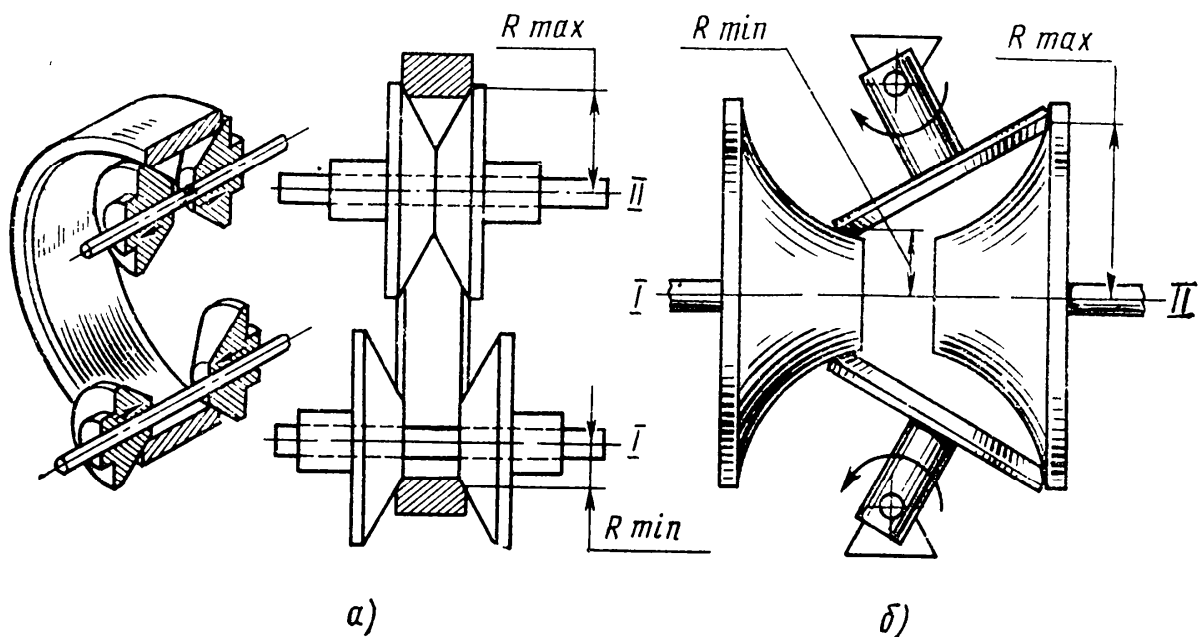


Рис. 2:

а – варіатор з конусами, що роздвигаються; б – торовий варіатор.

Запитання для самоперевірки:

1. Перерахуйте основні види фрикційних передач.
2. Які достоїнства та недоліки характерні для фрикційних передач?
3. Які пристрої називають варіаторами?
4. Що таке діапазон регулювання варіаторів та як він визначається?

**Тема самостійної роботи: «Проектний та перевірочний розрахунки валів.
Методи підвищення опору стомленості»**

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 295-301, 13-16.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Параметр, який визначається при проектному розрахунку вала.
2. Мета проектного розрахунку вала.
3. Мета перевірочного розрахунку вала.
4. Методи підвищення опору стомленості.

Характерною особливістю валів є те, що вони працюють при циклічному вигині найбільш небезпечного симетричного циклу, який виникає унаслідок того, що вал, обертаючись, повертається до діючих згинаючих навантажень то однією, то іншою стороною. При розробці конструкції валу найпильніша увага повинна бути звернута на вибір правильної його форми, щоб уникнути концентрації напруг в місцях переходів, причиною яких можуть бути втомні руйнування. З цією метою слід уникати:

- а) різких переходів перетинів;
- б) канавок і малих радіусів округлень;
- в) некруглих отворів;
- г) грубої обробки поверхні.

Для оцінки правильного вибору геометричної форми валу користуються гідравлічною аналогією, яка звучить: «Якщо контур деталі представити як трубу, в якій рухається рідина, то там, де потік турбулентний, виникне концентрація напруг».

Поломки валів і осей, що обертаються, в більшості випадків носять втомний характер. Причини поломок:

- а) невдалий вибір конструктивної форми і неправильна оцінка впливу концентрації напруг, викликаної цими формами;
- б) концентрація напруг, викликана обставинами технологічного або експлуатаційного характеру: надрізи, сліди обробки і ін.
- в) порушення норм технічної експлуатації: неправильне регулювання затягування підшипників, зменшення необхідних зазорів.

Найчастіше поломки відбуваються в зоні розташування таких концентраторів напруг, як пази шпонок, галтелі, поперечні глухі і крізні отвори. Критерієм міцності для більшості валів сучасних швидкохідних машин є витривалість. Втомні руйнування складають 40-50% випадків виходу валів і осей з ладу.

У разі напресовки на вал зубчатих коліс, кілець підшипників, втулок і інших деталей, які сполучаються, виникає різке зниження меж витривалості в 3...6 разів. Зародження втомної тріщини виникає у краю напресованої деталі. При розбиранні деталей, що сполучаються, можна знайти сліди корозії у вигляді затемнених плям, а також червоний порошок, що складається з оксидів заліза. Дане явище називають фреттінг – корозією в науковій літературі або простіше корозією тертя.

Причинами різкого зниження межі витривалості при фреттінг – корозії є концентрація напруг з краю контакту і складні фізико-хімічні процеси, що протікають в стику двох деталей, що сполучаються, при їх малому взаємному циклічному прослизанні унаслідок пружних деформацій.

Необхідно відзначити, що фреттінг пошкодження бувають не тільки в з'єднаннях з натягом, але і різьбових, шпонкових і заклепувальних з'єднаннях, а також в точках контакту дротяних канатів і гнучких валах, фрикційних затискачів і листових ресорах і інших місцях, де виникають умови для взаємного переміщення деталей, що сполучаються.

Встановлено, що ту або іншу роль в процесі фреттінга виконують більше 50 чинників. Таким чином, процес дуже складний, до кінця не вивчений. Для гладких валів з напресованою деталлю (рис.1, а) відношення, що характеризує зниження межі витривалості унаслідок концентрації напруг і масштабного чинника, може бути розраховане по наступних формулах при дії згинаючого моменту і поперечної сили:

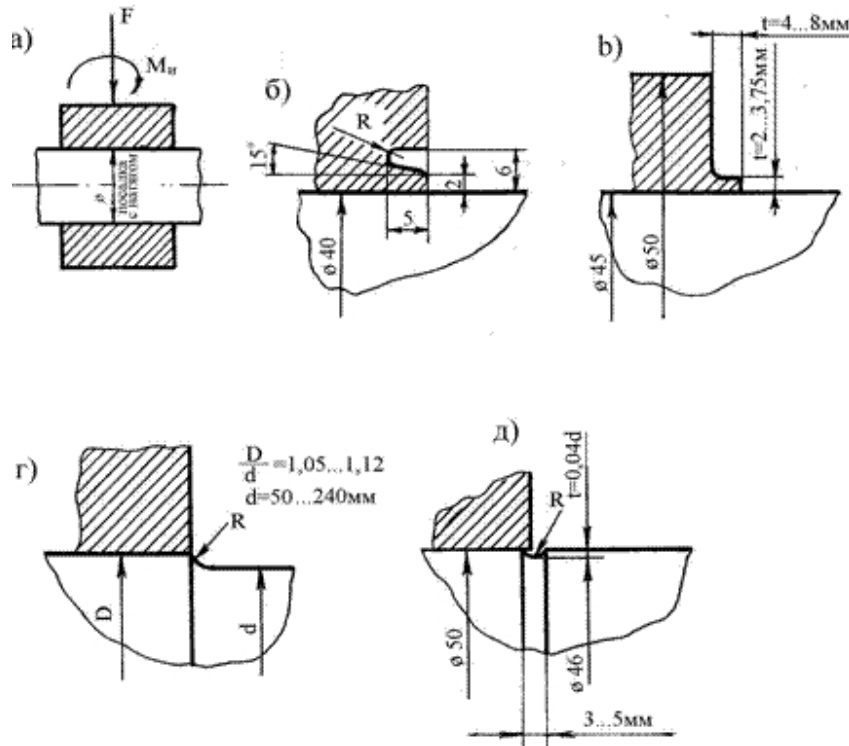


Рис. 1 – Конструктивні методи підвищення опору утомленості валів

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1d}} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}\right)_0 \cdot \xi' \cdot \xi''$$

де K_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напруг зразка з межею витривалості і $d_0 = 7,5$ мм;

$K_{d\sigma}$ - масштабний чинник, що враховує розмір поперечного перетину гладкого зразка з межею витривалості σ_{-1d} , діаметром до 300 мм.

$$\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}\right)_0 = 0,38 + 1,48 \lg d \quad \text{при } d < 150 \text{ мм};$$

$$\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}\right)_0 = 3,6 \quad \text{при } d > 150 \text{ мм};$$

$\xi' = 0,305 + 0,00139 \sigma_{\varepsilon}$ - коефіцієнт, що враховує межу витривалості матеріалу σ_{ε}

ξ'' - коефіцієнт, що враховує тиск посадки – p в зв'язаних деталях;

$$\xi'' = 0,65 + 0,014p \quad \text{при } p < \text{МПа};$$

$$\xi'' = 1 \quad \text{при } p > 25 \text{ МПа}.$$

Слід зазначити, якщо насаджена деталь не передає момент і силу, то слідує вираз, $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ помножити на поправочний коефіцієнт $K_{\Pi} = 0,85$.

Для зменшення шкідливого впливу фреттинг – корозії на опір утомленості застосовують конструктивні і технологічні заходи. Так, розвантажуючі виточки на торці напресованої деталі (рис., б) або поясочки

(рис., в) підвищують межу витривалості в 1,2 ...1,5 рази, потовщення під маточинною частині валу (рис., г) – в 1,3...1,5 рази.

Розвантажуючі виточки валу (рис., д), нанесені шляхом накатки підвищують межу витривалості в 1,4 рази.

Технологічними заходами для підвищення межі витривалості є зменшення мікронерівності сполучаються поверхні шляхом полірування і шліфування, збереження від корозії і поверхневі хіміко – термічні, механічні і інші методи, як плазмові напилення, іонна імплантація, що підвищує у результаті межу витривалості у 1,5...2 рази і більш.

Опір стомлюваності можна значно підвищити, якщо прикласти той або інший спосіб поверхневого зміцнення: азотування, поверхневе закалювання ТВЧ, дробеструйне надклепування, обкочування роликami і т.д. При цьому можна отримати збільшення границі витривалості до 50% та більше. Чутливість деталей к поверхневому зміцненню зменшується зі збільшенням їх розмірів.

Запитання для самоперевірки:

1. Який параметр вала визначається при проектному розрахунку?
2. Чому вали розраховують в два етапи: перший — проектувальний розрахунок, другий — перевірочний розрахунок?
3. Яка мета проектувального розрахунку, який звичайно діаметр валу визначають і чому?
4. Яка мета перевірочного розрахунку? Який параметр при цьому визначають?
5. Які конструктивні і технологічні способи підвищення витривалості валів?

Тема самостійної роботи: «Різновиди руйнувань та основні критерії працездатності»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 314-316.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Основними видами руйнування підшипників кочення є:
 - втомне викришування робочих поверхонь (у більшості підшипників біжучої доріжки внутрішнього кільця, у сферичних – на зовнішніх). Це є характерним для навантажених підшипників, працюючих у маслі без забруднення; причини викришування – контактні напруження;
 - руйнування кілець і тіл кочення (сколювання буртів, роздавлювання кілець або шариків; роздавлювання – явище ненормальне;
 - зношення кілець і тіл кочення (робота у абразиві, незадовільні захисні пристрої);
 - утворення вм'ятин на робочих поверхнях (брінелювання) при динамічних навантаженнях і великих статичних (місцеві пластичні

- деформації);
- руйнування сепараторів (характерне для швидкохідних підшипників).
2. Підшипники розраховують за критеріями витривалості (розрахунок на довговічність) і статичної вантажопідйомності (на відсутність вм'ятин).

Запитання для самоперевірки:

1. Які різновиди руйнувань характерні для підшипників ковзання?
2. Які різновиди руйнувань зустрічаються найчастіше?
3. Які критерії враховують при розрахунку підшипників ковзання?

Тема самостійної роботи: «Підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 335-338.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

Розрізняють підбір підшипників по динамічній вантажопідйомності для попередження втомного руйнування (викришування), по статичній вантажопідйомності для попередження залишкових деформацій.

Вибір підшипників по динамічній вантажопідйомності C (по заданому ресурсу або довговічності).

Розрахунок на довговічність виконують відповідно з: стандартом. Спочатку, виходячи із умов експлуатації та конструкції підшипникового вузла, величини діючих на підшипник сил, режиму навантаження, діаметра підшипника і частоти обертання вала, призначають тип підшипника. Для підшипників з частотою обертання $n > 10$ об/хв експериментально встановлено залежність для визначення ресурсу

$$L = \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^{\alpha}$$

де C - динамічна вантажопідйомність, тобто постійне навантаження, яке може витримати підшипник протягом 10^6 обертів;

$F_{екв}$ — еквівалентне (зведене, розрахункове) навантаження;

L — ресурс, тобто сумарне число мільйонів обертів до появи ознак втомиленості;

α — показник степеня, для шарикопідшипників $\alpha=3$, для роликотпідшипників $\alpha=3,33$.

При частоті обертання $n = 1 \dots 10$ об/хв приймають $n = 10$ об/хв. Для радіальних шарикових і радіально-упорних шарико- і роликотпідшипників еквівалентне навантаження визначають як

$$F_{екв} = (XK_k F_r + YF_0) K_\delta K_t$$

для підшипників з короткими циліндричними роликами

$$F_{екв} = F_r K_k K_\delta K_t$$

для упорних підшипників

$$F_{екв} = F_0 K_\delta K_t$$

для упорно-радіальних підшипників

$$F_{екв} = (XF_r + YF_0) K_\delta K_t$$

де F_r — радіальне навантаження, Н; F_0 — осьове навантаження, Н;
 X , Y — коефіцієнти радіального і осьового навантаження (наводяться у
таблицях залежно від відношення $\frac{F_0}{K_k F_r} = e$);

K_k — коефіцієнт кільця (враховує, яке кільце обертається). При
обертанні внутрішнього кільця $K_k = 1$.

K_δ — коефіцієнт безпеки, враховує динамічне навантаження;

K_t — температурний коефіцієнт; при $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_t = 1$.

Оскільки

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6},$$

то для обчисленої $F_{екв}$ потрібна динамічна вантажопідйомність

$$C = L^{\frac{1}{\alpha}} \cdot F_{екв} = \left(\frac{60n \cdot L}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot F_{екв} \leq C_{табл},$$

де n - частота обертання вала, об/хв;

L_h , — довговічність (число годин роботи).

Переважно середнє значення $L_h = 2500 \dots 10000$ годин. Знаючи C і d
(діаметр шипа або шийки, а вони відомі після конструювання валів), за
допомогою каталогу підбирають підшипник.

Якщо підшипники підібрані конструктивно, то перевіряють їх ресурс

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^\alpha \text{ годин.}$$

При розрахунку радіально-упорних підшипників потрібно враховувати
виникнення осьової сили у підшипниках завдяки куту β нахилу біжучої доріжки
до площини підшипника. Цю силу приймають:

- для шарикопідшипників

$$F_0 = eF_r;$$

- для роликопідшипників

$$F_0 = 0,83eF_r,$$

де 0,83 – коефіцієнт, пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення.

При цьому e вибирають із таблиць або графіків залежно від кута контакту β .

Запитання для самоперевірки:

1. Що таке динамічна C і статична C_0 вантажопідйомність підшипника?
2. Що називається еквівалентним динамічним навантаженням підшипника?
3. Якою залежністю пов'язані вантажопідйомність та еквівалентне динамічне навантаження з ресурсом підшипника?
4. Як враховується надійність, якість матеріалу та умови експлуатації при визначенні ресурсу підшипника?
5. Умова підбора підшипника за динамічною вантажопідйомністю.

Тема самостійної роботи: «Муфти. Призначення і класифікація. Методика підбору стандартних муфт»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 347-368,

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Призначення муфт.
2. Класифікація муфт за принципом їх дії.
3. Підбір стандартних муфт.

Підбір і розрахунок муфт.

Основною характеристикою муфт є передаваний обертаючий момент T . Муфти підбирають за ДСТУ або відомчим нормаліям по більшому діаметру кінців валів, що сполучаються, і, розрахунковому моменту:

$$T_{розр} = K \cdot T$$

де K — коефіцієнт режиму роботи муфти.

Для приводів від електродвигуна приймають:

при спокійному навантаженні $K = 1,15 \dots 1,4$,
при змінному навантаженні $K = 1,5 \dots 2$,
при ударному навантаженні $K = 2,5 \dots 3$.

Муфти кожного розміру виконують для деякого діапазону діаметрів валів, які можуть бути різними при одному і тому ж обертаючому моменті унаслідок різних матеріалів і різних згинаючих моментів. Найслабкіші ланки вибраної муфти перевіряють розрахунком на міцність по розрахунковому моменту $T_{\text{розр}}$.

Запитання для самоперевірки:

1. Для чого призначені муфти?
2. Які розрізняють групи механічних муфт за принципом їх дії?
3. Чому з муфт зчеплення найбільш поширені фрикційні муфти?
4. Який устрій мають і як працюють запобіжні муфти?

Тема самостійної роботи: «Шліцьові з'єднання. Призначення, переваги і недоліки. Класифікація по характеру з'єднання»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 79-81.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Переваги шліцьових з'єднань.

Шліцьові (зубчасті) з'єднання – це з'єднання, які можна представити як багатошпонкові, у яких шпонки виготовлені як одне ціле з валом (див. рис. 1).

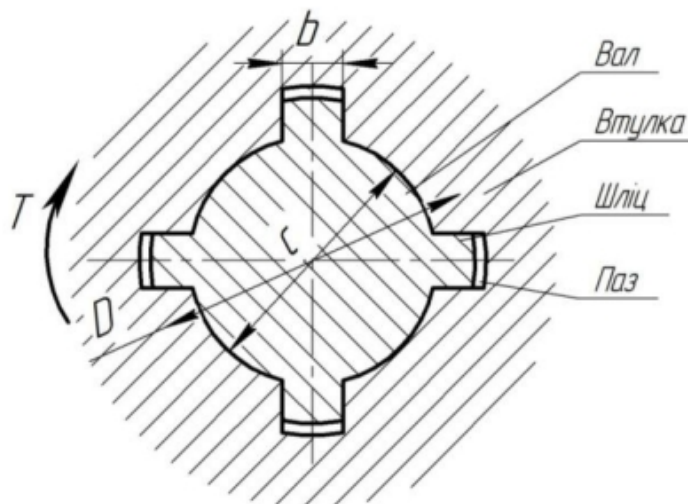


Рис. 1

Переваги порівняно із шпонковими з'єднаннями: велика несуча здатність, велика втомленісна міцність вала, краще центрування. Розміри шліців D , b , d , z - стандартизовані. Число шліців $2 = 4,6 \dots 10 \dots 20$. Найчастіше використовують $z = 4 \dots 10$.

Колова силу, прикладену до кожного шліца, при передачі крутного моменту T , визначають за формулою

$$F_t = \frac{T}{z \cdot r_{cp}}$$

де r_{cp} - середній радіус шліців, $r_{cp} = \frac{(D + d)}{4}$

Профілі шліців можуть бути:

- прямобічні (рухомі і нерухомі);
- евольвентні (рухомі і нерухомі);
- трикутні (нерухомі).

2. Недоліки шліцевих з'єднань.
3. Різновиди шліцевих з'єднань.
4. Класифікація по характеру з'єднання

Запитання для самоперевірки:

1. Призначення шліцевих з'єднань.
2. Які переваги мають шліцеві з'єднання у порівнянні зі шпонковими?
3. Для чого призначені шліцеві з'єднання?
4. Які різновиди шліцевих з'єднань ви знаєте?
5. Як класифікують шліцеві з'єднання?

Тема самостійної роботи: «Розрахунок одиночного бовта (гвинта, шпильки) на міцність при постійному навантаженні»

Література: 1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин, стор. 62-70.

При роботі з літературою необхідно звернути увагу на наступні питання:

1. Міцність як основний критерій працездатності різьбових з'єднань.
2. Розрахунок на міцність нарізаної частини стрижня на розтяг.
3. При дії постійного навантаження затягнутий бовт (гвинт або шпилька) навантажений також осью розтягуючою силою.
4. При дії постійного навантаження бовт (гвинт або шпилька) встановлений в отвір з зазором, навантажений поперечною силою?

Запитання для самоперевірки:

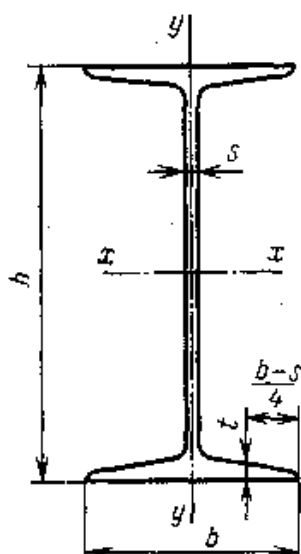
1. Що є основним критерієм працездатності різьбових з'єднань?
2. Який характер має руйнування різьбових деталей?
3. Як розраховують бовти (гвинти та шпильки) при дії на них постійних навантажень?
4. Як визначити допустимі напруги для бовтів (гвинтів та шпильок) при розрахунку їх на міцність?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Аркуша А. И., Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 2002.
- 2 Вереина Л. И. Техническая механика: Учеб. для нач. проф. образования: Учеб. пособие для сред. проф. образования. – М.: ПрофОбрИздат, 20002.
- 3 Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. Шк., 2008.
- 4 Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин – М.: Высшая школа, 2004.
- 5 Мовнин М. С., Израелит А. Б., Рубашкин А. Г. Руководство по решению задач по технической механике. – М.: Высшая школа, 2001.
- 6 Олофинская В. П. Техническая механика: Курс лекций с вариантами практических заданий: Учеб. пособие / В. П. Олофинская. – 3-е изд., испр. – М.: ФОРУМ, 2012.
- 7 Олофинская В. П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: Учеб. пособие. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006.
- 8 Павловський М. А. Механіка. – К.: Техніка, 2002.
- 9 Писаренко Г. С, Квітка О. Л, Уманський Є. С. Опір матеріалів. – К.: Вища шк., 2004.
- 10 Федуліна А. І., Теоретична механіка: Навч. посіб. – К.: Вища школа, 2005.
- 11 Эрдеди А. А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов: учеб. пособие для студ. учреждений сред. проф. образования / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. – 8-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2007.

ТАБЛИЦА СОРТАМЕНТА

Двутавры стальные горячекатаные (по ГОСТ 8239—89)

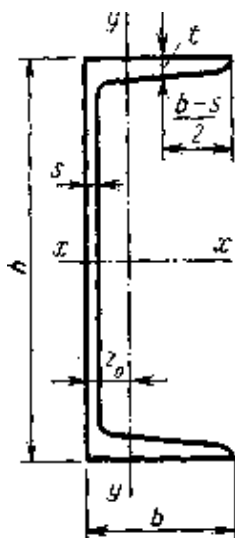


h — высота двутавра;
 b — ширина полки;
 d — толщина стенки;
 t — средняя толщина полки;
 A — площадь поперечного сечения;

J — момент инерции;
 W — момент сопротивления;
 S_x — статический момент полусечения;
 i — радиус инерции.

Номер двутавра	Масса 1 м, кг	Размеры, мм				A , см ²	J_x , см ⁴	W_{x_3} , см ³	i_x , см	S_{x_3} , см ³	J_y , см ⁴	W_{y_3} , см ³	i_y , см
		h	b	d	t								
10	9,46	100	55	4,5	7,2	12	198	39,7	4,06	23	17,9	6,49	1,22
12	11,5	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	13,7	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	15,9	160	81	5	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	18,4	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	19,9	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
20	21	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	22,7	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	24	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
22a	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,50
24	27,3	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24a	29,4	240	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	31,5	270	125	6	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27a	33,9	270	135	6	10,2	43,2	5500	407	11,3	229	337	50	2,80
30	36,5	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30a	39,2	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	42,2	330	140	7	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	48,6	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	57	400	155	8,3	13	72,6	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03

Ном ер дву- вра	Масса 1 м, кг	Размеры, мм				$A, \text{см}^2$	$J_x, \text{см}^4$	$W_{x_3}, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$S_{x_3}, \text{см}^3$	$J_y, \text{см}^4$	$W_{y_3}, \text{см}^3$	$i_y, \text{см}$
		h	b	d	t								
45	66,5	450	160	9	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	78,5	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	92,6	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	108	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54



Швеллеры стальные горячекатаные (по ГОСТ 8240—89)

h — высота швеллера;

b — ширина полки;

s — толщина стенки;

t — средняя толщина полки;

A — площадь поперечного сечения;

J — момент инерции;

W — момент сопротивления;

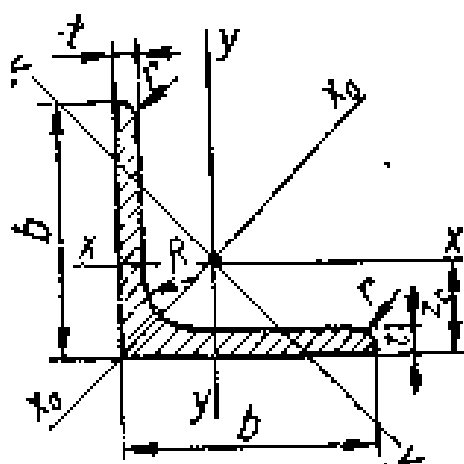
S — статический момент полусечения;

i — радиус инерции.

Ном ер швел- лера	Масса 1 м, кг	Размеры, мм				$A, \text{см}^2$	$J_x, \text{см}^4$	$W_{x_3}, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$S_{x_3}, \text{см}^3$	$J_y, \text{см}^4$	$W_{y_3}, \text{см}^3$	$i_y, \text{см}$	$z_0, \text{см}$
		h	b	s	t									
5	4,84	50	32	4,4	7	6,16	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
6,5	5,9	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15	2,54	9	8,7	3,68	1,08	1,24
8	7,05	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10	8,59	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
12	10,4	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
14	12,3	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,6	40,8	45,4	11	1,7	1,67
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
14a	13,3	140	62	4,9	8,7	17,0	545	77,8	5,66	45	57,5	13,3	1,84	1,87
16	14,2	160	64	5	8,4	18,1	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,8
16a	15,3	160	68	5	9	19,5	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2
18	16,3	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86	17	2,04	1,94
18a	17,4	180	74	5,1	9,3	22,2	1190	132	7,32	76,1	105	20	2,18	2,13

Ном ер шве- лера	Масса 1 м, кг	Размеры, мм				$A, \text{см}^2$	$J_x, \text{см}^4$	$W_{x_3}, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$S_{x_3}, \text{см}^3$	$J_y, \text{см}^4$	$W_{y_3}, \text{см}^3$	$i_y, \text{см}$	$z_0, \text{см}$
		h	b	s	t									
20	18,4	200	76	5,2	9	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,2	2,07
20а	19,8	200	80	5,2	9,7	25,2	1670	167	8,15	95,9	139	24,2	2,35	2,28
22	21	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
24	24	240	90	5,6	10	30,6	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,6	2,42
24а	25,8	240	95	5,6	10,7	32,9	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78	2,67
27	27,7	270	95	6	10,5	35,2	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
30	31,8	300	100	6,5	11	40,5	5810	387	12	224	327	43,6	2,84	2,52
33	36,5	330	105	7	11,7	46,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
36	41,9	360	110	7,5	12,6	53,4	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,1	2,68
40	48,3	400	115	8	13,5	61,5	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75

Уголки стальные горячекатаные равнополочные (по ГОСТ 8509—86)



b — ширина полки;
 t — толщина полки;
 R — радиус внутреннего закругления;
 r — радиус закругления полок;
 J — момент инерции;
 i — радиус инерции;
 z_0 — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки;
 J_{xy} — центробежный момент инерции.

Номер уголка	Размеры, мм				Площадь м ²	Справочные величины для осей										
						x-x			x ₀ -x ₀		y ₀ -y ₀			$J_{xy}, \text{см}^4$	$z_0, \text{см}$	масса 1м, кг
	b	t	R	r		$J_x, \text{см}^4$	$W_{x_3}, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$J_{x0\max}, \text{см}^4$	$i_{x0\max}, \text{см}$	$J_{y0\min}, \text{см}^4$	$W_{y0\min}, \text{см}^3$	$i_{y0\min}, \text{см}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60	0,89
		4			1,46	0,50	0,37	0,58	0,73	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64	1,15
2,5	25	3			1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73	1,12
		4			1,86	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76	1,46
		5			2,27	1,22	0,72	0,73	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,69	0,80	1,78

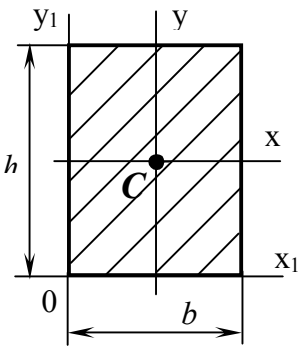
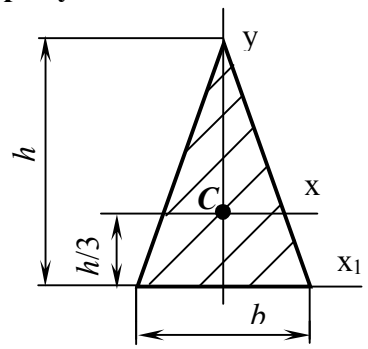
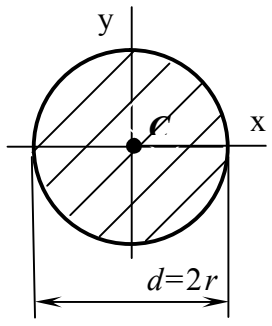
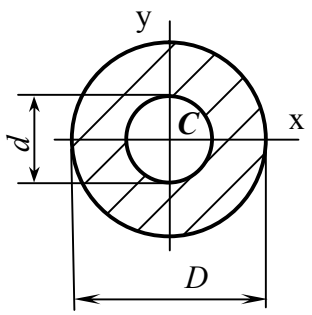
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80	1,27
3	30	3	4,0	1,3	1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85	1,36
		4			2,27	1,84	0,87	0,90	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89	1,78
		5			2,78	2,20	1,06	0,89	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93	2,18
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89	1,46
		4			2,43	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94	1,91
3,5	35	3			2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97	1,60
		4			2,67	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01	2,10
		5			3,28	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05	2,58
4	40	3	5,0	1,7	2,35	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09	1,85
		4			3,08	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13	2,42
		5			3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17	2,98
		6			4,48	6,41	2,30	1,20	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21	3,52
4,5	45	3	5,0	1,7	2,65	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21	2,08
		4			3,48	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26	2,73
		5			4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30	3,37
		6			5,08	9,35	2,95	1,36	14,80	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34	3,99
5	50	3	5,5	1,8	2,96	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33	2,32
		4			3,89	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38	3,05
		5			4,80	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42	3,77
		6			5,69	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46	4,47
		7			6,56	14,84	4,23	1,50	23,47	1,89	6,21	2,93	0,97	8,63	1,50	5,15
		8			7,41	16,51	4,76	1,49	26,03	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53	5,82
5,6	56	4	6,0	2,0	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52	3,44
		5			5,41	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57	4,25
6	60	4	7,0	2,3	4,72	16,21	3,70	1,85	25,69	2,33	6,72	2,93	1,19	9,48	1,62	3,71
		5			5,83	19,79	4,56	1,84	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	11,61	1,66	4,58
		6			6,92	23,21	5,40	1,83	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	13,60	1,70	5,43
		8			9,04	29,55	7,00	1,81	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	17,22	1,78	7,10
		10			11,08	35,32	8,52	1,79	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	20,32	1,85	8,70
6,3	63	4			4,96	18,86	4,09	1,95	29,90	2,45	7,81	3,26	1,25	11,00	1,69	3,90
		5			6,13	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74	4,81

		6			7,28	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78	5,72
7	70	4,5	8,0	2,7	6,20	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88	4,87
		5			6,86	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90	5,38
		6			8,15	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94	6,39
		7			9,42	42,98	8,57	2,14	68,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99	7,39
		8			10,67	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02	8,37
		10			13,11	57,90	11,82	2,10	91,52	2,64	24,27	8,17	1,36	33,60	2,10	10,29
7,5	75	5	9,0	3,0	7,39	39,53	7,21	2,31	62,65	2,91	16,41	5,74	1,49	23,10	2,02	5,80
		6			8,78	46,57	8,57	2,30	73,87	2,90	19,28	6,62	1,48	27,30	2,06	6,89
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		7			10,15	53,34	9,89	2,29	84,61	2,89	22,07	7,43	1,47	31,20	2,10	7,96
		8			11,50	59,84	11,18	2,28	94,89	2,87	24,80	8,16	1,47	35,00	2,15	9,02
		9			12,83	66,10	12,43	2,27	104,72	2,86	27,48	8,91	1,46	38,60	2,18	10,07
8	80	5,5	9,0	3,0	8,63	52,68	9,03	2,47	83,56	3,11	21,80	7,10	1,59	30,90	2,17	6,78
		6			9,38	56,97	9,80	2,47	90,40	3,11	23,54	7,60	1,58	33,40	2,19	7,36
		7			10,85	65,31	11,32	2,45	103,66	3,09	26,97	8,55	1,58	38,30	2,23	8,51
		8			12,30	73,36	12,80	2,44	116,39	3,08	30,32	9,44	1,57	43,00	2,27	9,65
		10			15,14	88,58	15,67	2,42	140,31	3,04	36,85	11,09	1,56	56,70	2,35	11,88
		12			17,90	102,74	18,42	2,40	162,27	3,01	43,21	12,62	1,55	59,50	2,42	14,05
9	90	6	10,0	3,3	10,61	82,10	12,49	2,78	130,00	3,50	33,97	9,88	1,79	48,10	2,43	8,33
		7			12,28	94,30	14,45	2,77	149,67	3,49	38,94	11,15	1,78	55,40	2,47	9,64
		8			13,93	106,11	16,36	2,76	168,42	3,48	43,80	12,34	1,77	62,30	2,51	10,93
		9			15,60	118,00	18,29	2,75	136,00	3,46	48,60	13,48	1,77	68,00	2,55	12,20
		10			17,17	128,60	20,07	2,74	203,93	3,45	53,27	14,54	1,76	75,30	2,59	13,48
		12			20,33	149,67	23,85	2,71	235,88	3,41	62,40	16,53	1,75	86,20	2,67	15,96
10	100	6,5	12,0	4,0	12,82	122,10	16,69	3,09	193,46	3,89	50,73	13,38	1,99	71,40	2,68	10,06
		7			13,75	130,59	17,90	3,08	207,01	3,88	54,16	14,13	1,98	76,40	2,71	10,79
		8			15,60	147,19	20,30	3,07	233,46	3,87	60,92	15,66	1,98	86,30	2,75	12,25
		10			19,24	178,95	24,97	3,05	283,83	3,84	74,08	18,51	1,96	110,0	2,83	15,10
		12			22,80	208,90	29,47	3,03	330,95	3,81	86,84	21,10	1,95	122,0	2,91	17,90
		14			26,28	237,15	33,83	3,00	374,98	3,78	99,32	23,49	1,94	138,0	2,99	20,63
		15			27,99	250,68	35,95	2,99	395,87	3,76	105,43	24,62	1,94	145,0	3,03	21,97
		16			29,68	263,82	38,04	2,98	416,04	3,74	111,61	25,79	1,94	152,0	3,06	23,30

Ном ер угол ка	Размеры, мм				Площ адь см ²	Справочные величины для осей										
						X—X			X ₀ —X ₀		Y ₀ —Y ₀			J _{xy} см ⁴	Z ₀ см	масс а 1м, кг
	b	t	R	r		J _x см ⁴	W _x см ³	i _x см	J _{x0max} см ⁴	i _{x0max} см	J _{y0min} см ⁴	W _{y0min} см ³	i _{y0min} см			
11	110	7			15,15	175,61	21,83	3,40	278,54	4,29	72,68	17,36	2,19	106,00	2,96	11,89
		8			17,20	198,17	24,77	3,39	314,51	4,28	81,83	19,29	2,18	116,00	3,00	13,50
12	120	8			18,80	259,75	29,68	3,72	412,45	4,68	107,04	23,29	2,39	153,00	3,25	14,76
		10			23,24	317,16	36,59	q,69	503,79	4,66	130,54	27,72	2,37	187,00	3,33	18,24
		12			27,60	371,80	43,30	3,67	590,28	4,62	153,33	31,79	2,36	218,00	3,41	21,67
		15			33,99	448,90	52,96	3,63	711,32	4,57	186,48	37,35	2,34	262,00	3,53	26,68
12,5	125	8	14,0	4,6	19,69	294,36	32,20	3,87	466,76	4,87	121,96	25,67	2,49	172,00	3,36	15,46
		9			22,0	327,48	36,00	3,86	520,00	4,86	135,88	28,26	2,48	192,00	3,40	17,30
		10			24,33	359,82	39,74	3,85	571,04	4,84	148,59	30,45	2,47	211,00	3,45	19,10
		12			28,89	422,23	47,06	3,82	670,02	4,82	174,43	34,94	2,46	248,00	3,53	22,68
		14			33,37	481,76	54,17	3,80	763,90	4,78	199,62	39,10	2,45	282,00	3,61	26;20
		16			37,77	538,56	61,09	3,78	852,84	4,75	224,29	43,10	2,44	315,00	3,68	29,65
14	140	9	14,0	4,6	24,72	465,72	45,55	4,34	739,42	5,47	192,03	35,92	2,79	274,00	3,78	19,41
		10			27,33	512,29	50,32	4,33	813,62	5,46	210,96	39,05	2,78	301,00	3,82	21,45
		12			32,49	602,49	59,66	4,31	956,98	5,43	248,01	44,97	2,76	354,00	3,90	25,50
15	150	10			29,33	634,76	58,07	4,65	1008,56	5,86	260,97	45,34	2,98	374,00	4,07	23,02
		12			34,89	747,48	68,90	4,63	1187,86	5,83	307,09	52,32	2,97	440,00	4,15	27,39
		15			43,08	908,38	84,66	4,59	1442,60	5,79	374,17	61,96	2,95	534,00	4,27	33,82
		18			51,09	1060,08	99,86	4,56	1680,92	5,74	439,24	70,91	2,93	621,00	4,38	40,11
16	160	10	16,0	5,3	31,43	774,24	66,19	4,96	1229,10	6,25	319,38	52,52	3,19	455,00	4,30	24,67
		11			34,42	844,21	72,44	4,95	1340,66	6,24	317,77	56,53	3,18	496,00	4,35	27,02
		12			37,39	912,89	78,62	4,94	1450,00	6,23	375,78	60,53 -	3,17	537,00	4,39	29,35
		14			43,57	1046,47	90,77	4,92	1662,13	6,20	430,81	68,15	3,16	615,00	4,47	33,97
		16			49,07	1175,19	102,64	4,89	1865,73	6,17	484,64	75,92	3,14	690,00	4,55	38,52
		18			54,79	1290,24	114,24	4,87	2061,03	6,13	537,46	82,08	3,13	771,00	4,63	43,01
		20			60,40	1418,85	125,60	4,85	2248,26	6,10	589,43	90,02	3,12	830,00	4,70	47,44

Номер уголка	Размеры, мм				Площадь см ²	Справочные величины для осей										
						x-x			X ₀ -X ₀		Y ₀ -Y ₀			J _{xy} см ⁴	Z ₀ см	масса 1м, кг
	b	t	R	r		J _x см ⁴	W _x см ³	i _x см	J _{x0max} см ⁴	i _{x0max} см	J _{y0min} см ⁴	W _{y0min} см ³	i _{y0min} см			
18	180	11	16,0	5,3	38,80	1216,44	92,47	5,60	1933,10	7,06	499,78	72,86	3,59	716,00	4,85	30,47
		12			42,19	1316,62	100,41	5,59	2092,78	7,04	540,45	78,15	3,58	776,00	4,89	33,12
		15			52,18	1607,36	123,74	5,55	2554,99	7,00	659,73	93,11	3,56	948,00	5,01	40,96
		18			61,99	1884,07	146,36	5,51	2992,69	6,95	775,44	106,88	3,54	1108,00	5,13	48,66
		20			68,43	206) , 11	161,07	5,49	3271,31	6,91	850,92	115,71	3,53	1210,00	5,20	53,72
20	200	12	18,0	6,0	47,10	1822,78	124,61	6,22	2896,16	7,84	749,40	98,68	3,99	1073,00	5,37	36,97
		13			50,85	1960,77	134,44	6,21	3116,18	7,83	805,35	105,07	3,98	1156,00	5,42	39,92
		14			54,6	2097,00	144,17	6,20	3333,00	7,81	861,00	111,50	3,97	1236,00	5,46	42,80
		16			61,98	2362,57	163,37	6,17	3755,39	7,78	969,74	123,77	3,96	1393,00	5,54	48,65
		18			69,30	2620,64	182,22	6,15	4164,54	7,75	1076,74	135,48	3,94	1544,00	5,62	54,40
		20			76,54	2871,47	200,73	6,12	4560,42	7,72	1181,92	146,62	3,93	1689,00	5,70	60,08
		24			90,78	3350,66	236,77	6,08	5313,59	7,65	1387,73	167,74	3,91	1963,00	5,85	71,26
		25			94,29	3466,21	245,59	6,06	5494,04	7,63	1438,38	172,68	3,91	2028,00	5,89	74,02
		30			111,54	4019,60	288,57	6,00	6351,05	7,55	1698,16	193,06	3,89	2332,00	6,07	87,56

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПЕРЕРІЗІВ:

Форма поперечного перерізу	Осьовий момент інерції- $J=[\text{см}^4]$
прямокутник 	$J_x = \frac{bh^3}{12}, J_y = \frac{hb^3}{12};$ $J_{x1} = \frac{bh^3}{3}, J_{y1} = \frac{b^3h}{3}$
рівнобічний трикутник 	$J_x = \frac{bh^3}{36}; \quad J_y = \frac{hb^3}{48};$ $J_{x1} = \frac{bh^3}{12}$
КОЛО 	$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64};$ $J_\rho = 2J_x = \frac{\pi d^4}{32}$
КІЛЬЦЕ 	$J_x = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4);$ $J_\rho = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$

