

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ ЗА КУРСОМ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

для студентів напряму підготовки
G3 «Електрична інженерія»;
G9 «Прикладна механіка»;
G11 «Машинобудування»;
J8 «Автомобільний транспорт»



Харків
ХНАДУ
2025

Укладачі: Воропай О. В.
Богдан Д. І.
Єгоров П. А.
Карпенко В. О.
Шарапата А. С.

Кафедра деталей машин та теорії механізмів і машин

Курс лабораторних робіт з деталей машин призначений для поглиблення знань з дисципліни, ознайомлення з можливостями та порядком роботи в генераторах компонентів Autodesk Inventor. Використання таких генераторів суттєво спрощує процес проєктування складальних одиниць та окремих деталей і, як наслідок, призводить до зменшення часу необхідного для підготовки до виробництва готової продукції.

Знання та навички, отримані студентами в ході лабораторних робіт, стануть у нагоді при виконанні курсового проєктування, дипломного проєктування, а також в індивідуальній та фаховій конструкторській практиці.

Курс лабораторних робіт розрахований на використання Autodesk Inventor 2025 у межах академічної ліцензії.

Воропай О. В. Методичні вказівки до лабораторних робіт за курсом «Деталі машин» для студентів напряму підготовки G3 «Електрична інженерія»; G9 «Прикладна механіка»; G11 «Машинобудування»; J8 «Автомобільний транспорт» / О. В. Воропай, Д. І. Богдан, П. А. Єгоров, В. О. Карпенко, А. С. Шарапата. Харків : ХНАДУ, 2025. 123 с.

ЗМІСТ

Вступ «Загальне ознайомлення з генераторами компонентів Autodesk Inventor».....	4
Лабораторна робота № 1 «Робота з генератором компонентів болтових з'єднань "Bolted Connection Component Generator"»	15
Лабораторна робота № 2 «Робота з генератором циліндричного зубчастого зачеплення "Spur Gears Component Generator" Autodesk Inventor»	28
Лабораторна робота № 3 «Розробка 3D моделі косозубої циліндричної передачі за допомогою генератора компонентів "Spur Gears Component Generator" Autodesk Inventor»	47
Лабораторна робота № 4 «Робота з генератором валів "Shaft Component Generator"»	57
Лабораторна робота № 5 «Розрахунок валів на міцність за допомогою генератора компонентів Autodesk Inventor "Shaft Component Generator"»	74
Лабораторна робота № 6 «Оформлення робочого кресленника валу редуктора на основі розробленої 3D моделі в Autodesk Inventor»	109
Література	121

ВСТУП

Загальне ознайомлення з генераторами компонентів Autodesk Inventor

Основні формати файлів проєкту в Autodesk Inventor

В залежності від призначення в Autodesk Inventor передбачено декілька основних типів файлів:

- 1) файл тривимірної моделі деталі – *.ipt (Inventor Part);
- 2) файл тривимірної моделі вузла (збірки/складання) – *.iam (Inventor Assembly);
- 3) файл кресленика – *.idw (Inventor Drawing);
- 4) файл проєкту – *.ipj (Inventor project).

Зауважимо, що ми описуємо лише основні формати файлів, які знадобляться при виконанні циклу лабораторних робіт з ДМ, при курсовому проєктуванні та в подальшій конструкторській практиці.

Тривимірні моделі деталей (*.ipt) створюються за допомогою об'ємних булевих операцій на базі параметричних ескізів.

Об'єднання тривимірних моделей деталей у вузли та збірки за допомогою геометричних і розмірних залежностей відбувається у середовищі збірки, для цього використовується файл типу *.iam.

Після закінчення компоновання та проєктування вузла виконуються класичні кресленики (*.idw) для подальшої технологічної підготовки до виготовлення.

Для того, щоб розмежувати напрямки розробки окремих виробів, використовується поняття проєкту (*.ipj), що визначає області розташування робочих файлів поточного вузла на комп'ютері та загальні налаштування.

Перед початком конструювання нового виробу (вузла) слід спочатку створити файл нового проєкту.

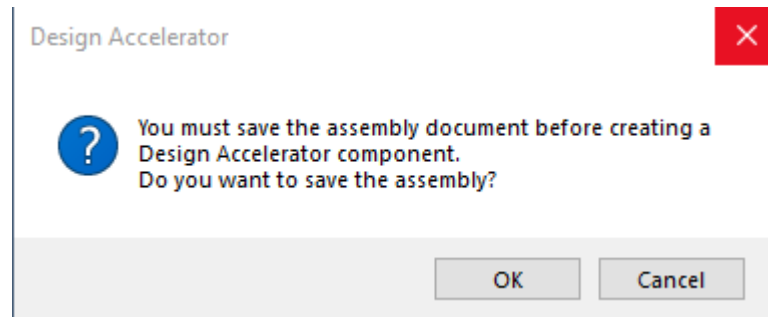
Для можливості роботи над одним проєктом на декількох робочих місцях рекомендується файли стандартних елементів зберігати в окремій підпапці поточного проєкту за відносним шляхом. Для цього в підрозділі "Folder Options" загальних налаштувань проєкту треба змінити параметр "Content Center Files" зі значення "Default" на "./std".

Знайомство з можливостями модулів проєктування (вкладка "Design")

Вкладка стрічки "Design" доступна виключно при роботі над збірками (тільки для файлів *.iam).



При використанні генераторів компонентів обов'язково потрібно зберігати файл поточної збірки.



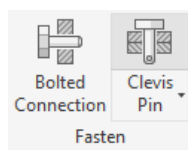
При виконанні лабораторних робіт рекомендовано зберігати збірки у файлах з назвою Lab№xx.iam, де xx – порядковий номер лабораторної роботи.

Перш ніж детально вивчати функціонал модулів автоматизації проєктування Autodesk Inventor (вкладка "Design"), ознайомимось із загальною структурою вкладки. Головна стрічка інтерфейсу складається з чотирьох основних груп інструментів:

- Fasten (з'єднання);
- Frame (рами);
- Power Transmission (передачі);
- Spring (пружини).

Перша група інструментів ("Fasten") призначена для проєктування болтових та штифтових з'єднань. Їх використання дозволяє конструктору підібрати кріпильний виріб та автоматично

встановити його в збірці. Цей майстер також дозволяє виконати перевірочний розрахунок з'єднання на міцність.

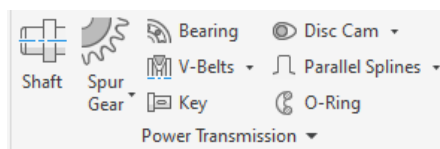


Група інструментів "Frame" призначена для проєктування рамних конструкцій. За допомогою інструментів цієї групи можна конструювати рамні та фермові конструкції, які складаються з елементів стандартного сортаменту представленого в бібліотеці компонентів (швелери, двотаври, труби, кутники).

В групі також міститься значна кількість інструментів для автоматизації запасовки профілів у місцях їх з'єднання. Є також модуль, що дозволяє розрахувати рами на міцність з використанням невибагливого до ресурсів методу на основі стержневих систем.

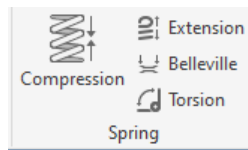


Група інструментів "Power Transmission" містить значну кількість модулів, що призначені для автоматизації проєктування передач. Сюди входять генератори пасових, ланцюгових та зубчатих передач, валів, конструктивних елементів з'єднань в передачах, таких, зокрема, як шпонкове та шліцеве з'єднання, майстри підбору підшипників та ущільнень.



Четверта група присвячена проєктуванню пружин. Найвні генератори дозволяють розрахувати та створити різноманітні пружні елементи пристроїв. При цьому зображувати їх в збірці можна в одному з декількох станів: ненапруженому, з максимальним навантаженням чи з заданим навантаженням, що

досить зручно у випадку необхідності розрахунку зазорів в збірках з пружними елементами.

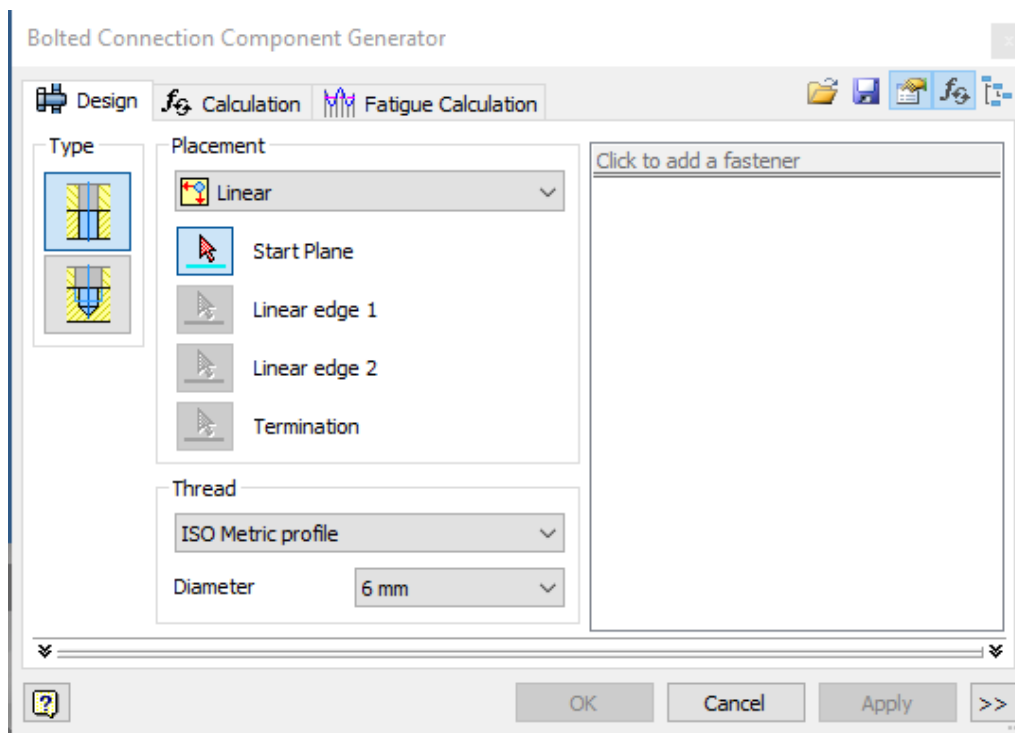


Розглянемо окремі генератори, що входять до складу розглянутих груп інструментів.

1. Генератор компонентів болтових з'єднань

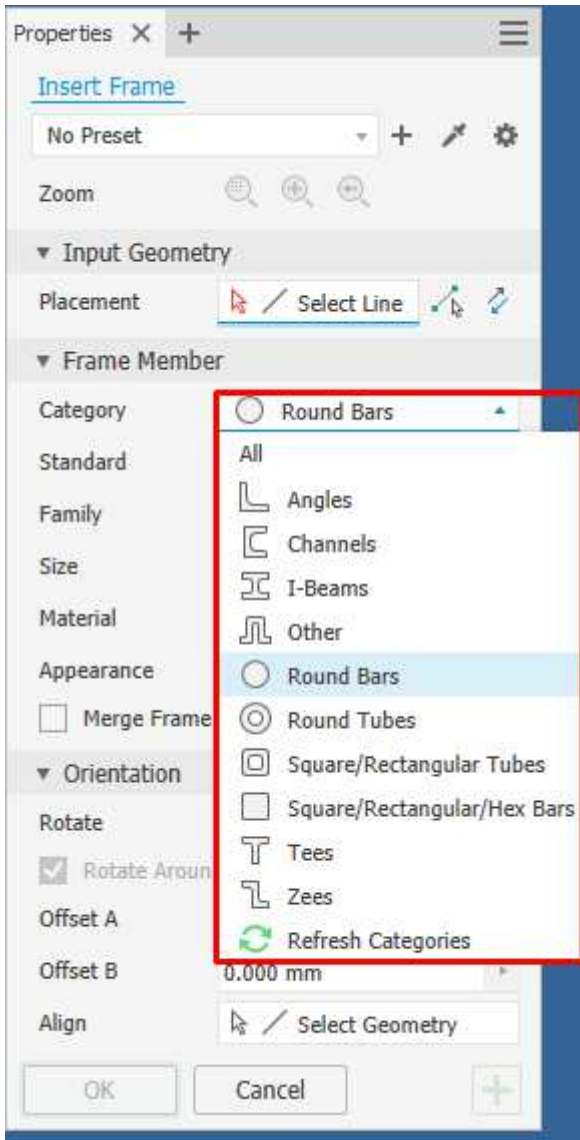
Для прискорення процесу конструювання в середовищі Autodesk Inventor використовується генератор компонентів болтових з'єднань "Bolted Connection Component Generator". Він дозволяє згенерувати елементи болтових з'єднань, додати їх до збірки та розрахувати на міцність.

Модуль розроблено з урахуванням діючих світових стандартів, можливий вибір однієї з декількох запропонованих видів нарізей: ANSI Unified Screw Threads, ANSI Metric M Profile, ISO Metric profile, GB Metric Profile та ін.



2. Генератор рам

Для створення рамних конструкцій зі стандартних профілів в середовищі Autodesk Inventor використовується спеціальний майстер. Він запускається при натисканні кнопки "Insert Frame Member" (вставити елемент рами).



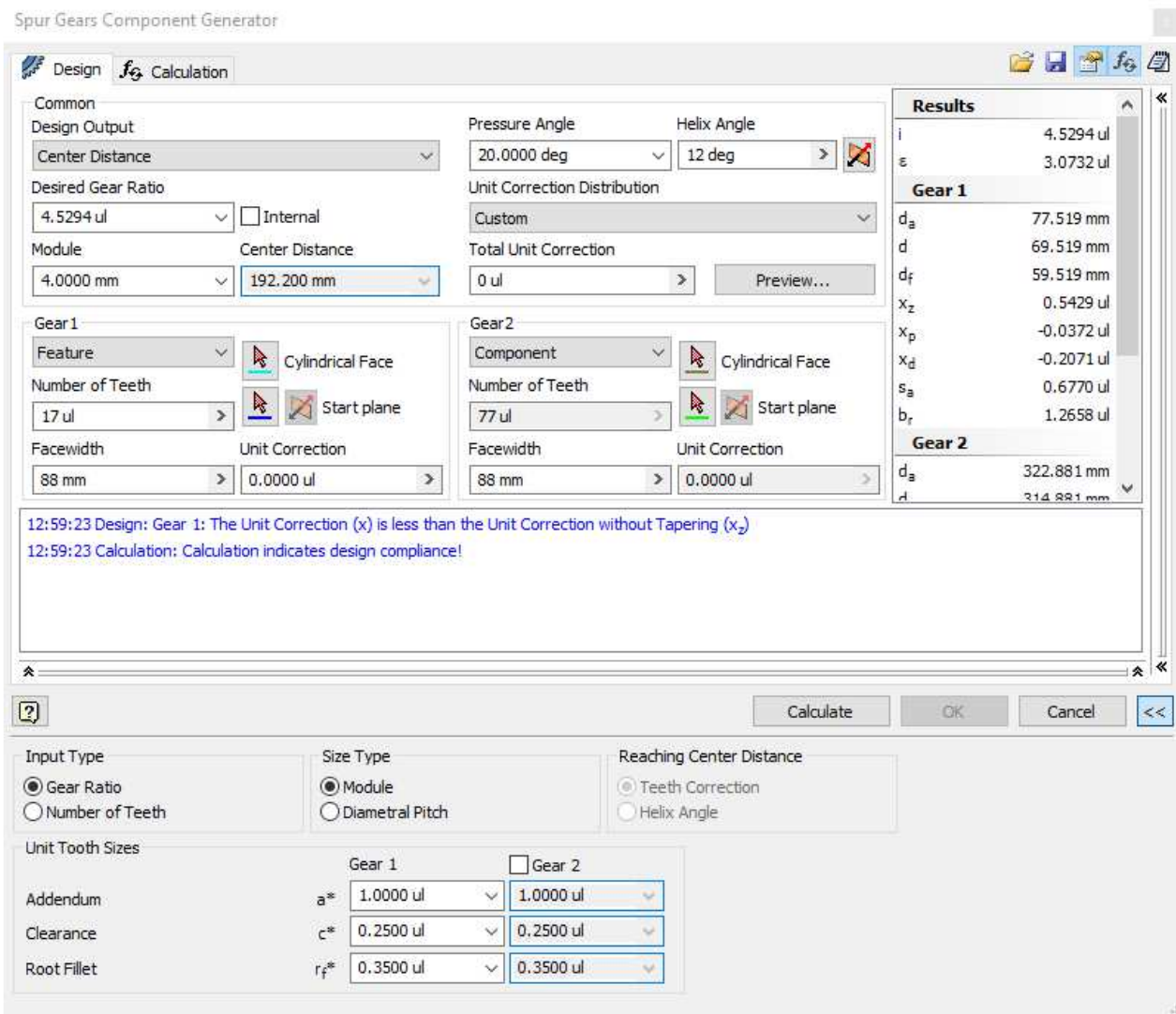
В цьому майстрі можливе використання наступних стандартних профілів:

- Angles (Кутники);
- Channels (Швелери);
- I-Beams (Двотаври);
- Other (Інші види профілів);
- Round Bars (Круглі стержні);
- Round Tubes (Круглі труби);
- Square/Rectangular Tubes (Квадратні/прямокутні труби);
- Square/Rectangular/Hex Bars (Квадратні/прямокутні стержні);
- Tees (Таври);
- Zees (Зет-подібні профілі).

3. Генератор циліндричного зубчастого зачеплення

"Spur Gears Component Generator" дозволяє розраховувати геометричні параметри та перевіряти міцність зовнішніх і внутрішніх зубчастих циліндричних передач з прямим і косим

зубом. Також він дозволяє виконувати двовимірне і тривимірне моделювання, перевірку зачеплення двох циліндричних зубчастих коліс між собою або окремого зубчастого колеса із інструментальною рейкою. За допомогою генератора можливо створити окреме зубчасте колесо або пару коліс у зачепленні, при цьому вставити у простір збірки зубчасті колеса можливо як компоненти чи як елементи. Результатом роботи майстра також може бути геометричний або міцнісний розрахунок передачі без побудови тривимірної моделі.

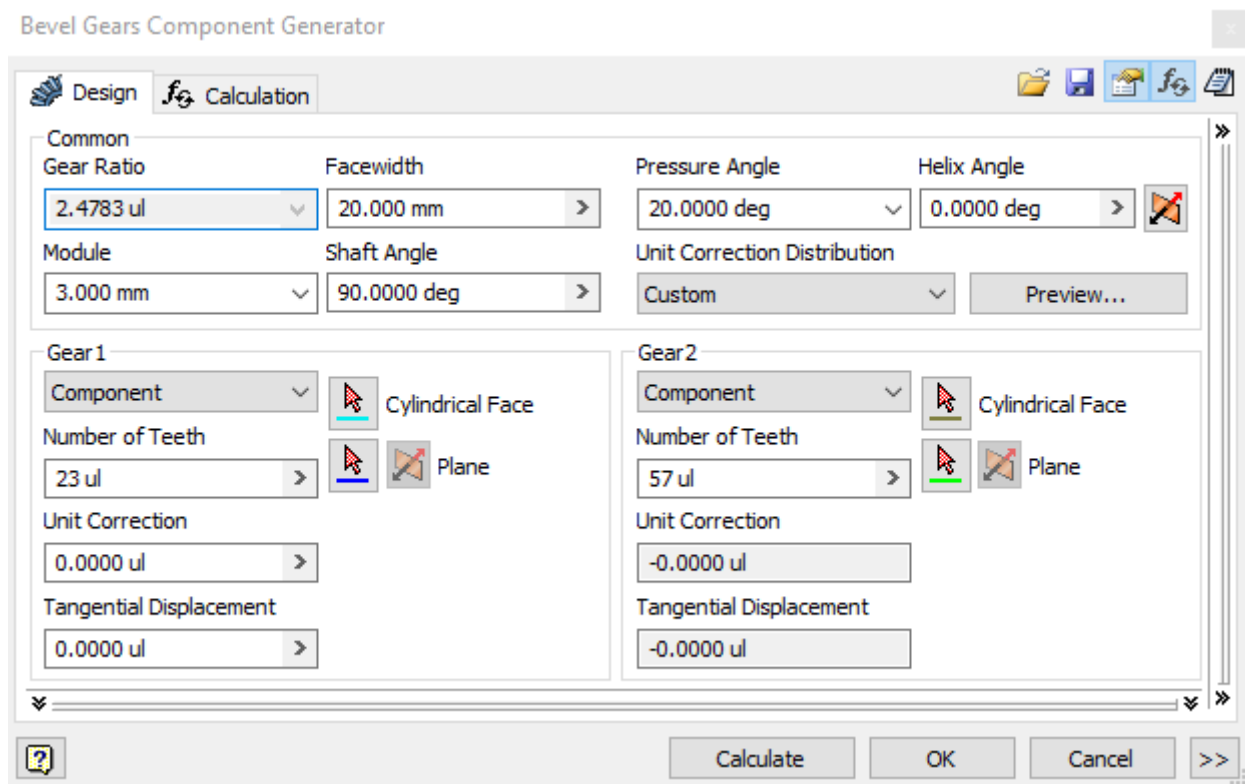


4. Генератор конічного зубчастого зачеплення

Генератор "Bevel Gears Component Generator" призначений для розрахунку та побудови конічних зубчастих коліс, що призначені для передачі руху між валами, осі яких перетинаються. Кут перетину осей валів задається користувачем. Передбачена можливість проєктування передач із прямим і косим зубом.

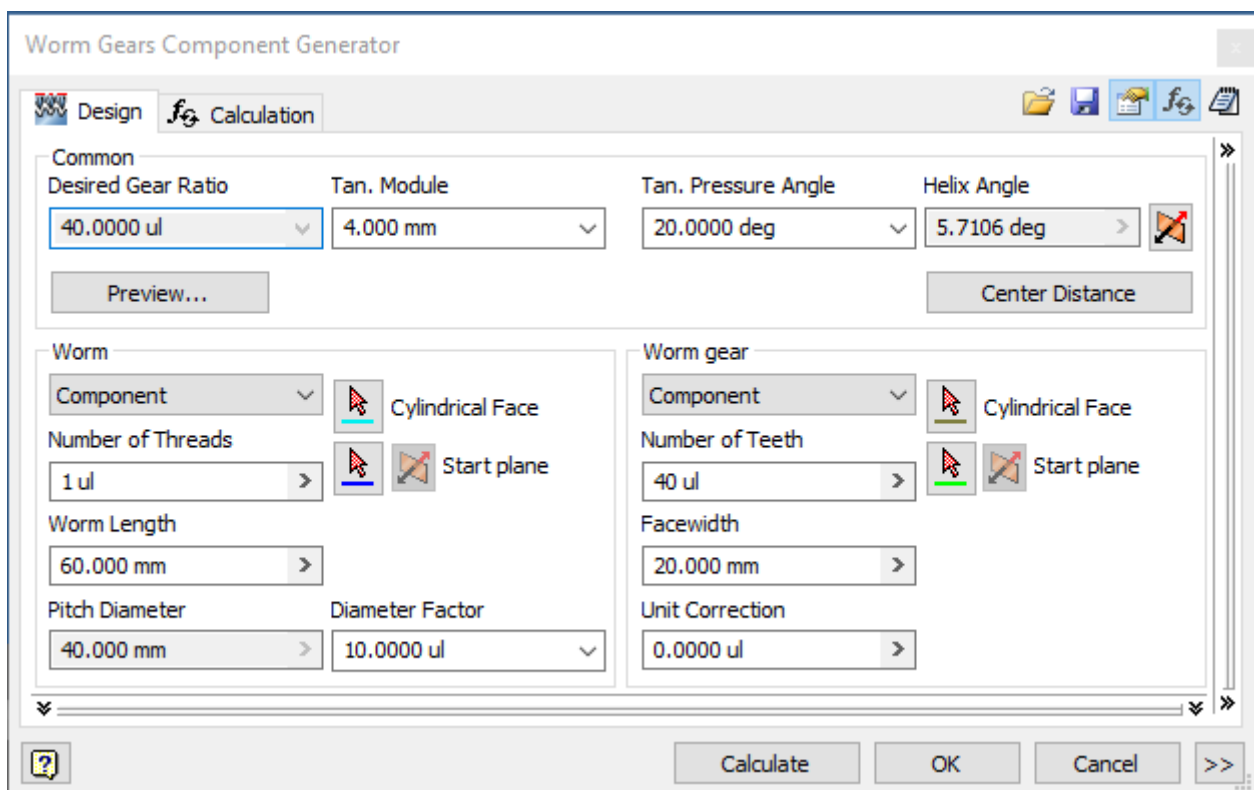
Основні можливості генератора конічного зубчастого зачеплення співпадають з можливостями розглянутого раніше генератора циліндричного зубчастого зачеплення.

Цей інструмент значно спрощує проєктування складних механізмів, де використовуються конічні передачі, наприклад, редуктори, диференціали, верстатні механізми, транспортні системи.



5. Генератор черв'ячного зачеплення

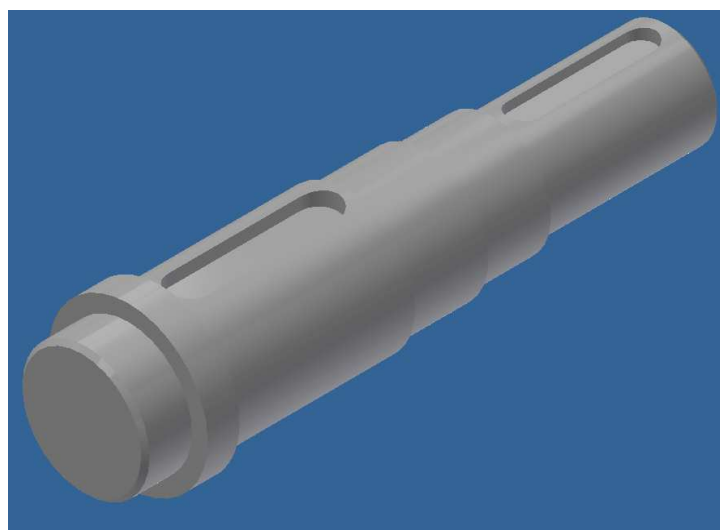
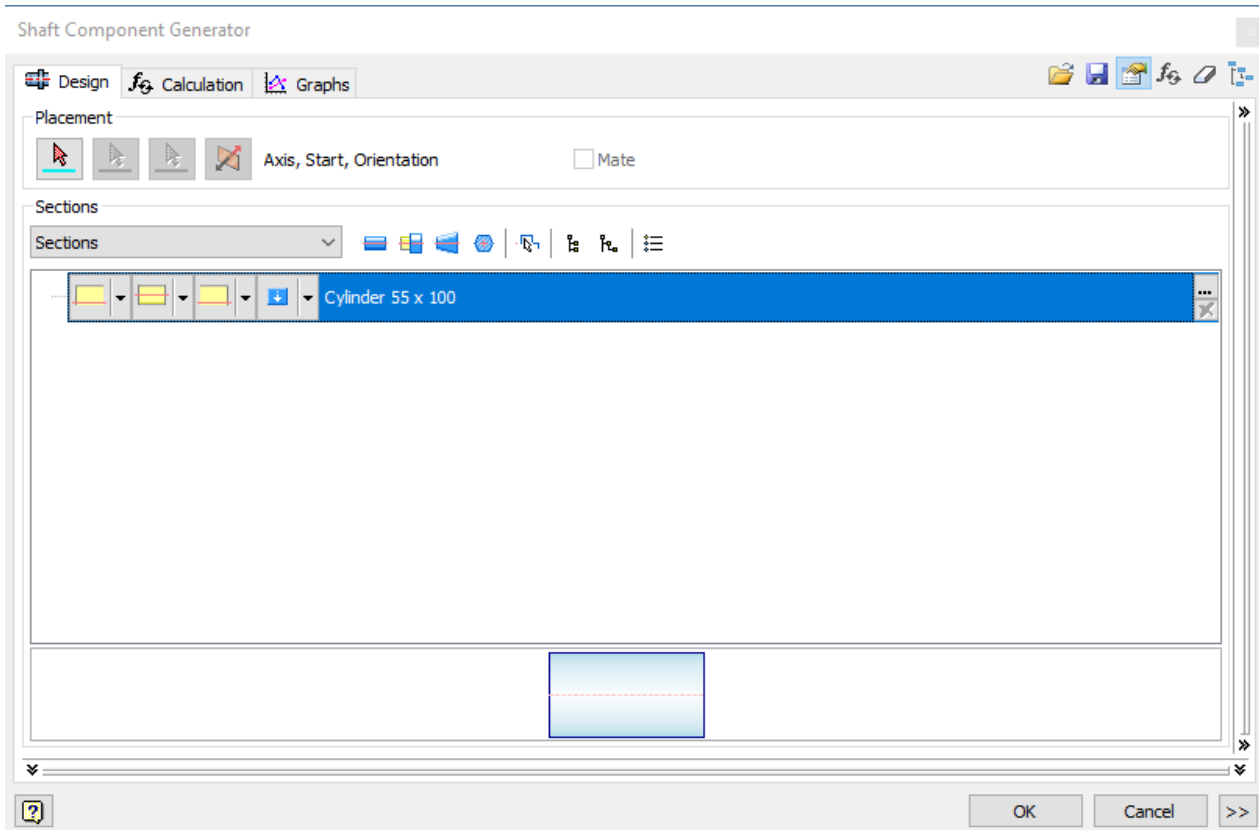
“Worm Gears Component Generator” – це потужний спеціалізований інструмент для проектування та 3D моделювання черв'ячних передач, що широко використовуються в механічних системах для передачі руху між валами, осі яких перехрещуються. В діалоговому вікні генератора користувач може задати ключові параметри передачі, такі як модуль, кількість зубців колеса та кількість заходів черв'яка, кут підйому гвинтової лінії, діаметр, коефіцієнт зазору та інші. На основі введених даних генератор автоматично створює 3D моделі черв'яка та черв'ячного колеса.



6. Генератор валів

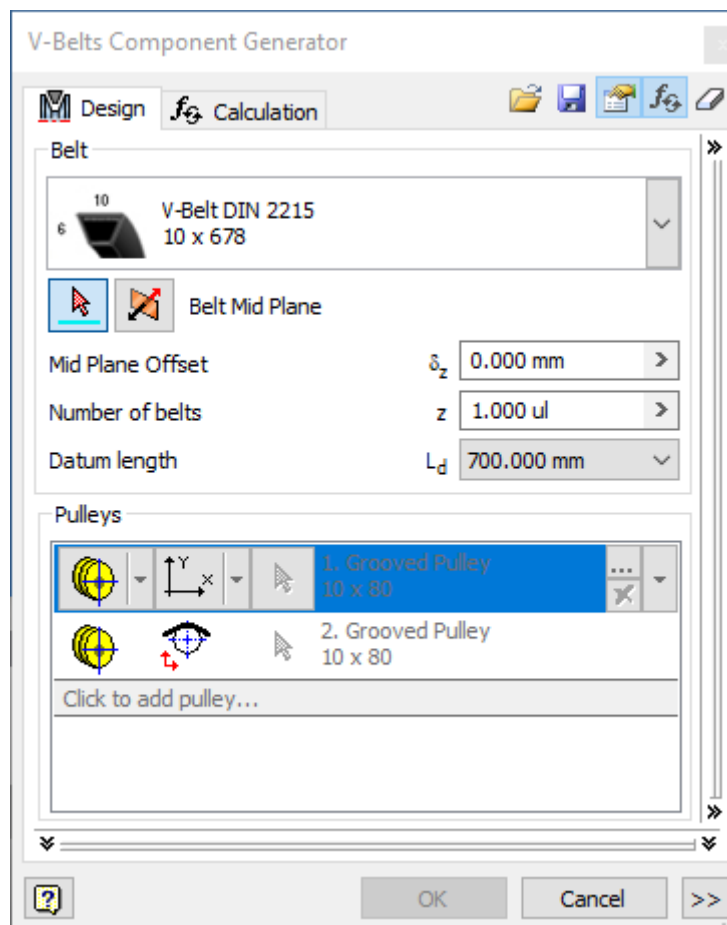
"Shaft Component Generator" – це потужний генератор, що дозволяє будувати тривимірні моделі валів різноманітного призначення, виконувати їх розрахунки на міцність та аналізувати результати розрахунків, зокрема за побудованими епюрами.

В діалоговому вікні генератора користувачу пропонується задати геометричні характеристики кожної окремої ділянки валу, налаштувати форму її поперечного перерізу та за необхідності додати конструктивні елементи у вигляді канавок, проточок, галтельних переходів, фасок, отворів та ін. Також передбачена можливість задання параметрів конструктивних особливостей лівого та правого торців.



7. Генератор компонентів клинопасових передач

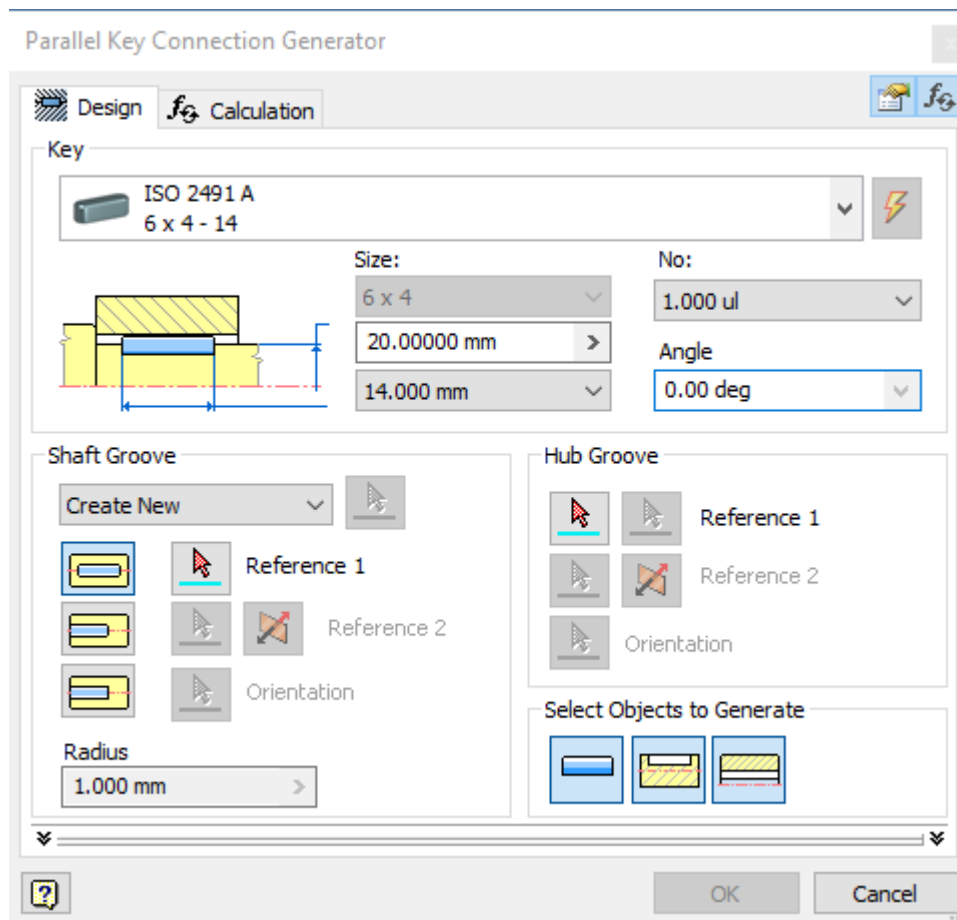
"V-Belts Component Generator" – це інструмент, що дозволяє проєктувати та моделювати клинопасові (V-Belts) передачі, які широко використовуються для передачі обертового руху між валами. В діалоговому вікні генератора користувачу пропонується задати тип клинового ременя, діаметри шківів, відстань між центрами шківів, кут обхвату пасу, кількість пасів. На основі цих параметрів генератор автоматично створює 3D моделі пасів та шківів.



8. Генератор компонентів призматичного шпонкового з'єднання

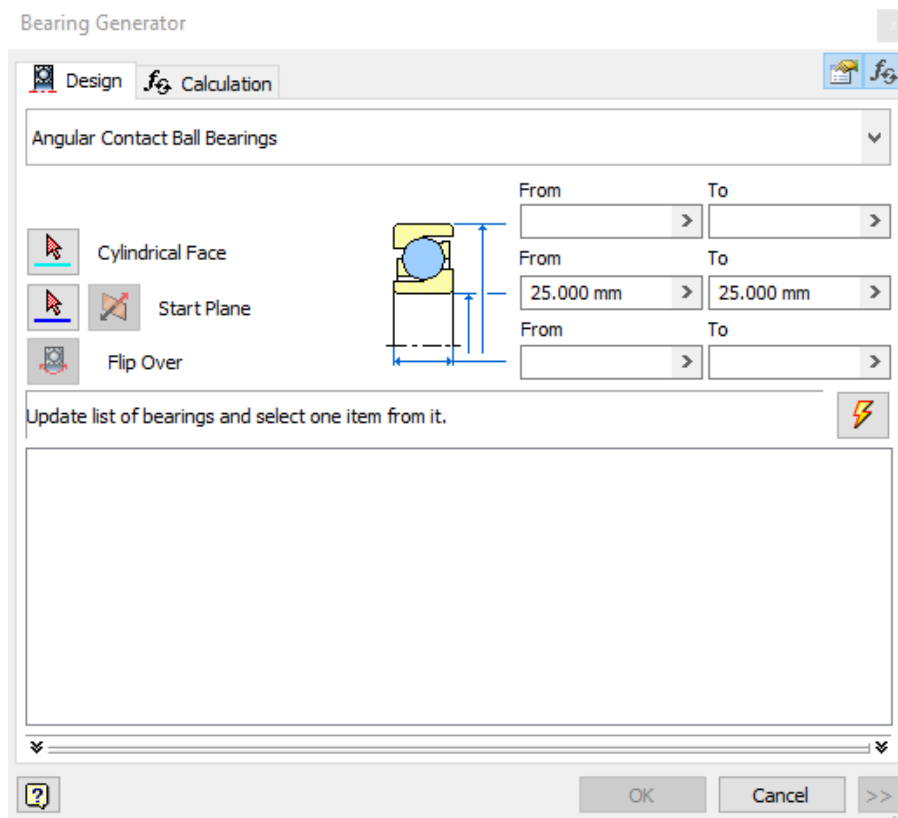
"Parallel Key Connection Generator" – це інструмент, який дозволяє проєктувати та моделювати шпонкові з'єднання з використанням призматичних шпонок. Такі з'єднання використовуються для передачі крутного моменту від валу до

деталей, що на ньому встановлені (зубчасті колеса, шківни, муфти тощо) і навпаки. За допомогою генератора можливо виконати геометричні розрахунки і розрахунки на міцність.



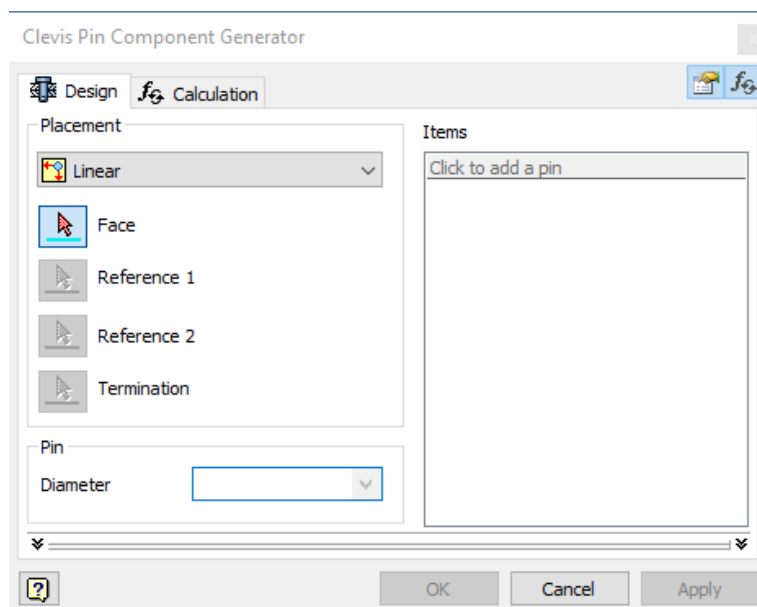
9. Генератор підшипників

"Bearing Generator" дозволяє проєктувати та додавати до збірки різні типи підшипників кочення, які використовуються для підтримки обертових деталей. Використання підшипників дозволяє зменшити тертя і втрати потужності в механізмах. Генератор дозволяє виконувати геометричні розрахунки, розрахунки на статичну і динамічну міцність, а також на витривалість.



10. Генератор штифтових з'єднань

"Clevis Pin Generator" дозволяє створювати і розраховувати штифтові з'єднання (clevis), що використовуються для передачі крутного моменту, кріплення тяг, штоків або тросів у механічних системах.



Лабораторна робота № 1

«Робота з генератором компонентів болтових з'єднань
"Bolted Connection Component Generator"»

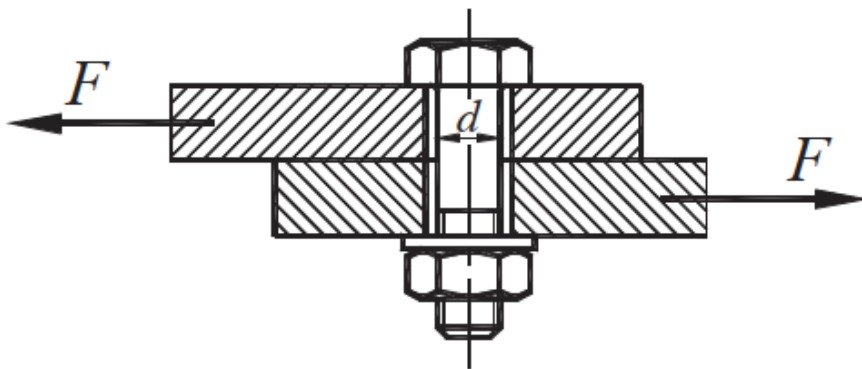
Мета роботи – ознайомити студентів з послідовністю роботи у генераторі компонентів болтових з'єднань "Bolted Connection Component Generator" Autodesk Inventor та його можливостями.

Обладнання. ПК із встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Класичний метод розрахунку болтових з'єднань

Вихід з ладу болтів, гвинтів і шпильок відбувається внаслідок розриву стрижня по різьбленню, ушкодження або руйнування різьблення. Крім того, у болтів і гвинтів іноді відбувається руйнування головок.

При проектуванні болтових з'єднань з розрахунку на міцність визначається номінальний діаметр болта. Довжина болта приймається в залежності від товщини деталей, що з'єднуються. Інші розміри болта, а також гайки і шайби приймаються в залежності від діаметра різьблення відповідно до стандартів. Розглянемо розрахунок болтових з'єднань, навантажених зсуваючими (поперечними) силами.



Умова міцності з'єднання. Болт затягується такою силою затягування F_3 , щоб виникаюча при цьому сила тертя $F_{тр}$ на поверхні стику деталей, що з'єднуються, була більше зовнішньої поперечної сили, що зсуває F :

$$F_3 \cdot f > F ,$$

де f – коефіцієнт тертя між деталями, що з'єднуються (для чавунних та сталевих деталей $f = 0,15 \div 0,20$).

Для граничного випадку

$$F_3 = F / f .$$

Розрахункова сила затягування визначається за залежністю

$$F_p = 1,3 \cdot F \cdot K_3 / f ,$$

де числовий коефіцієнт 1,3 враховує напруження скручування.

Остаточно умова міцності на розтяг стрижня болта матиме вигляд

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot K_3 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot f} \leq [\sigma_p] ,$$

де $[\sigma_p]$ – допустимі напруження при розтяганні болта, що приймаються рівними 20%..40% від границі текучості σ_T (в англійській літературі σ_Y – yield stress) матеріалу гвинта, тобто

$$[\sigma_p] = (0.2 \dots 0.4) \cdot \sigma_T .$$

З умови міцності на розтяг стрижня болта знаходимо його діаметр для загального випадку з'єднання групи пластин

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot K_3 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p] \cdot f \cdot i}} ,$$

оскільки для двох і більше стиків

$$F_i = F / f \cdot i ,$$

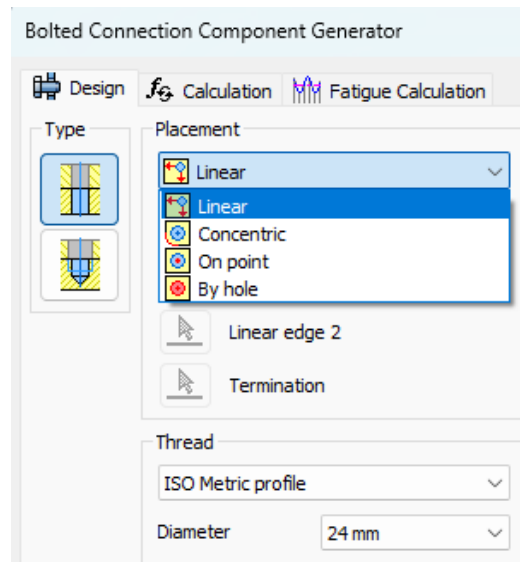
де i – кількість стиків.

Опис основних елементів генератора болтових з'єднань

Для прискорення процесу конструювання в середовищі Autodesk Inventor передбачено використання генератора компонентів болтових з'єднань. Функціонал модуля дозволяє розрахувати на міцність та додавати до збірки тривимірні моделі болтових з'єднань.

Відповідно до варіанту кріплення можна обрати або болтове з'єднання (пакет деталей скріплюється болтом та гайкою), або гвинтове з'єднання (гвинт вкручено в тіло деталі).

В якості вихідних даних необхідно задати геометричну прив'язку до моделі та обрати параметри кріпильних виробів (стандарти та розміри).



В діалоговому вікні генератора з'єднань пропонується чотири варіанти задання геометричної прив'язки:

- Linear (лінійна) – для прив'язки використовуються лінійні розміри відносно ребер;

- Concentric (концентрична) – кріпильні елементи розташовуються концентрично до наявного кола або циліндричного отвору;

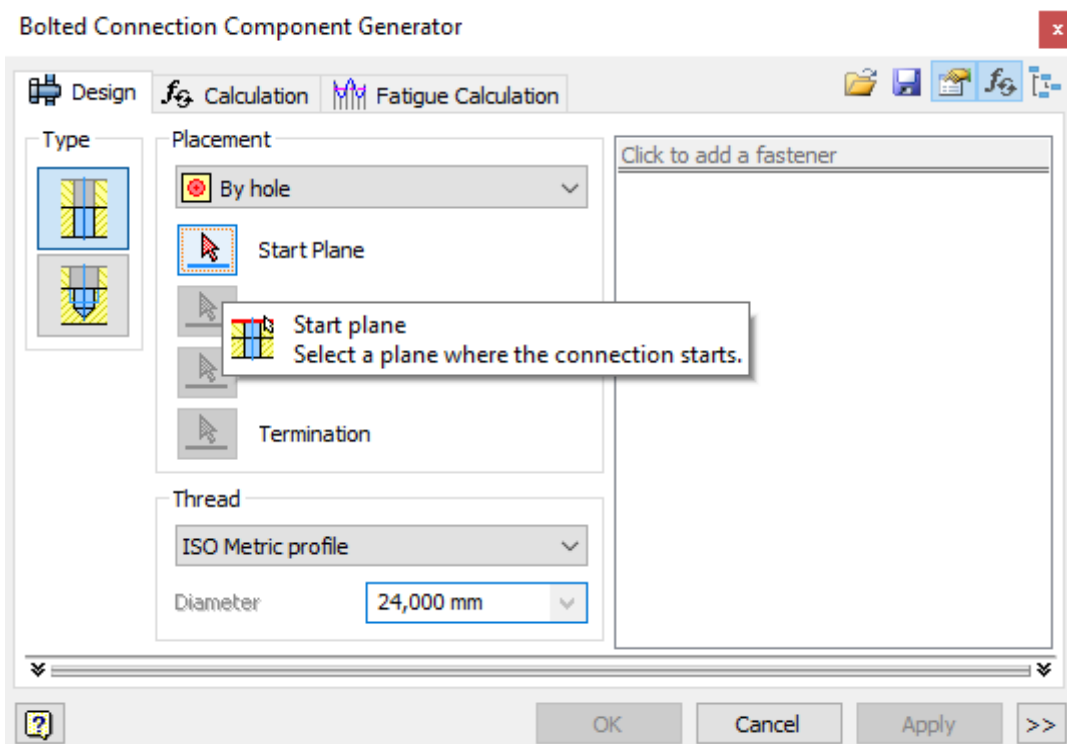
- On point (в точці) – для прив'язки використовується наявна точка;

- By hole (за отвором) – для прив'язки використовується отвір, виконаний за допомогою команди "Hole".

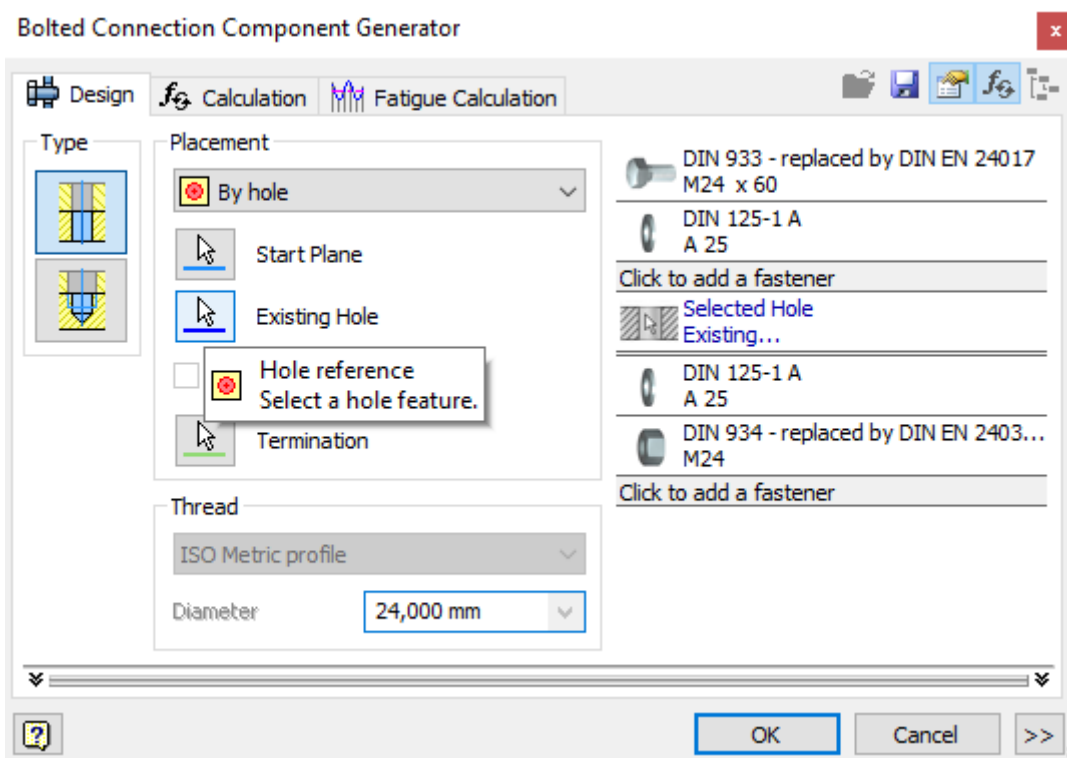
Найбільш зручно в якості геометричної прив'язки використовувати наявні в одній із деталей отвори.

В такому випадку необхідно задати наступні параметри:

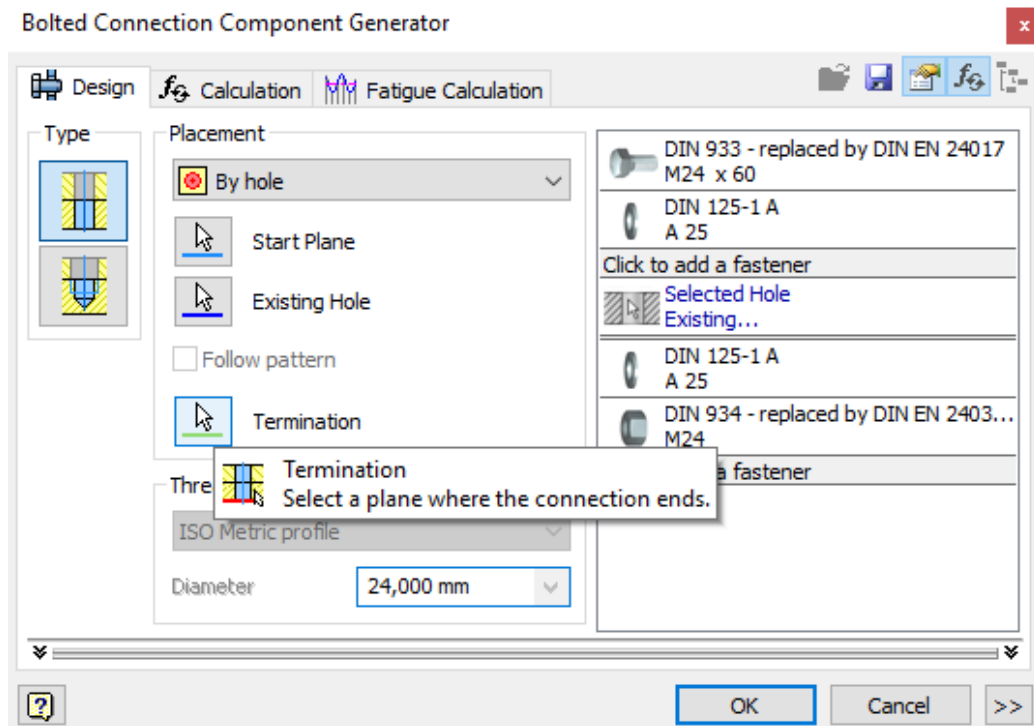
- 1) "Start plane" – початкова площина, зі сторони якої буде встановлюватися болт або гвинт;



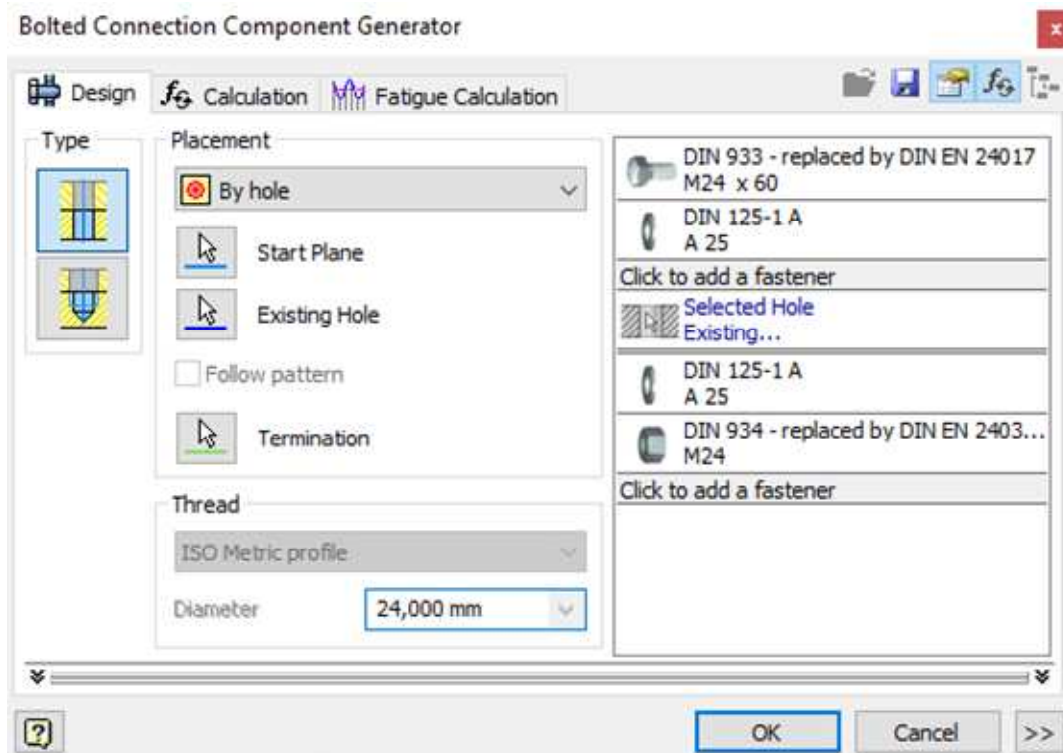
2) "Existing hole" – наявний отвір в деталі;



3) "Termination" – обмежуюча площина, зі сторони якої буде встановлено гайку.



Після задання геометричних параметрів необхідно обрати стандарт та діаметр болта. На наступному етапі роботи з генератором в правій частині діалогового вікна необхідно додати всі елементи кріплення з уточненням їх типу та стандарту.



Наприклад, як зображено на рисунку, болтове з'єднання може складатись з наступних елементів:

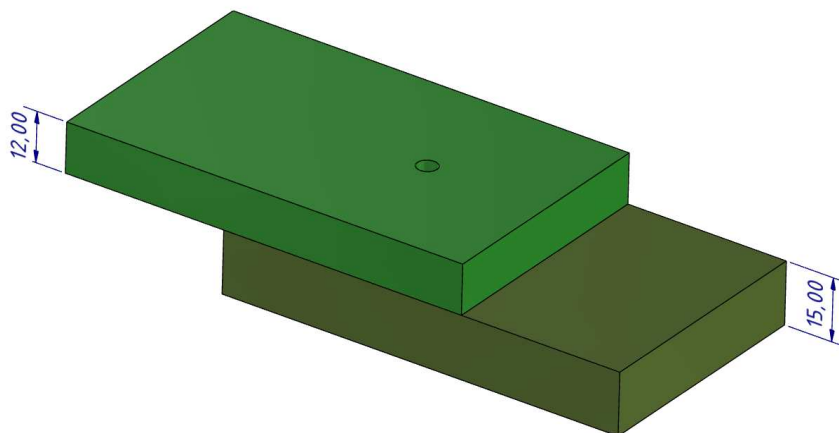
Болт M24x60 DIN933,
Шайба A 25 DIN125-1 A,
Деталь,
Шайба A-25 DIN125-1 A,
Гайка M24 DIN934.

Варто відзначити, що у випадку геометричної прив'язки за отвором в деталі, діаметр та довжина кріпильних виробів обираються автоматично, виходячи з діаметру отвору та товщини деталей. У випадку лінійної прив'язки та прив'язки до точки діаметр кріпильних виробів необхідно обирати окремо, а отвори в деталях будуть створені автоматично відповідно до стандартів.

Після натискання кнопки "ОК" в діалоговому вікні генератора відбудеться додавання до збірки вказаних компонентів, в залежності від виду геометричної прив'язки відбудеться корегування чи виконання отворів в деталях та позиціонування кріпильних елементів відносно отвору.

Приклад проєктування болтового з'єднання у Autodesk Inventor

Для прикладу виконаємо проєктування болтового з'єднання у генераторі компонентів болтових з'єднань "Bolted Connection Component Generator" Autodesk Inventor за наведеними в таблиці вихідними даними.



Величина зсуваючої сили	4000 Н
Коефіцієнт тертя поверхонь заготовок	0,15
Коефіцієнт запасу	1,2
Матеріал болта та гайки	SAE 1015 ($\sigma_T = 314$ МПа)
Товщина першої деталі	15 мм
Товщина другої деталі	12 мм

Для порівняння з результатами розрахунків отриманих за допомогою генератора болтових з'єднань попередньо знаходимо необхідний діаметр стрижня болта (діаметр западин нарізі) за наведеною раніше формулою

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot K_3 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p] \cdot f \cdot i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot 1.2 \cdot 4000}{3.14 \cdot 0.4 \cdot 314 \cdot 10^6 \cdot 0.15 \cdot 1}} = 0.0205 \text{ (м)}$$

За розрахованим діаметром западин нарізі приймаємо номінальний діаметр болта рівним 24 мм (табл.1), повне позначення: Болт М24х55 DIN933 (довжина 55 мм прийнята виходячи із товщини скріплюваних деталей та розмірів кріпильних елементів).

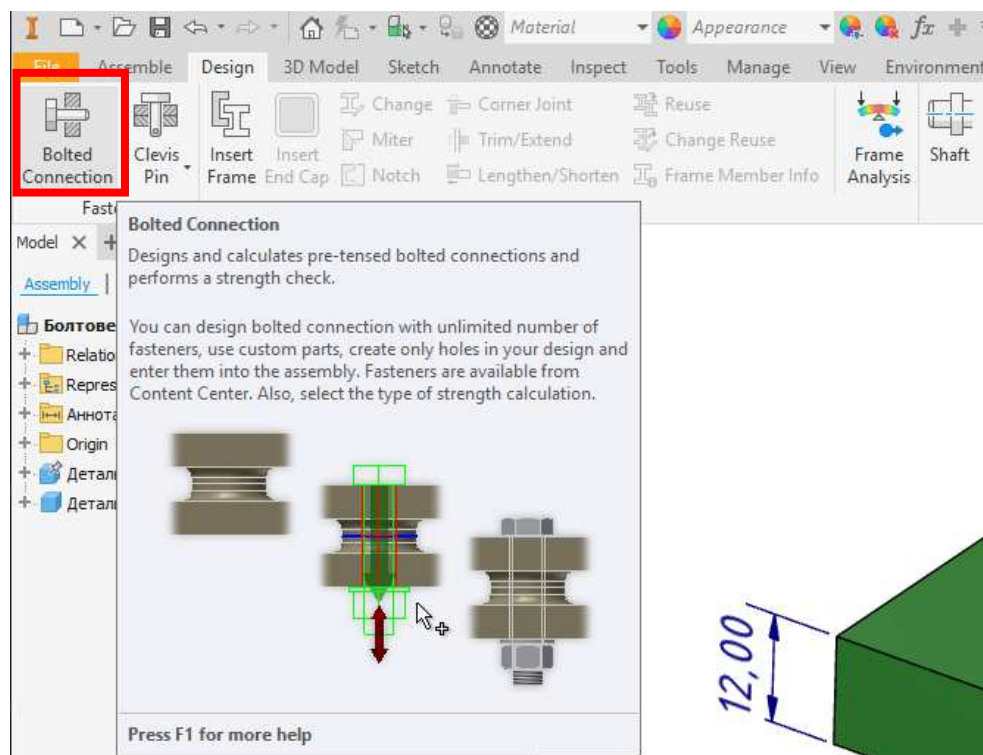
Таблиця 1 – Основні діаметри нарізі

d=D	d ₂ =D ₂	d ₁ =D ₁	d=D	d ₂ =D ₂	d ₁ =D ₁
2	1.740	1.567	18	16.376	15.294
2.2	1.908	1.713	20	18.376	17.294
2.5	2.208	2.013	22	20.376	19.294
3	2.675	2.459	24	22.051	20.752
3.5	3.110	2.850	27	25.051	23.752
4	3.546	3.242	30	27.727	26.211
4.5	4.013	3.688	33	30.727	29.211
5	4.480	4.134	36	33.402	31.670
6	5.350	4.918	39	36.402	34.670
7	6.350	5.918	42	39.077	37.129
8	7.188	6.647	45	42.077	40.129
9	8.188	7.647	48	44.752	42.587
10	9.026	8.376	52	48.752	46.587
11	10.026	9.376	56	52.428	50.046
12	10.863	10.106	60	56.428	54.046
14	12.701	11.835	64	60.103	57.505
16	14.701	13.835	68	64.103	61.505

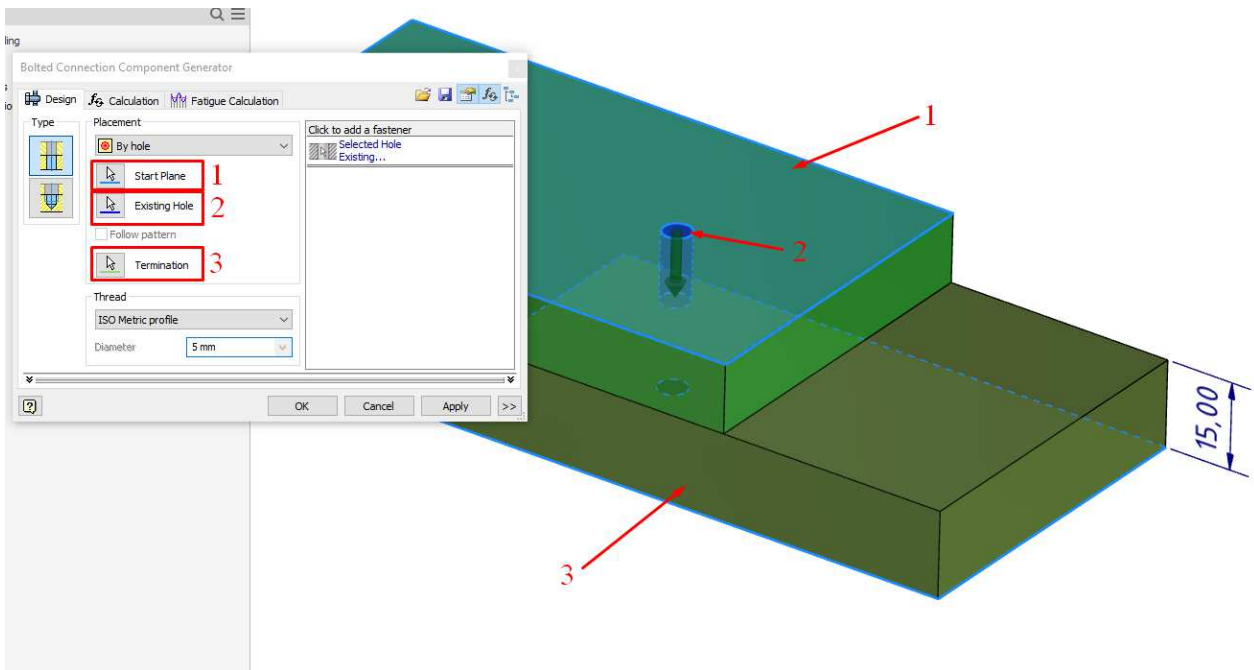
Виконаємо розрахунок болтового з'єднання в Autodesk Inventor.

Зверніть увагу! Перед виконанням лабораторної роботи необхідно відкрити відповідний проєкт, натиснувши на іконку Projects стрічки головного меню Autodesk Inventor. Серед доступних файлів проєкту необхідно обрати збірку з двох пластинок відповідно до призначеного варіанту. Така збірка матиме вигляд, як на рисунку вище.

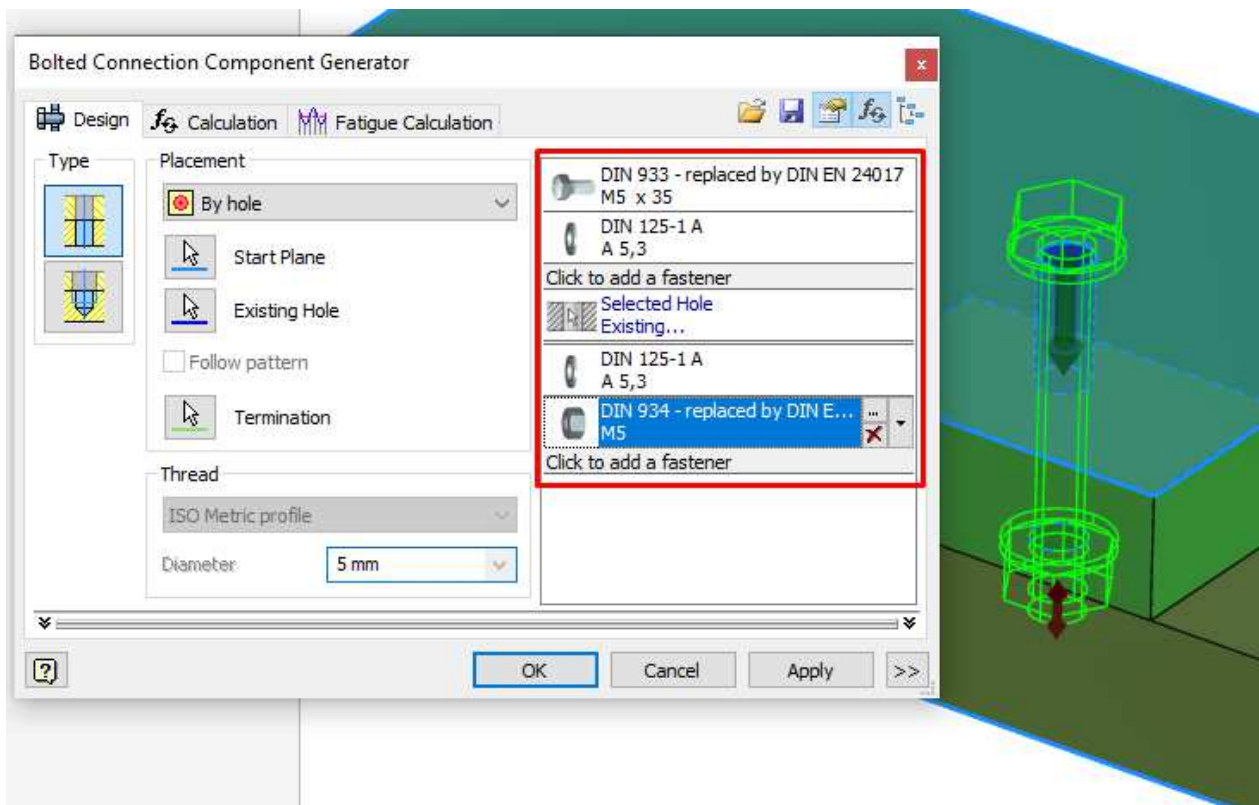
Для початку роботи з майстром проєктування болтових з'єднань необхідно натиснути на кнопку "Bolted Connection" вкладки "Design".



Виконаємо прив'язку болтового з'єднання до геометрії збірки за наявним отвором. Для цього оберемо початкову опорну поверхню верхньої пластини, існуючий отвір та граничну поверхню обпирання з тильної сторони нижньої платини.



На наступному кроці в правій частині діалогового вікна необхідно додати перелік кріпильних виробів, що будуть використовуватись для з'єднання деталей. За замовчуванням діаметр болта і пов'язаних з ним кріпильних виробів обирається автоматично відповідно до діаметру існуючого отвору.

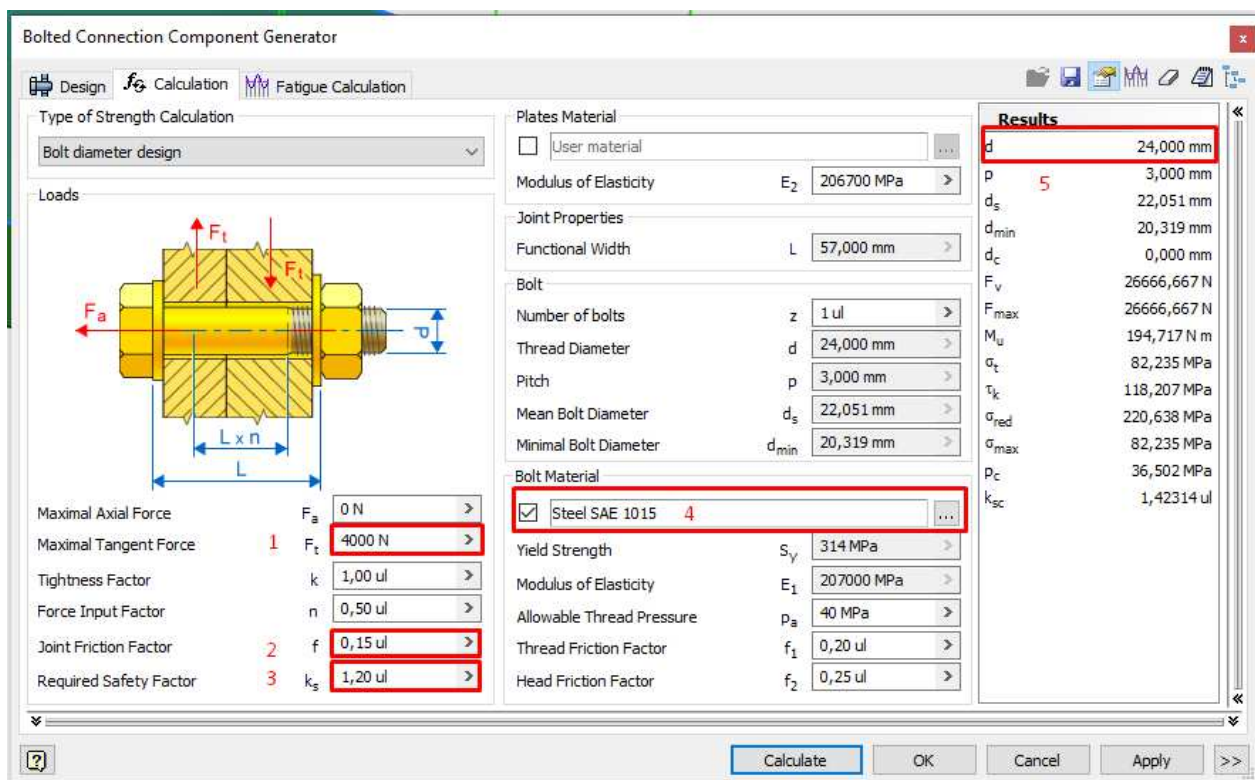


Після натискання кнопки "ОК" відбудеться моделювання болтового з'єднання.

В генераторі болтових з'єднань передбачена також можливість виконання розрахунків на міцність. Пропонується декілька варіантів розрахунку:

- проєктний розрахунок з визначення необхідного діаметру болта;
- проєктний розрахунок з визначення необхідної кількості болтів;
- розрахунок, призначений для визначення матеріалу болта;
- перевірочний розрахунок.

Для проведення розрахунків необхідно перейти до вкладки "Calculation" (розрахунок).



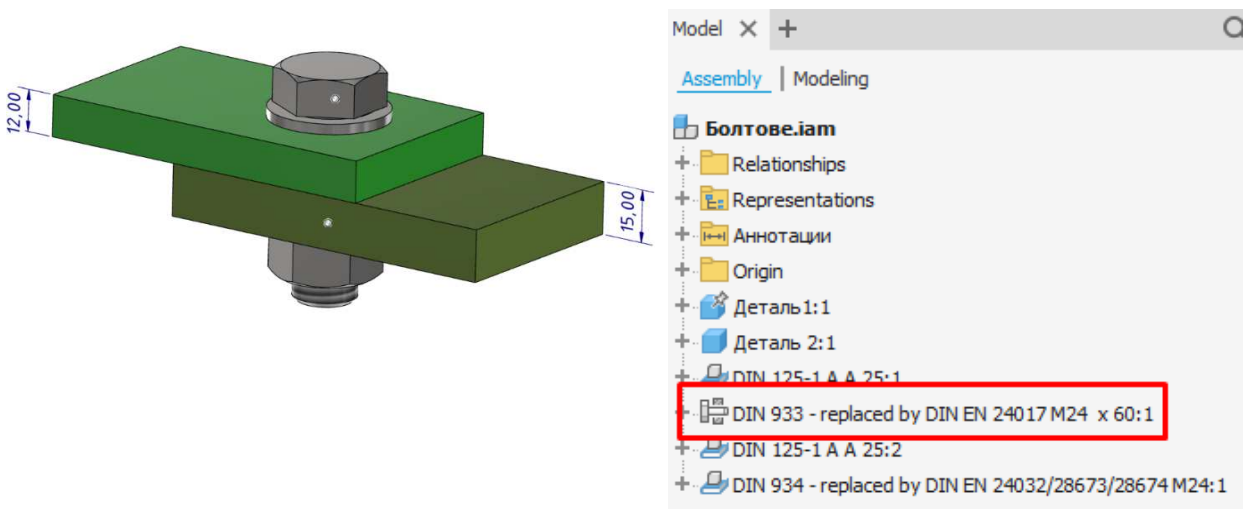
Розглянемо випадок, коли необхідний діаметр кріпильних виробів підлягає визначенню. При проведенні розрахунку необхідно задати наступні вихідні дані:

- "Maximal Tangent Force" – величина прикладеної зсуваючої сили (1);
- "Joint Friction Factor" – коефіцієнт тертя (2);

- "Required Safety Factor" – запас міцності (3);
- "Bolt Material" – матеріал болта (4).

Після введення вихідних даних необхідно натиснути кнопку "Calculate" (внизу діалогового вікна). Розрахований генератором діаметр болта (5) становить 24 мм, що узгоджується з раніше знайденим значенням.

Після натискання кнопки "ОК" відбудеться моделювання болтового з'єднання. Варто відзначити, що в дереві конструювання при цьому з'явиться елемент болтового з'єднання, який можна в подальшому редагувати з використанням генератора болтових з'єднань.



Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Скріншот створеного болтового з'єднання.
3. Відповіді на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. Які напруження виникають в стрижні болта в болтовому з'єднанні "із зазором"?
2. Яка умова міцності болтового з'єднання при установці болта із зазором?

3. Яким чином враховуються дотичні напруження при розрахунку болтового з'єднання "із зазором"?

4. Яким чином визначаються допустимі напруження при розтяганні болта?

5. Які види кріпильних виробів можна додати до збірки за допомогою генератора болтових з'єднань Autodesk Inventor?

6. Які варіанти прив'язки болтового з'єднання до геометрії деталей передбачені в генераторі болтових з'єднань Autodesk Inventor?

7. Які варіанти розрахунку болтового з'єднання передбачені в генераторі болтових з'єднань Autodesk Inventor?

Лабораторна робота № 2

«Робота з генератором циліндричного зубчастого зачеплення "Spur Gears Component Generator"»

Мета роботи – ознайомити студентів з роботою у генераторі компонентів циліндричних зубчастих зачеплень "Spur Gears Component Generator" Autodesk Inventor та з його можливостями.

Обладнання. ПК з встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Опис основних елементів генератора зубчастого циліндричного зачеплення

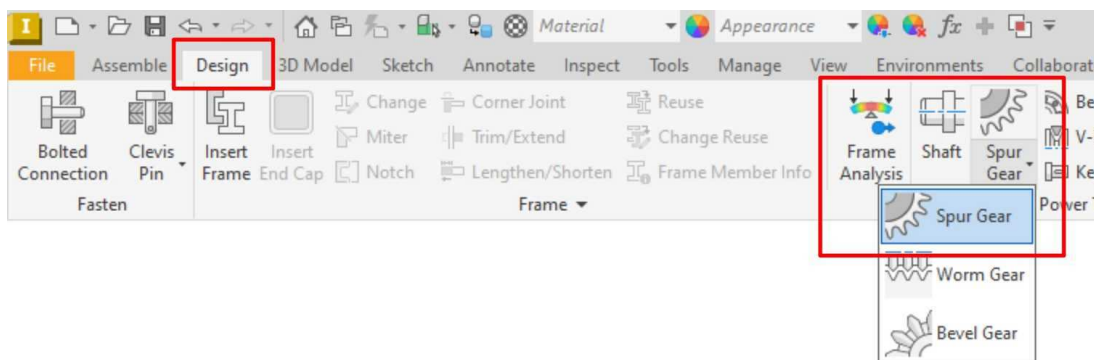


Рисунок 1 – Запуск генератора зубчастого циліндричного зачеплення

Щоб скористатись майстром побудови тривимірної моделі циліндричного зубчастого зачеплення, необхідно створити або відкрити файл складання, перейти на вкладку "Design" та у групі "Power Transmission" натиснути кнопку "Spur Gear".

Якщо при відкритому файлі складання такої групи і кнопки немає, то необхідно перейти на вкладку "Tools", натиснути кнопку "Add-Ins" і перевірити чи завантажено додаток "Design Accelerator".

Після натискання на кнопку "Spur Gear" з'явиться стандартне діалогове вікно, вигляд якого за замовчуванням матиме вигляд, як зображено на рисунку нижче.

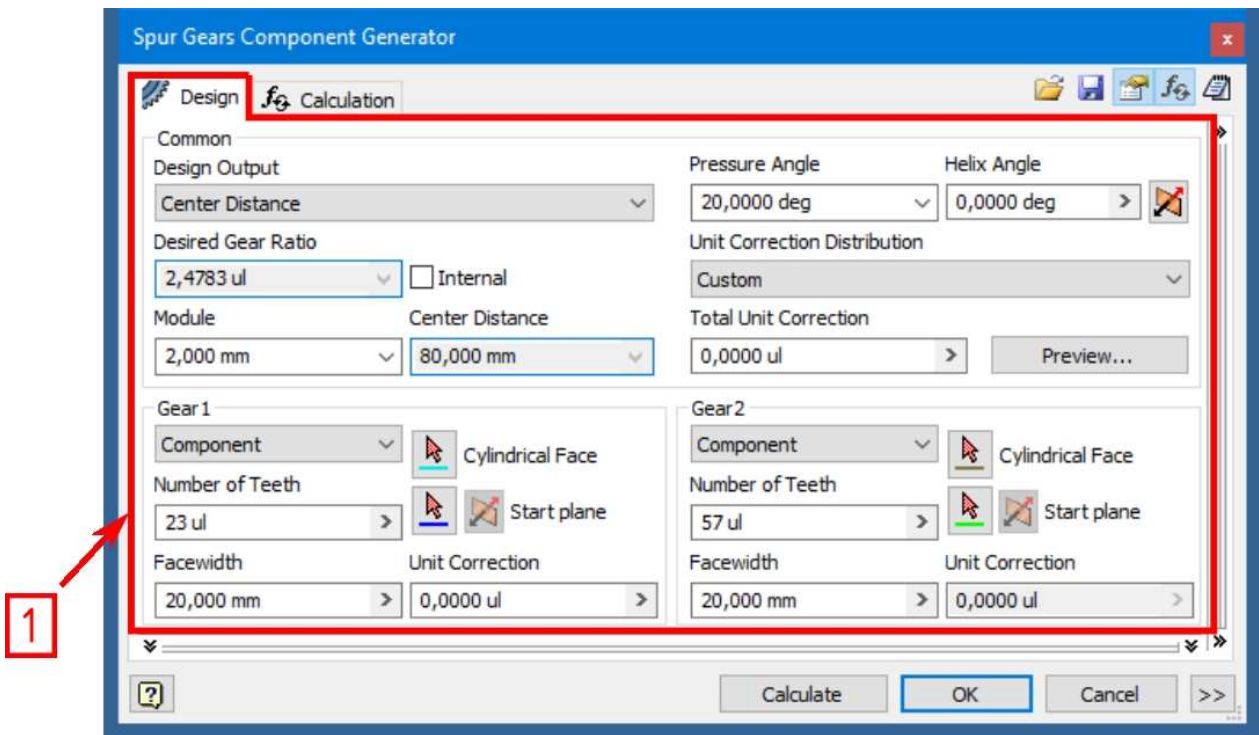


Рисунок 2 – Вікно генератора за замовчуванням

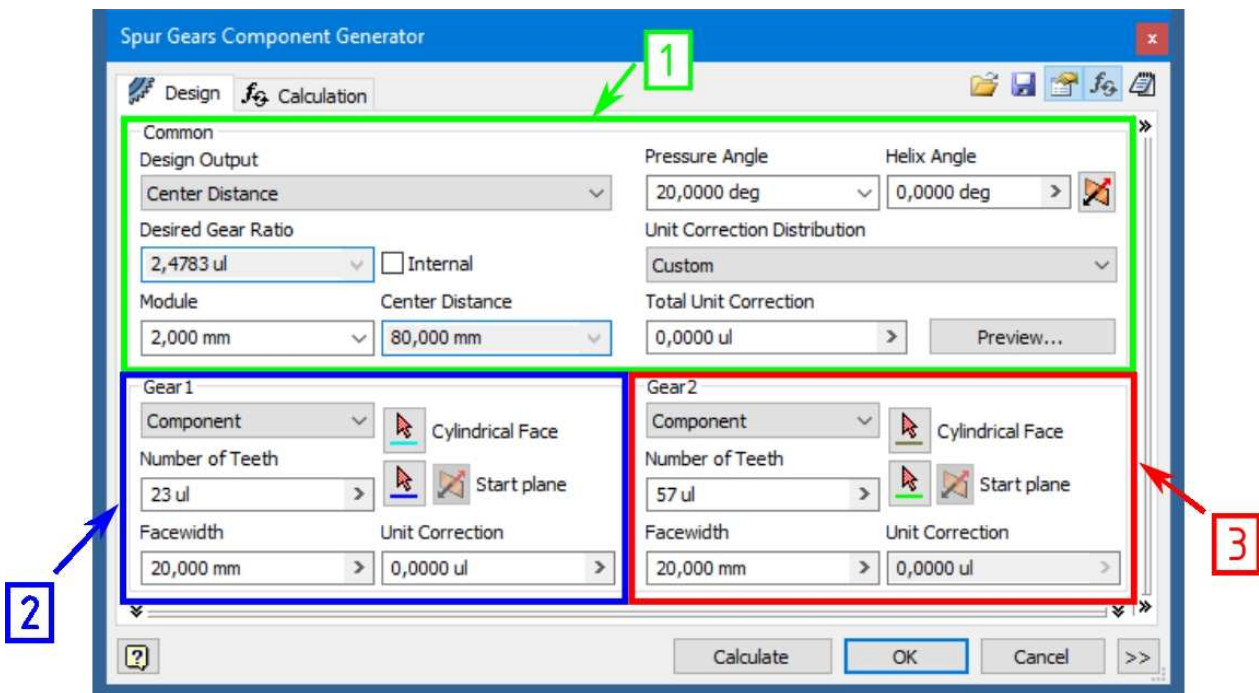


Рисунок 3 – Основні блоки діалогового вікна

- 1 – блок загальних параметрів; 2 – блок властивостей колеса 1;
3 – блок властивостей колеса 2

Вікно майстру проектування циліндричних зубчастих зачеплень за замовчуванням складається з трьох видимих блоків

параметрів (Common, Gear 1, Gear 2) і трьох прихованих панелей (Results, Summary, More Options). На рисунку видимі блоки позначені цифрами 1, 2 і 3. Приховані панелі можна розгорнути за допомогою натискання лівої кнопки миші на подвійних стрілках або подвійного натискання лівої кнопки миші на відповідних подвійних відрізках цих панелей.

Розглянемо згадані блоки параметрів більш детально.

Блок "Common" – загальні параметри.

В цьому блоці передбачена можливість вибору предмету (результату) розрахунку. Серед бажаних результатів розрахунку ("Design Output") може бути один з наступних:

Module and number of Teeth – модуль зачеплення і число зубців;

Number of Teeth – число зубців;

Center Distance – міжосьова відстань;

Total Unit Correction – сумарний коефіцієнт корегування;

Module – модуль зачеплення.

В залежності від предмету розрахунку буде змінюватись набір вихідних даних, інші ж параметри, що є недоступними для редагування, розраховуватимуться за відповідним алгоритмом.

Перелік та пояснення основних параметрів та перемикачів наведено нижче.

Desired Gear Ratio – передатне число зубчастої передачі (unitless). Варто відмітити, що для позначення передатного числа в Autodesk Inventor використовується літера i , в той час як в курсі деталей машин літерою i позначають передатне відношення (більш широке поняття, яке може враховувати напрямок обертання), а для позначення передатного числа використовується позначення u .

Перемикач "Internal" відповідає за вибір між зовнішнім та внутрішнім зачепленням.

Module – модуль зачеплення (m).

Center Distance – міжосьова відстань (a).

Pressure angle – кут тиску (кут профілю верстатної рейки) (α , град).

Helix angle – кут нахилу зубців (β).

Перемикач "Helix angle flip" відповідає за зміну напрямку нахилу зубців (лівий, правий).

Параметр "Unit Correction Distribution" (розподіл зміщення) може приймати одне з наступних значень:

- User – за вибором користувача;
- In Gear Ratio – за передатним числом (сумарне зміщення розподіляється на колеса пропорційно до чисел зубців колес, що не є оптимальним по відношенню до контактної міцності);

- In Inverse Ratio – за зворотним передатним числом (сумарне зміщення розподіляється на колеса оберненопропорційно до чисел зубців колес, що сприяє збільшенню контактної міцності шестерні, але може призводити до загострення зубців);

- With Compensation of Slips – з компенсацією відносного ковзання (для компенсації відносного ковзання під час обертання призначається збільшений коефіцієнт зсуву для меншого колеса та зменшений – для більшого. В основному це корисно для високошвидкісних передач).

- According to Merrit – у відповідності до методики Henry Edward Merritt (призначається підвищений коефіцієнт зсуву для меншого колеса та зменшений – для більшого, розподіл здійснюється відповідно до формули Мерріта).

Total Unit Correction – сумарний коефіцієнт зсуву (зміщення).

Preview panel button – виклик вікна попереднього перегляду значень контрольних розмірів коліс, симуляції зубчастого зачеплення, симуляції зачеплення шестерні із верстатною рейкою і симуляції зачеплення зубчастого колеса з верстатною рейкою.

Блок параметрів "Gear 1" містить налаштування першого зубчастого колеса (шестірні).

В цьому блоці можливо обрати один з варіантів побудови моделі шестірні:

- Component – будувати шестірню, як окремий компонент;
- Feature – будувати зубчастий вінець, як елемент існуючого тіла (в такому випадку необхідно виконати геометричну прив'язку: вказати циліндричну поверхню "Cylindrical Face" та початкову площину "Planar Face" на існуючому тілі);

– No Model – не моделювати колесо 1.

Варто звернути увагу, що у разі побудови зубчастого вінця як елемента існуючого тіла необхідно, щоб у просторі моделювання вже існувало тіло з циліндричною поверхнею відповідного діаметру (рівного або більшого за діаметр окружності вершин колеса, що моделюється). Тільки в такому випадку буде створена правильна модель зубчастого вінця.

В залежності від варіанту розрахунку в блоці "Gear 1" можна задати деякі з наступних параметрів:

- Number of Teeth – число зубців колеса 1;
- Facewidth – ширина зубчастого колеса 1;
- Unit Correction – коефіцієнт зміщення зубонарізного інструмента.

Блок параметрів "Gear 2" містить аналогічні до блоку "Gear 1" налаштування і відрізняється тільки тим, що число зубців колеса 2 і коефіцієнт зміщення розраховуються, а не вводяться вручну користувачем.

Варто відзначити, що для кожної введеної або розрахованої в генераторі величини обов'язково вказується одиниця виміру. У випадку, коли величина безрозмірна, встановлюється позначка "ul" (скорочено від unitless – безрозмірний).

Бічна панель з результатами розрахунку розгортається натисканням лівої кнопки миші на подвійній стрілці з правого боку головного діалогового вікна (рис. 4) і містить три підкатегорії:

- 1) "Results" – загальні результати розрахунку параметрів передачі;
- 2) "Gear 1" – розраховані параметри першого колеса;
- 3) "Gear 2" – розраховані параметри другого колеса.

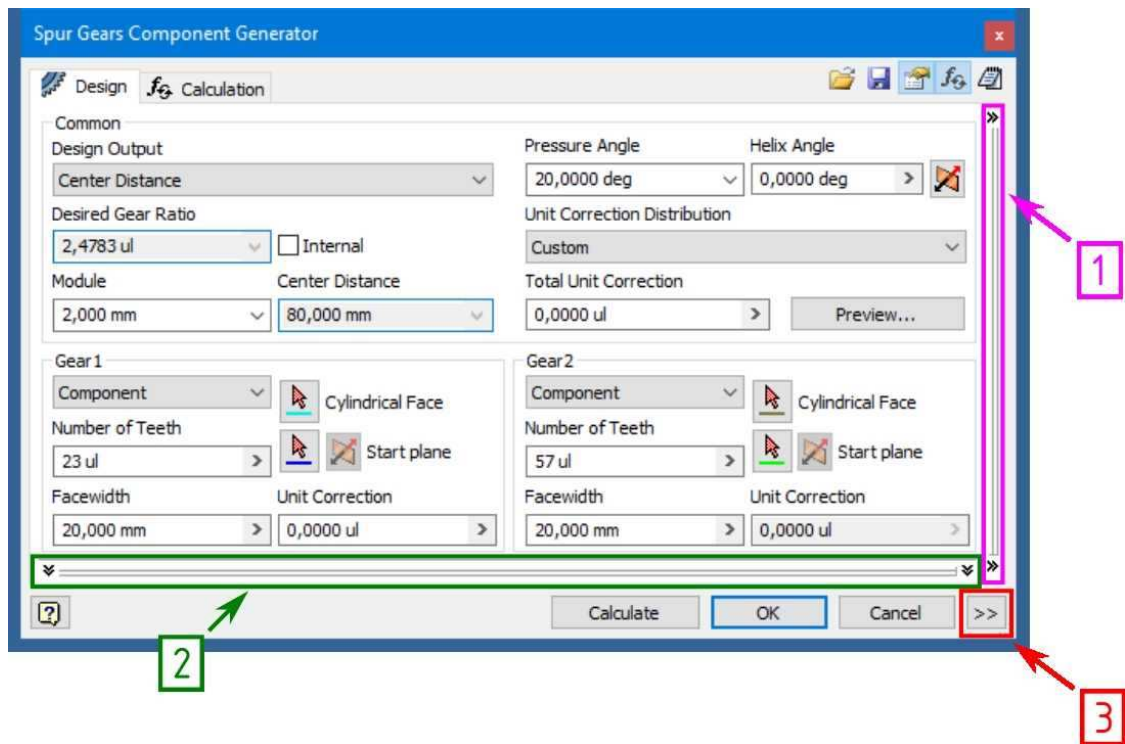


Рисунок 4 – Розгортання додаткових панелей: 1 – панель результатів; 2 – панель підсумків; 3 – панель додаткових опцій

Після натискання кнопки "Calculate" в діалоговому вікні генератора зубчастих зачеплень, на бічній панелі (рис. 5) відобразяться значення наступних параметрів:

- i – Gear Ratio (передатне відношення), ul;
- ε – Contact Ratio (коефіцієнт перекриття), ul;
- d_a – Outside Diameter (діаметр окружності вершин зубців), mm;
- d – Pitch Diameter (діаметр ділильної окружності), mm;
- d_f – Root Diameter (діаметр окружності западин зубців), mm;
- x_z – Unit Correction Without Tapering (корекція без звуження), ul;
- x_p – Unit Correction Without Undercut (корекція без підрізання), ul;
- x_d – Unit Correction Allowed Undercut (корекція з дозволеним підрізанням), ul;
- s_a – Unit Outside Tooth Thickness (товщина зуба по окружності вершин), ul;
- b_r – Facewidth Ratio (відношення ширини зубчастого вінця до діаметра ділильного кола), ul.

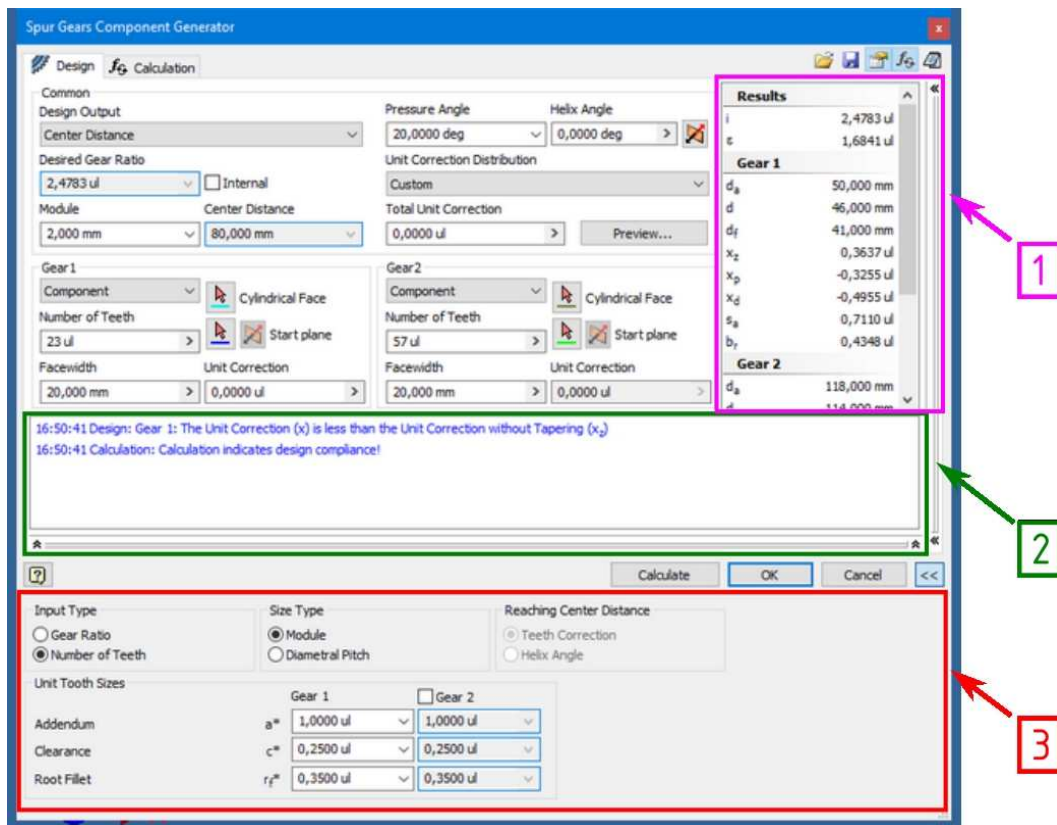



Рисунок 5 – Додаткові панелі: 1 – панель результатів;
2 – панель підсумків; 3 – панель додаткових опцій

Панель "Summary" (підсумки розрахунку) розгортається натисканням лівої кнопки миші на подвійній стрілці в нижній частині вікна з лівого або правого боків (див. рис. 4, поз. 2). В цій панелі переважно відображається текстова довідково-діагностична інформація, яка допомагає зрозуміти наскільки успішно проведено розрахунок, чи є якісь зауваження до вибору вихідних параметрів або результатів розрахунку. Якщо в цьому вікні інформація надрукована синім кольором, то розрахунок пройшов успішно, якщо червоним – розрахунок не відбувся належним чином. У цьому випадку потрібно ретельно проаналізувати надану у цьому вікні інформацію і скоригувати вихідні дані.

Кнопка "Calculate" дозволяє виконати розрахунки або перерахувати результати за введеними або виправленими вихідними параметрами без закриття головного діалогового вікна.

Для переходу до побудови тривимірної моделі зачеплення за отриманими даними необхідно натиснути кнопку "OK", в результаті чого відкриється діалогове вікно "File Naming". Це вікно буде

відображати назви і шляхи розташування файлів тривимірних об'єктів циліндричного зубчастого зачеплення. У цьому вікні за замовчуванням з'являється три заповнених рядки, в яких вказані тип файлу, ім'я елемента, що відображається в дереві побудови, шлях розташування файлу відповідного тривимірного об'єкта та його назва. Варто звернути увагу на назви у відповідних колонках, оскільки файли та елементи з цими назвами з'являються у дереві побудови, а також на жорсткому диску у відповідних папках. За замовчуванням у папці проєкту буде створена папка з ім'ям файлу складання, в ній буде створена папка "Design Accelerator", в якій буде створено файл підбірки для двох деталей (шестерні і колеса), а також два файли деталей, в кожному з яких буде по одній деталі: модель шестерні і модель колеса відповідно. Подвійним натисканням на відповідний рядок можна перейти у діалогове вікно для зміни шляху і назви розташування файлу. У випадку, коли зубчасті колеса моделюються як компоненти, а не як елементи існуючої деталі, після натискання кнопки "ОК" генератор зубчастого зачеплення запропонує обрати місце розташування створеної моделі в тривимірному просторі файлу збірки. Якщо в діалоговому вікні "File Naming" натиснути кнопку "Cancel", відбудеться повернення до вікна проєктування і розрахунку циліндричної зубчастої передачі.

Праворуч від кнопки "Cancel" головного діалогового вікна генератора зубчастих зачеплень розташована невеличка кнопка з двома стрілками спрямованими зліва направо . Ця кнопка дозволяє відкрити панель додаткових налаштувань "More Options". На цій панелі розташовані наступні блоки: "Input Type", "Size Type", "Reaching Center Distance" та "Unit Tooth Sizes".

За замовчуванням в блоці "Input Type" обрано опцію "Gear Ratio", відповідно визначальним при розрахунку буде передатне число, число зубців колеса 2 при цьому буде розрахунковим. У випадку обрання опції "Number of Teeth" вихідними параметрами будуть числа зубців, а передатне число – розрахунковим.






В блоці налаштувань "Size Type" є можливість обрати, за яким стандартизованим параметром буде відбуватись розрахунок: за

модулем ("Module") або за діаметральним кроком ("Diametral Pitch").

В залежності від предмету розрахунку стає активним налаштування "Reaching Center Distance". При цьому надається можливість вибору, за рахунок чого буде здійснюватись забезпечення заданої міжосьової відстані: за рахунок коригування профілів зубців ("Teeth Correction") чи за рахунок кута нахилу зубців ("Helix Angle").

Більшість зубчастих коліс має стандартні значення коефіцієнта висоти головки зубця ("Addendum", $a^*=1.00$), коефіцієнта радіального зазору ("Clearance", $c^*=0.25$) та коефіцієнта радіуса спряжиння ніжки зубця з діаметром западин ("Root Fillet", $r_f^*=0.35$). У випадку моделювання зубчастих коліс з нестандартними параметрами, їх можна задати в блоці параметрів "Unit Tooth Sizes".

У верхньому правому куті діалогового вікна генератора зубчастих зачеплень знаходиться панель з п'ятьма кнопками:

-  Import Template – імпортувати шаблон;
-  Export Template – експортувати шаблон;
-  File Naming – назви файлів;
-  Enables/disables calculation – активувати/вимкнути розрахунки на міцність;
-  Results – сформувати звіт з результатами розрахунків.

В залежності від предмета розрахунку, що обирається з випадаючого списку "Design Output" буде змінюватись доступність для редагування певних комірок.

При першому запуску генератора за замовчуванням предметом розрахунку є міжцентрова відстань ("**Center Distance**"). У цьому випадку користувачу необхідно вказати "Desired Gear Ratio" (передаточне число), "External/Internal" (зовнішнє чи внутрішнє зачеплення), "Module" (модуль зачеплення), "Component, Feature, No Model" (варіант моделювання: компонент, елемент або без моделі), "Gear 1 Number of Teeth" (кількість зубців шестерні), "Gear 1 Facewidth" (ширину зубчастого вінця шестерні), "Gear 1 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для шестерні), "Pressure angle" (кут тиску), "Helix Angle" (кут нахилу зубців), "Total Unit Correction"

(сумарний коефіцієнт зміщення), "Gear 2 Facewidth" (ширину зубчастого вінця колеса). При цьому буде розраховуватися "Center Distance" (міжосьова відстань передачі), "Gear 2 Number of Teeth" (число зубців колеса) і "Gear 2 Unit Correction" коефіцієнт зміщення для колеса.

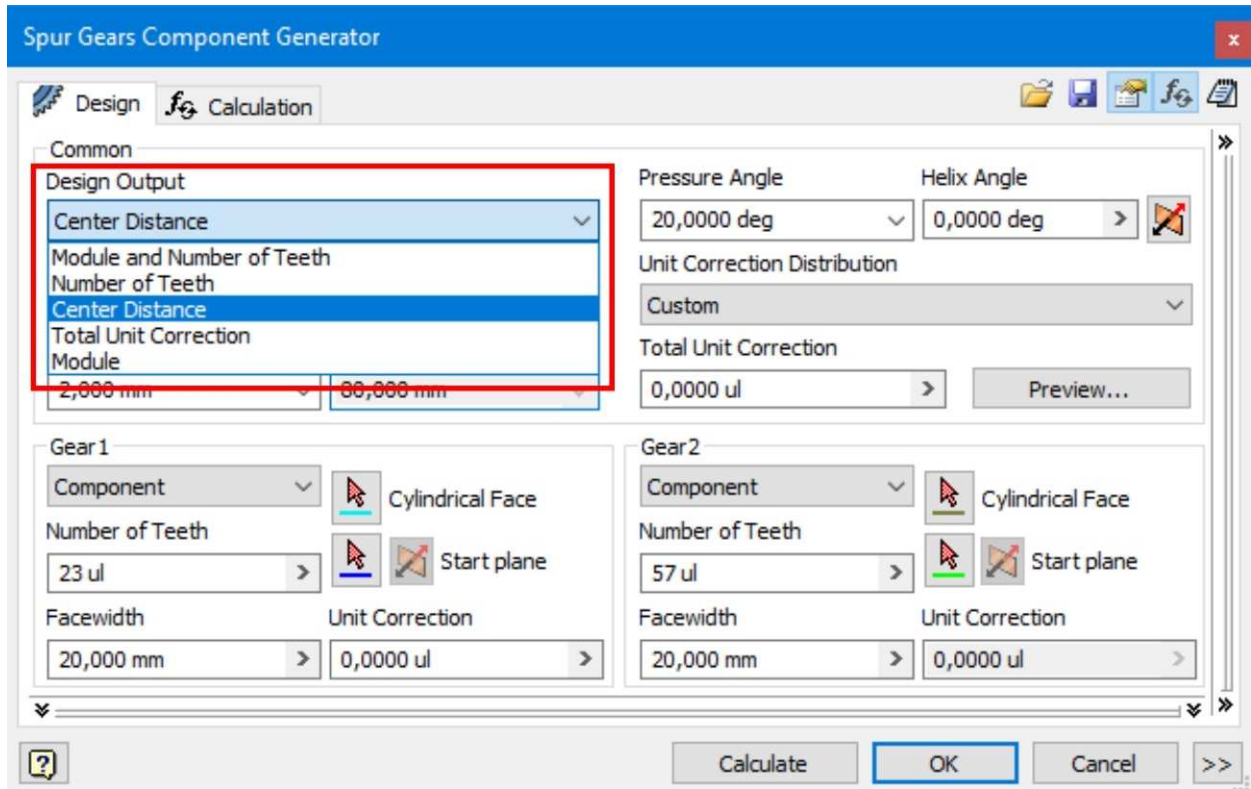


Рисунок 6 – Перелік варіантів розрахунку

Якщо у списку "Design Output" буде обрано "**Module and number of Teeth**" (модуль і число зубців), то користувачу потрібно вказати "External/Internal" (зовнішнє чи внутрішнє зачеплення), варіант моделювання ("Component" – компонент, "Feature" – елемент або "No Model" – не моделювати), "Gear 1 Facewidth" (ширину зубчастого вінця шестерні), "Gear 1 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для шестерні), "Pressure Angle" (кут тиску), "Helix Angle" (кут нахилу зубців), "Gear 2 Facewidth" (ширину зубчастого вінця колеса). Розраховуватися буде "Module" (модуль), "Gear 1 Number of Teeth" (число зубців шестерні), "Total Unit Correction" (сумарний коефіцієнт зміщення), "Gear 2 Number of

Teeth" (число зубців колеса) і "Gear 2 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для колеса).

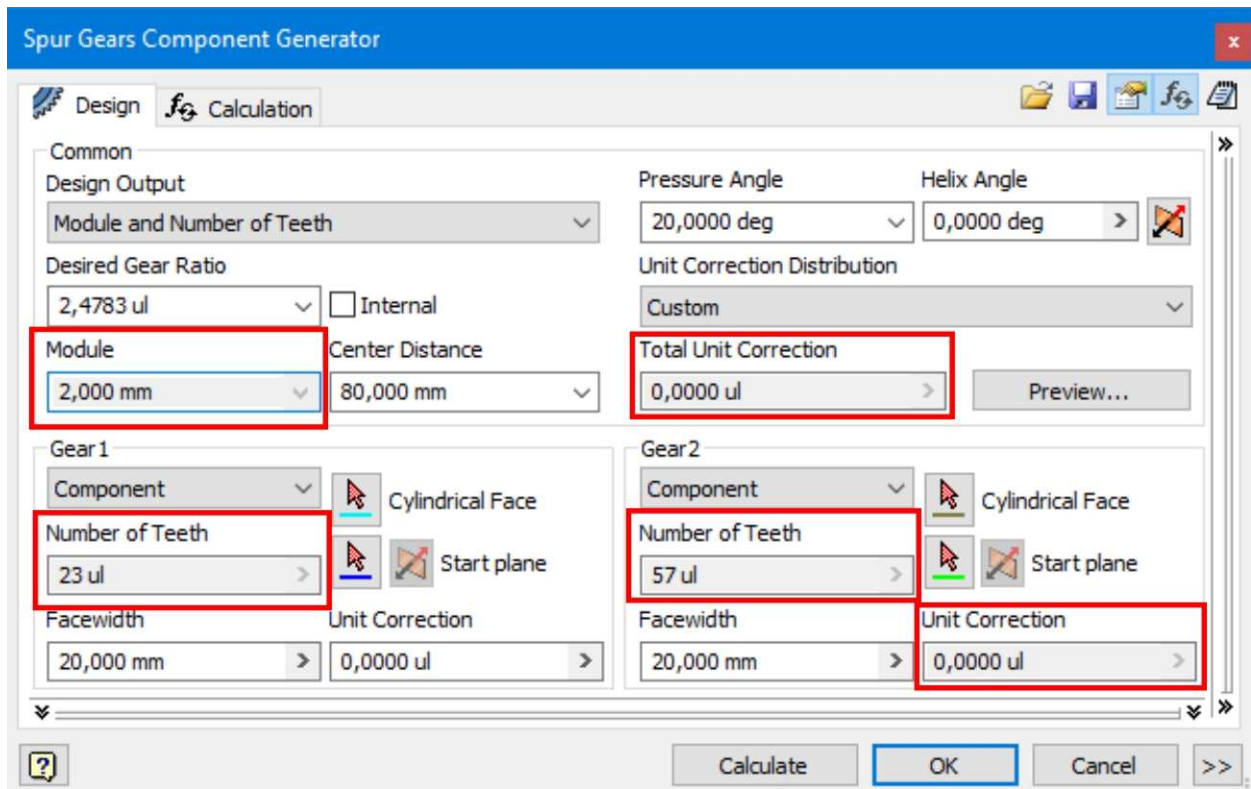


Рисунок 7 –Вигляд головного діалогового вікна у випадку розрахунку модуля та числа зубців

Якщо з випадаючого списку обрати "**Number of Teeth**" (число зубців), то користувачу потрібно обрати "External/Internal" (зовнішнє чи внутрішнє зачеплення), "Desired Gear Ratio" (передатне число), "Module" (значення модуля), "Center Distance" (значення міжосьової відстані), варіант моделювання ("Component" – компонент, "Feature" – елемент або "No Model" – не моделювати), "Gear 1 Facewidth" (ширину зубчастого вінця шестерні), "Gear 1 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для шестерні), "Pressure Angle" (кут тиску), "Helix Angle" (кут нахилу зубців) і "Gear 2 Facewidth" ширину зубчастого вінця колеса. При натисканні кнопки "Calculate" у цьому випадку буде розраховано "Number of Teeth" (число зубців шестерні і колеса), а також "Total Unit Correction" (сумарний коефіцієнт зсуву) і "Gear 2 Unit Correction" (коефіцієнт зсуву колеса).

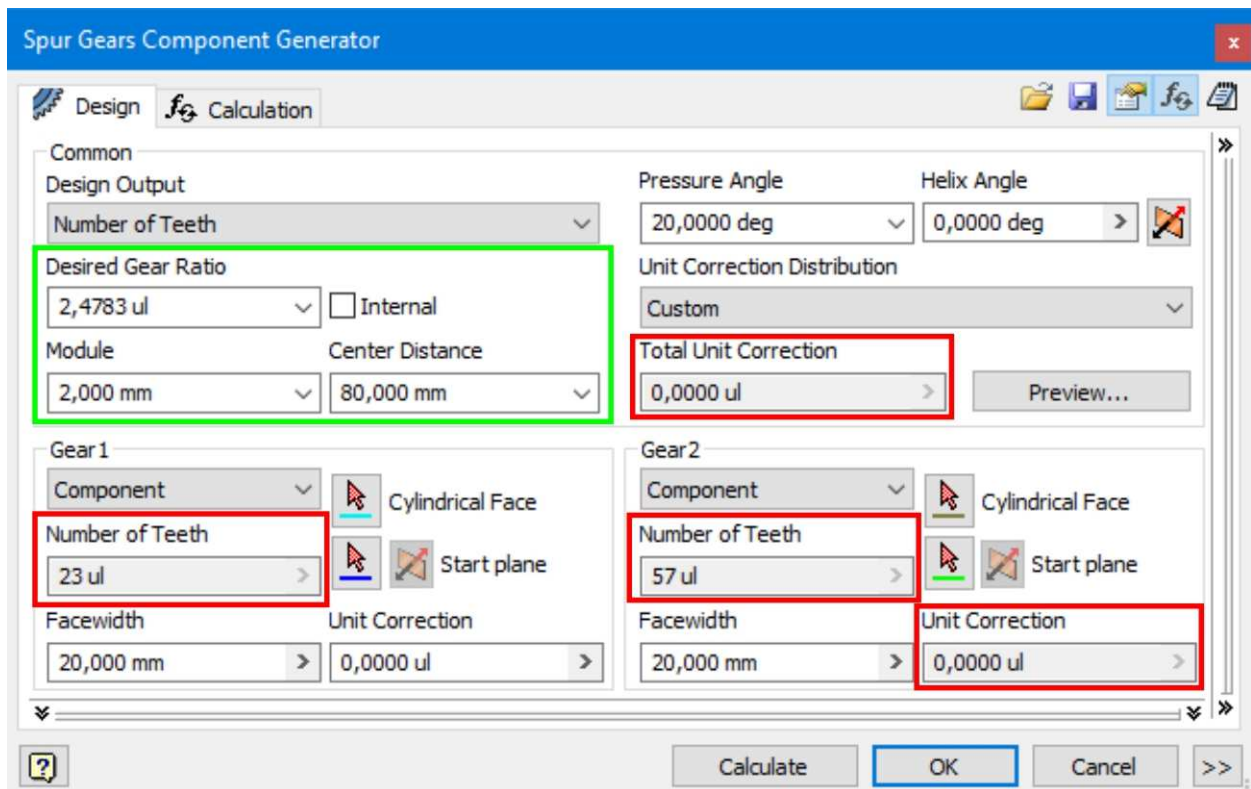


Рисунок 8 – Вигляд головного діалогового вікна у випадку розрахунку числа зубців

Якщо з випадаючого списку обрати "**Total Unit Correction**" (сумарний коефіцієнт зміщення), то користувачу потрібно обрати "External/Internal" (зовнішнє чи внутрішнє зачеплення), "Desired Gear Ratio" (передатне число), "Module" (значення модуля), "Center Distance" (значення міжосьової відстані), варіант моделювання ("Component" – компонент, "Feature" – елемент або "No Model" – не моделювати), "Gear 1 Facewidth" (ширину зубчастого вінця шестерні), "Gear 1 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для шестерні), "Pressure Angle" (кут тиску), "Helix Angle" (кут нахилу зубців) і "Gear 2 Facewidth" (ширину зубчастого вінця колеса). При натисканні кнопки "Calculate" у цьому випадку буде розраховано "Gear 2 Number of Teeth" (число зубців колеса), а також "Total Unit Correction" (сумарний коефіцієнт зсуву) і "Gear 2 Unit Correction" (коефіцієнт зсуву для колеса).

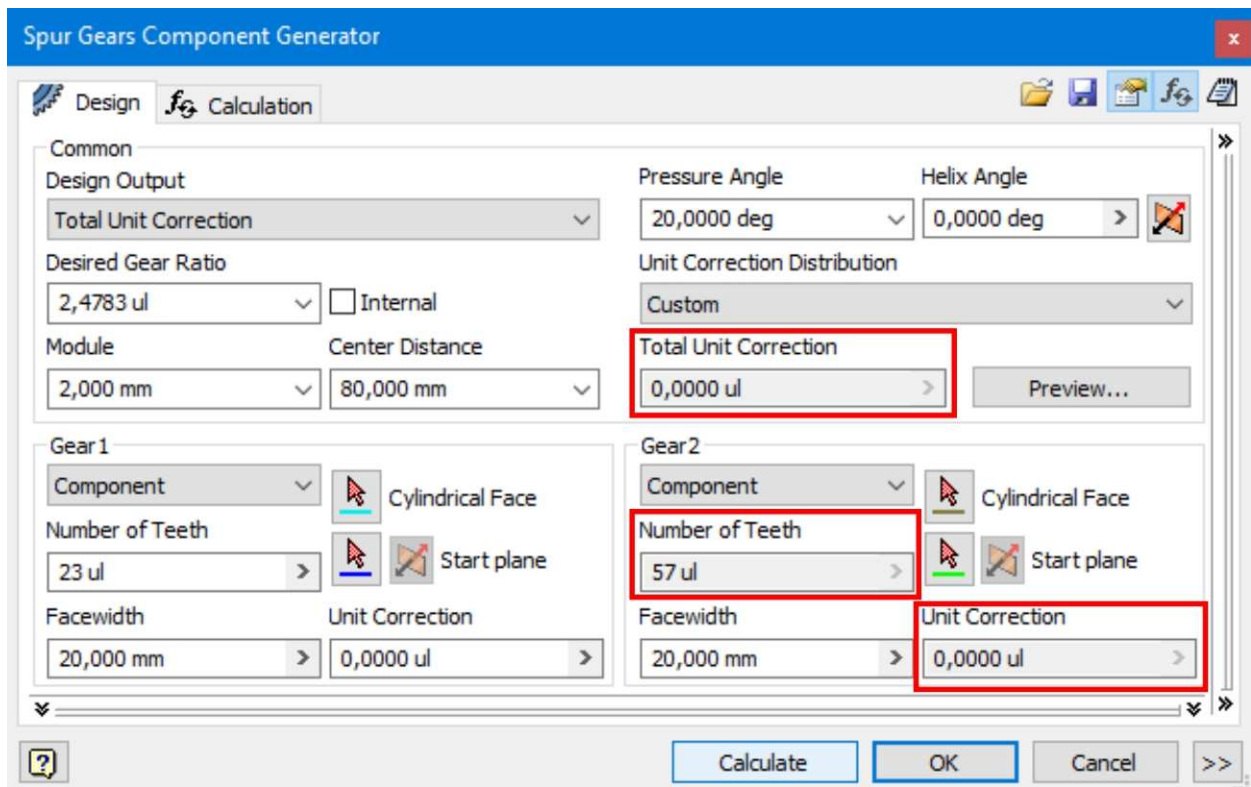


Рисунок 9 – Вигляд головного діалогового вікна у випадку розрахунку сумарного коефіцієнта зсуву

Якщо з випадваючого списку обрати "**Module**" (значення модуля зачеплення), то користувачу потрібно обрати "External/Internal" (зовнішнє чи внутрішнє зачеплення), "Desired Gear Ratio" (передатне число), "Center Distance" (значення міжосьової відстані), варіант моделювання ("Component" – компонент, "Feature" – елемент або "No Model" – не моделювати), "Number of Teeth" (число зубців шестерні), "Gear 1 Facewidth" (ширину зубчастого вінця шестерні), "Gear 1 Unit Correction" (коефіцієнт зміщення для шестерні), "Pressure Angle" (кут тиску), "Helix Angle" (кут нахилу вісі зуба) і "Gear 2 Facewidth" (ширину зубчастого вінця колеса). При натисканні кнопки "Calculate" у цьому випадку буде розраховано "Module" (значення модуля зачеплення), "Gear 2 Number of Teeth" (число зубців колеса), а також "Total Unit Correction" (сумарний коефіцієнт зсуву) і "Gear 2 Unit Correction" (коефіцієнт зсуву для колеса).

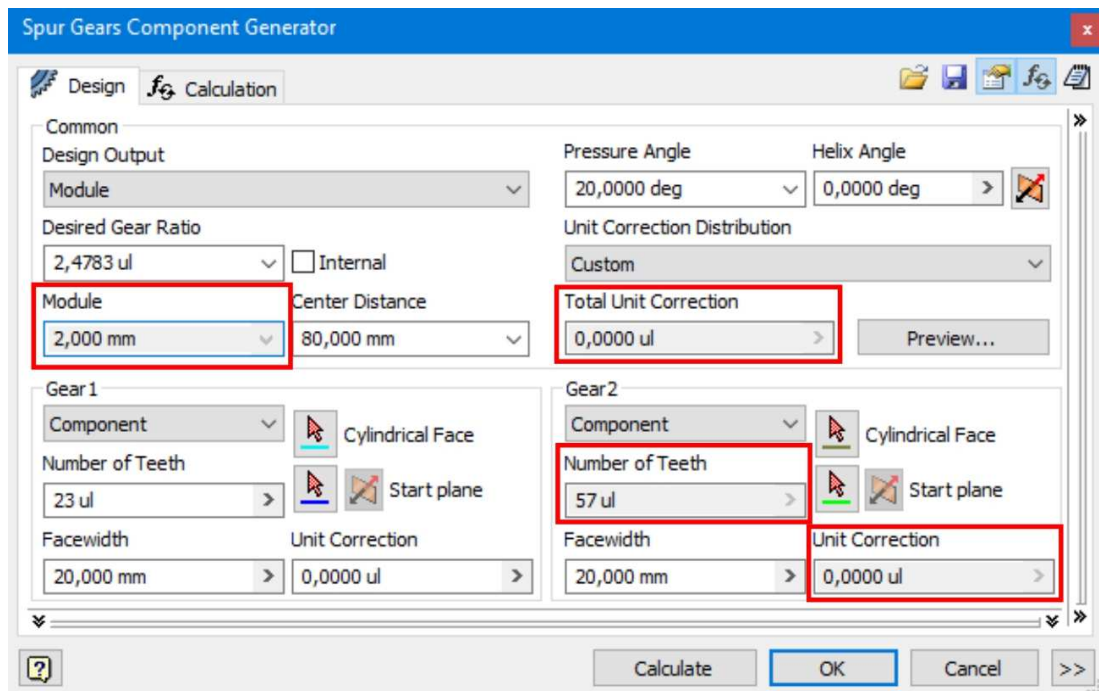


Рисунок 10 – Вигляд головного діалогового вікна у випадку розрахунку модуля зачеплення

Якщо натиснути на кнопки "Preview" головного діалогового вікна генератора, відкриється додаткове вікно попереднього перегляду результатів проєктування (рис. 11).

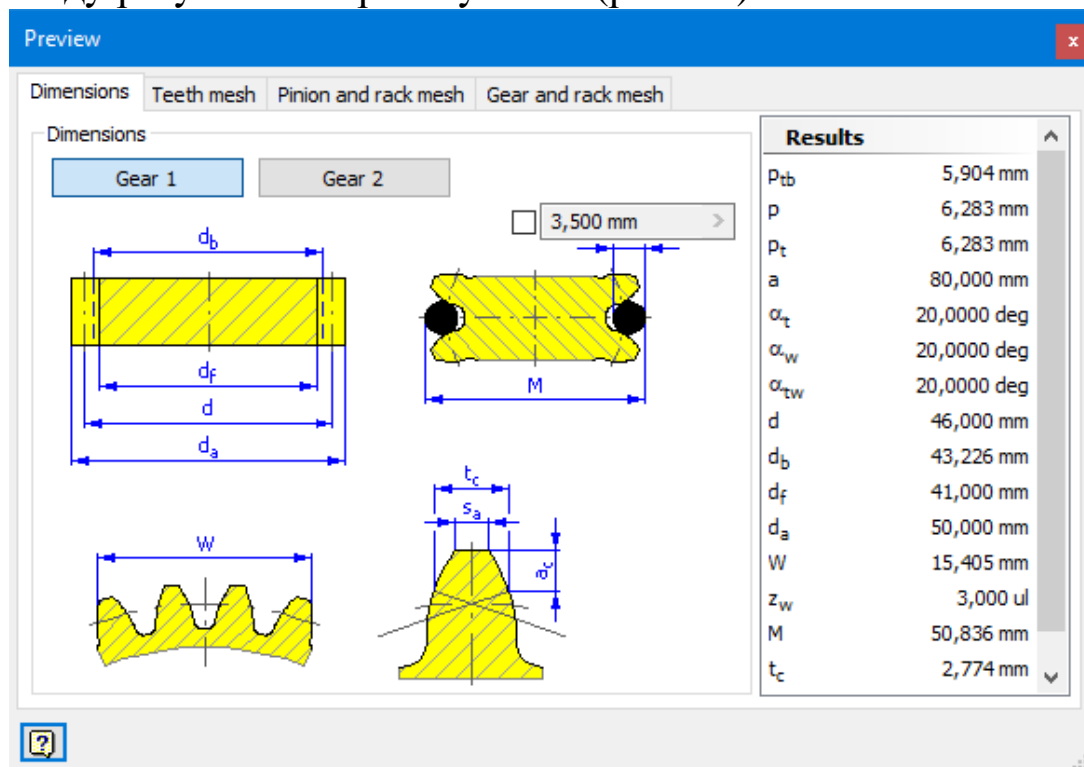


Рисунок 11 – Вигляд вікна "Preview"

На вкладці "Dimensions" зображені рисунки для контролю розмірів шестерні і колеса. Відповідні геометричні параметри для контролю знаходяться у списку "Results" праворуч. Перемикачі "Gear 1" та "Gear 2" дозволяють переходити від відображення параметрів шестерні до відображення параметрів колеса.

На вкладці "Teeth Mesh" продемонстровано двовимірний кресленик зубчастого циліндричного зачеплення (рис. 12). За замовчуванням кресленик статичний але може бути анімованим, для чого треба скористатися кнопками, що розташовані внизу діалогового вікна.

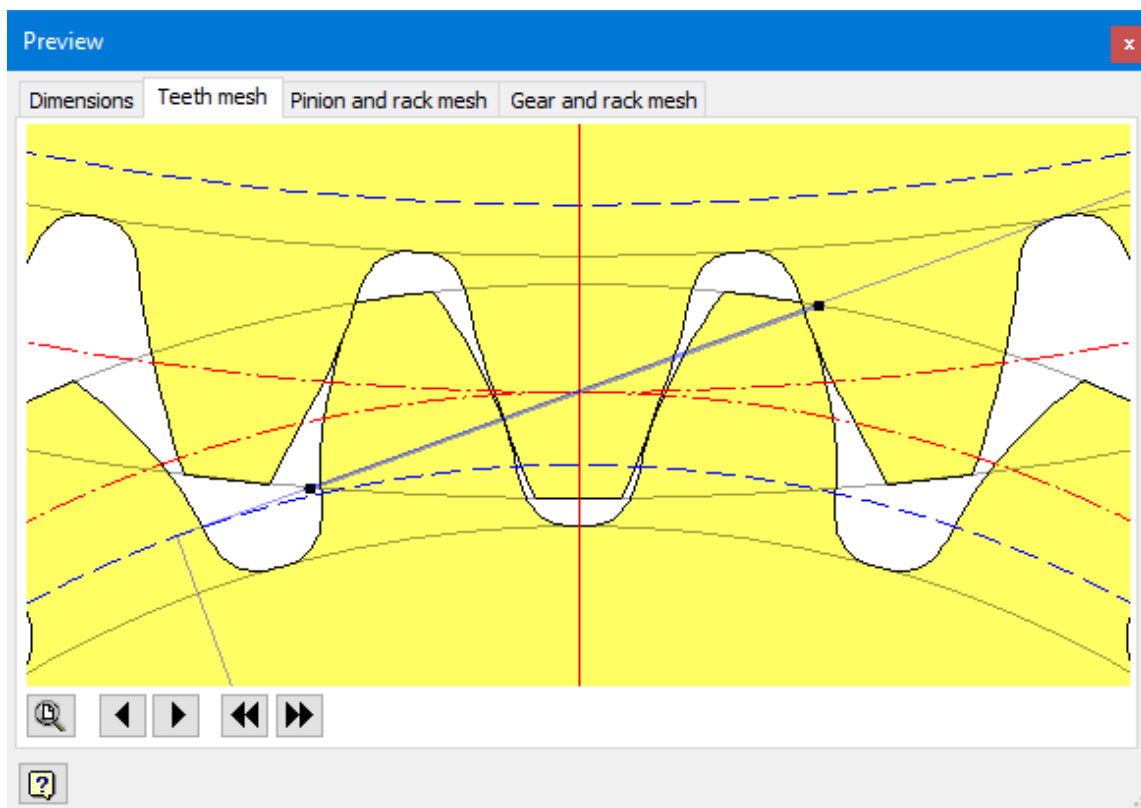


Рисунок 12 – Двовимірний кресленик зубчастого циліндричного зачеплення

На вкладці "Pinion and rack mesh" показано зачеплення шестерні і верстатної рейки (рис. 13).

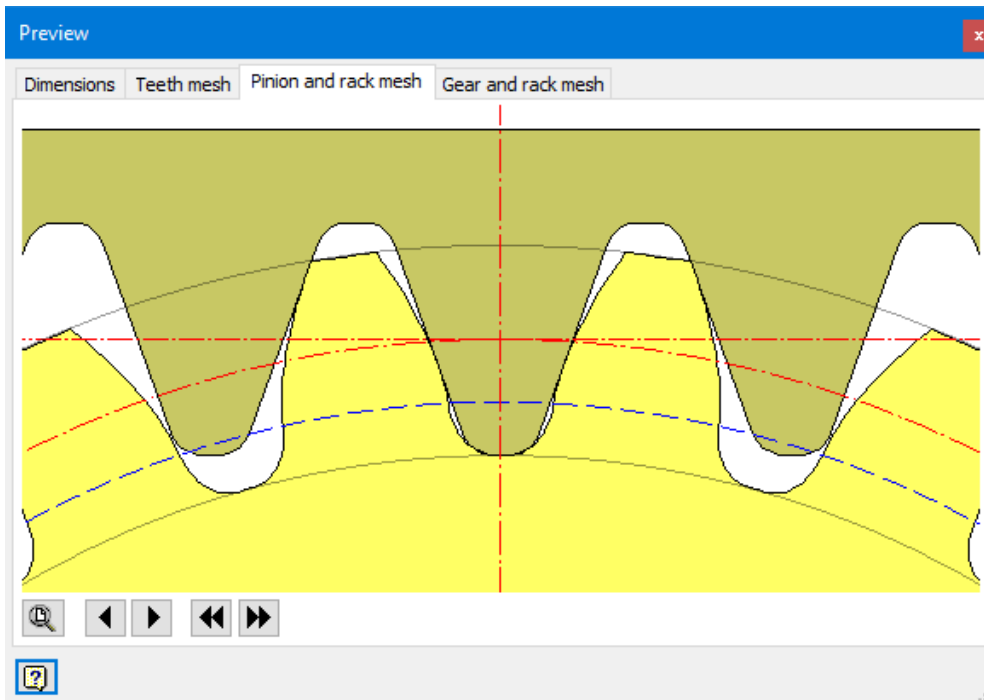


Рисунок 13 – Двовимірний кресленник зачеплення шестерні і верстатної рейки

На вкладці "Gear and rack mesh" за аналогією до попереднього випадку показано зачеплення зубчастого колеса з верстатною рейкою (рис. 14).

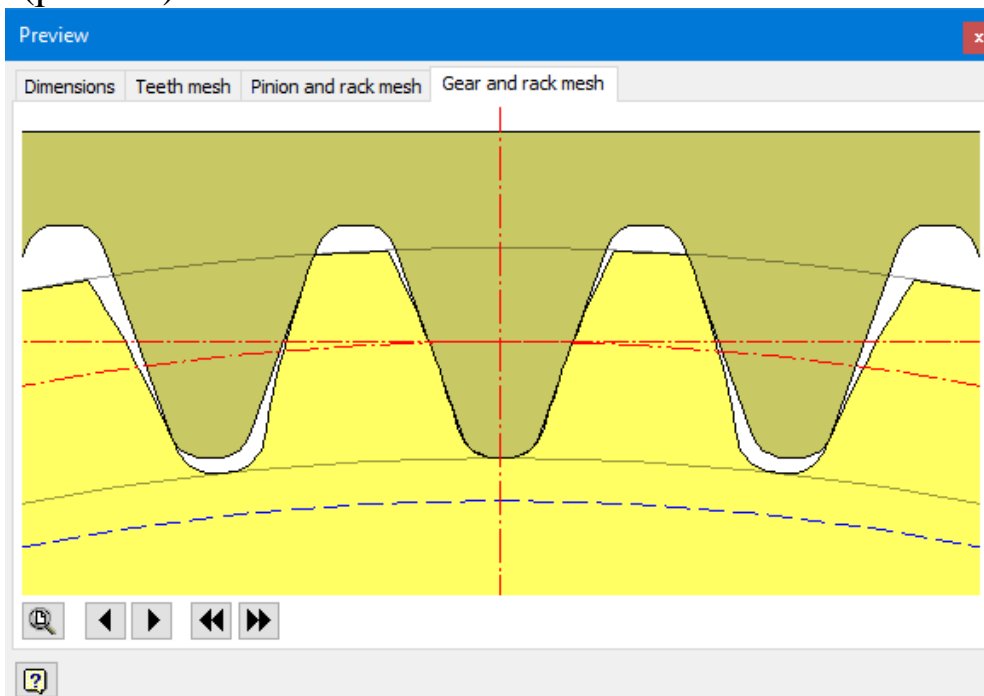


Рисунок 14 – Двовимірний кресленник зачеплення зубчастого колеса і верстатної рейки

Слід зазначити, що в результаті моделювання зубчастих вінців з використанням генератора зубчастих зачеплень, створюється досить **спрощена** геометрична тривимірна модель зубців (зверніть увагу на форму профілю виступів і западин зубчастих коліс, рис.15, а). Натомість У вкладках вікна "Preview" ми бачимо достатньо **точну** двовимірну геометрію профілю зубця (рис.15, б).



а) спрощене відображення зубця б) точна геометрія профілю

Рисунок 15 – Зображення профілю зубця

Варто відмітити, що модель зубчастого колеса із спрощеним профілем зубців не може бути використана для підготовки керуючих програм для верстатів з ЧПК і 3D друку зокрема. Для отримання точної моделі зубчастого вінця необхідно за допомогою спеціальної команди з контекстного меню експортувати профіль зубця ("Export tooth shape") та провести подальше моделювання зубчастого колеса в ручному режимі.

При необхідності моделювання внутрішнього зубчастого зачеплення циліндричної зубчастої передачі необхідно в головному діалоговому вікні генератора зубчастих зачеплень обрати параметр "Internal". Зубчасте колесо "Gear 1" в цьому випадку буде мати зовнішні зубці, а зубчасте колесо "Gear 2" – внутрішні.

Приклад моделювання тривимірної моделі зубчастого зачеплення циліндричної передачі

Розглянемо приклад моделювання зубчастого зачеплення за наступними вихідними даними: $m=4$ мм; $z_1=17$; $z_2=77$; $a_w=200$ мм; $b_{w1}=88$ мм; $b_{w2}=88$ мм; $x_1=0$; $x_2=0$; $h_a=1.0$; $\beta=19.9484^\circ$ (рис. 16).

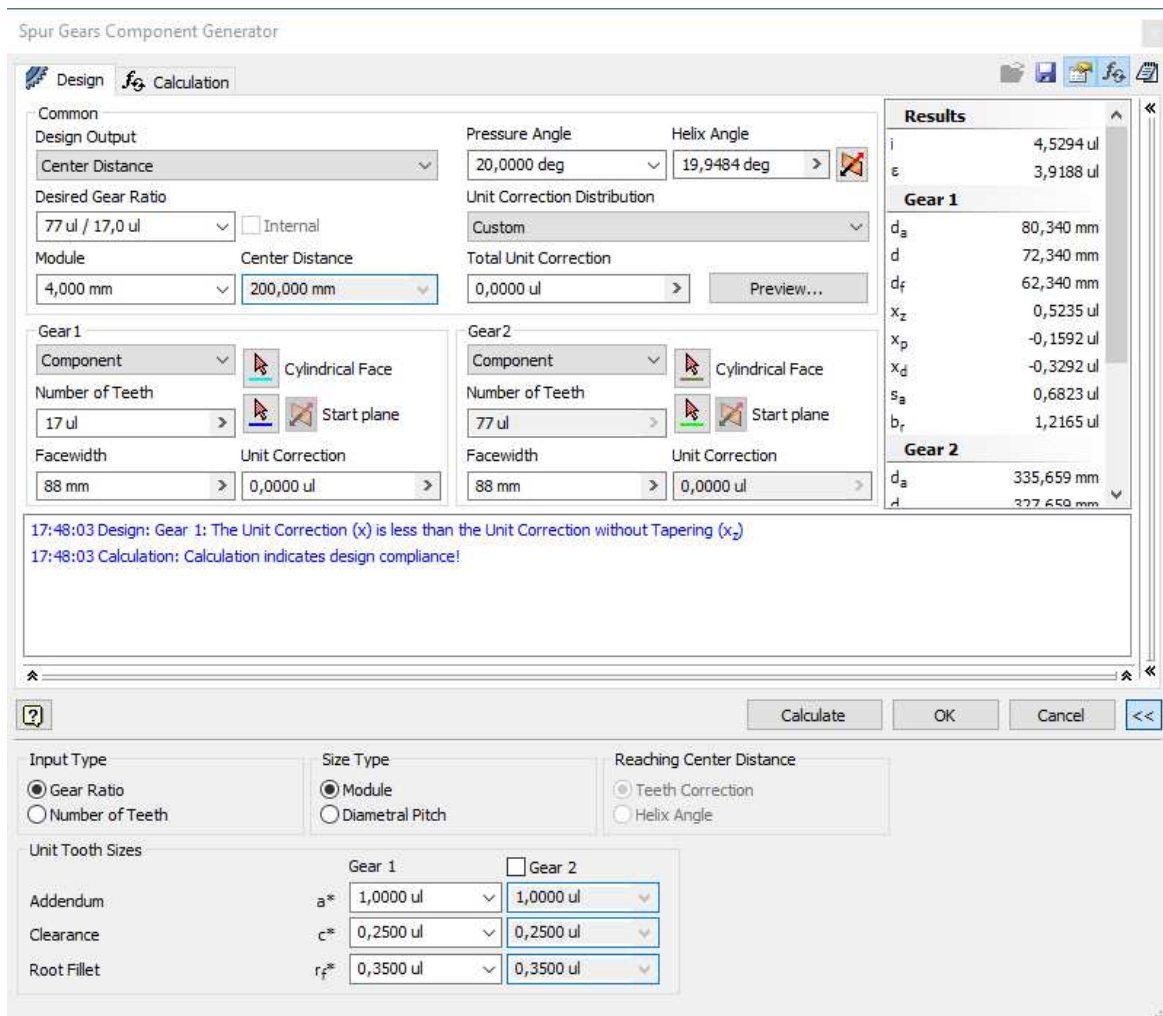


Рисунок 16 – Діалогове вікно генератора зубчастого зачеплення із введеними вихідними даними

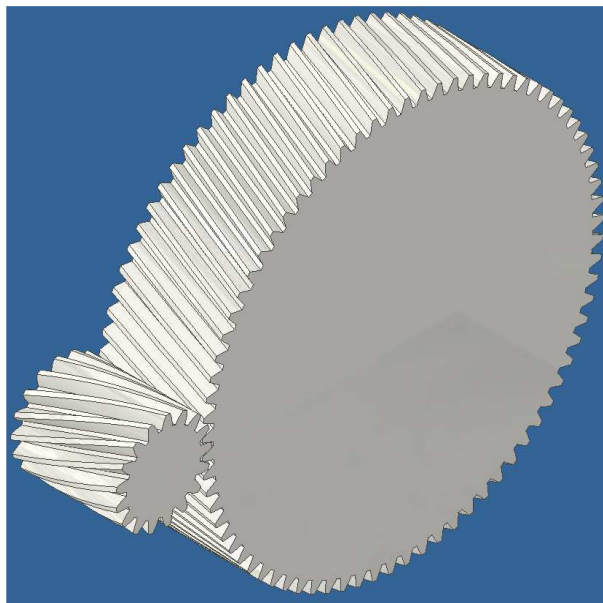
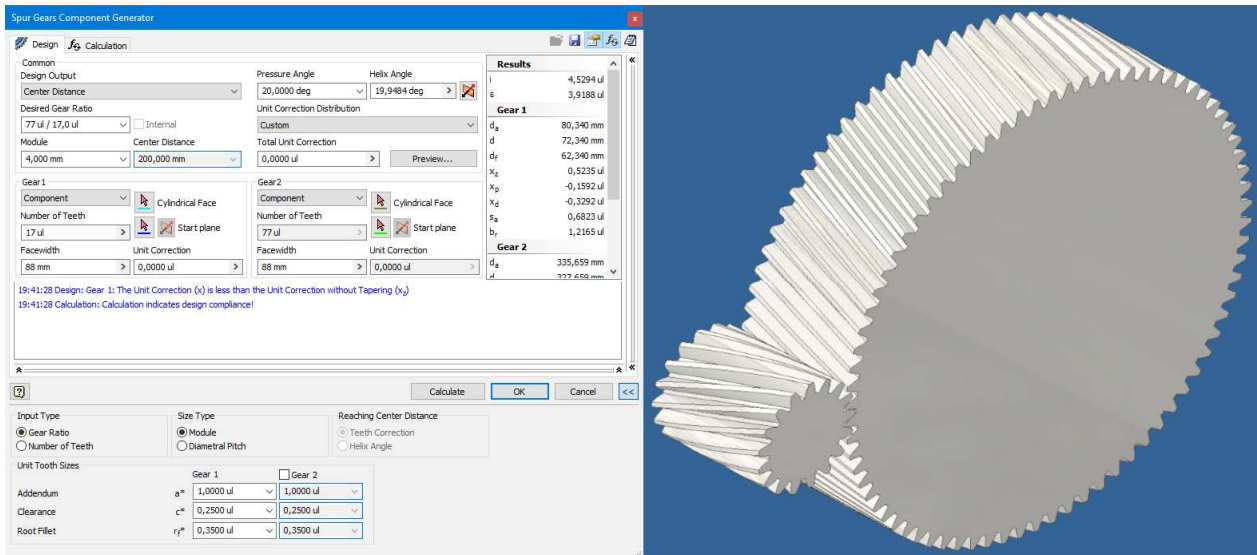


Рисунок 17 – Отримана тривимірна модель зубчастого зачеплення

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.

2. Комбіноване зображення вікна генератора циліндричних зубчастих зачеплень "Spur Gear" та тривимірної моделі зубчастої передачі у вигляді, як на рисунку нижче.



3. Відповісти на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. Що таке циліндрична зубчаста передача?
2. Які основні параметри циліндричної зубчастої передачі?
3. Які типи циліндричних зубчастих передач існують?
4. Як модуль зубчастої передачі впливає на її розміри та характеристики?
5. Як створити 3D-модель циліндричної зубчастої передачі в Autodesk Inventor?
6. Які інструменти Autodesk Inventor використовуються для створення зубчастих коліс?
7. Як налаштувати параметри зубчастої передачі в Autodesk Inventor?
8. Як створити точний двовимірний профіль зубчастого колеса для подальшого використання?

9. Як створити вал-шестірню?
10. Як вписати зубчасту передачу в міжосьову відстань?
11. Як відредагувати зубчасту передачу створену в генераторі зубчастих зачеплень?

Лабораторна робота № 3

«Розробка 3D моделі косозубої циліндричної передачі
за допомогою генератора компонентів
"Spur Gears Component Generator"»

Мета роботи – ознайомити студентів з особливостями розробки 3D моделі косозубої циліндричної передачі за допомогою генератора компонентів циліндричних зубчастих зачеплень "Spur Gears Component Generator " Autodesk Inventor.

Обладнання. ПК з встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Класичний метод розрахунку циліндричних зубчастих передач

При роботі зубчастої передачі між зубцями спряжених зубчастих коліс виникає сила тиску F_n (нормальна сила, що спрямована уздовж лінії зачеплення). Крім того, від ковзання зубців між ними діє сила тертя. Під дією цих сил зубці знаходяться в складному напруженому стані.

Вирішальний вплив на працездатність зубців мають два основних напруження: контактні σ_H в поверхневих шарах зубців та напруження згину σ_F в поперечних перерізах зубців.

Враховуючи умови роботи зубців, а також основні причини виходу з ладу зубчастих передач, розроблено декілька видів розрахунків на міцність:

– розрахунок активних поверхонь зубців на витривалість за контактними напруженнями (для закритих передач з твердістю поверхні зубців $HV \leq 350$ даний розрахунок є проєктним);

– розрахунок поверхонь зубців на контактну міцність при дії пікових навантажень (виконується для запобігання появі залишкових деформацій або викришування активних поверхонь зубців при перенавантаженнях);

– розрахунок зубців на витривалість при згині (даний розрахунок є проєктним для відкритих передач та закритих з твердістю поверхонь зубців $HV > 350$);

– розрахунок зубців на згинальну міцність при дії пікових навантажень (виконується для запобігання появі залишкових деформацій або крихкої поломки зубців при перевантаженнях).

В рамках виконання лабораторної роботи будемо використовувати перший вид розрахунку, адже виконується проектування саме закритих передач.

Розрахунок зубців на контактну витривалість виконують для зачеплення в полюсі, оскільки викришування зубців починається саме в полюсі. Для отримання розрахункових формул використовують теорію Герця для початкового контакту по лінії. Також приймаються деякі припущення:

1) зубці розглядаються як два циліндри, які контактують своїми твірними (радіуси цих циліндрів приймають рівними радіусам кривизни профілів зубців у полюсі зачеплення);

2) навантаження вважається рівномірно розподіленим по довжині зубця;

3) контактуючі профілі вважаються не розділеними мастильною плівкою.

При проектному розрахунку визначають діаметр початкової окружності шестерні (або міжосьову відстань). Оскільки на етапі проектного розрахунку ширина зубчастого вінця невідома, її виражають через коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно діаметру $\psi_d = b_w / d_w$, тоді початковий діаметр шестерні обчислюється за залежністю

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_H \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_e) \cdot u + 1}{\psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u + 1}{u}},$$

де T_{H1} – крутний момент на шестерні;

K_H – коефіцієнт розрахункового навантаження ($K_H = 1.24$);

ψ_d – коефіцієнт ширини зубчастого вінця по відношенню до діаметра, що обирається за наступними рекомендаціями:

– в машинобудуванні для циліндричних прямозубих та косозубих коліс значення зазвичай приймають в діапазоні

$$\psi_d = 0.6 \dots 1.6,$$

– для шевронних передач допускається збільшення до

$$\psi_d \leq 2.2,$$

– для твердих ($HB_1 > 350$ та $HB_2 > 350$) сталевих коліс допускається зменшення до

$$\psi_d = 0.45 \dots 0.55,$$

– в автомобілебудуванні для коробок передач допускається

$$\psi_d = 0.15 \dots 0.25;$$

β – кут нахилу зубців, що обирають за наступними рекомендаціями:

– в машинобудуванні в діапазоні $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$;

– в автомобілебудуванні допускається застосування β до 45° ;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубчастих коліс в полюсі зачеплення,

$$Z_H = 1.76 \cdot \cos \beta;$$

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, для сталевих коліс приймає значення

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{0.5};$$

u – передатне число проєктованої передачі;

Слід намагатись обирати значення передатних чисел окремої передачі або багатоступінчастих редукторів з наступних стандартних рядів (але це не обов'язково):

1-й ряд: 1.6, 2.0, 2.5, 3.15, 4.0, 5.0, 6.3, 8.0, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80, 100, 125

2-й ряд: 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9.0, 11.2, 14, 18, 22.4, 28, 35.5, 45, 56, 71, 90, 112, 140

z_1 та z_2 – числа зубців коліс;

Z_ϵ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній

– для косозубих коліс $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$,

– для прямозубих коліс $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$;

ϵ_α – коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta;$$

$[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

За знайденим значенням діаметра шестерні визначається модуль зачеплення

$$m = \frac{d_1}{z_1} \cdot \cos \beta.$$

Для величини модуля обов'язково приймати стандартні значення. Стандартний модуль треба за можливості приймати з 1-го ряду:

1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12

У технічно обумовлених випадках можна приймати значення з 2-го ряду:

1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14

У випадку, коли проєктний розрахунок виконується за контактними напруженнями, перевірочний розрахунок здійснюється за напруженнями згину, при цьому має виконуватися умова $\sigma_F < [\sigma_F]$.

Найбільші напруження згину виникають біля кореня зубця в зоні переходу евольвенти в галтель. Наближений розрахунок зубців на згин здійснюється з урахуванням наступних припущень:

– все навантаження зачеплення передається однією парою зубців та прикладене до вершини зубця (найгірший випадок), при цьому замість теоретичного двохпарного зачеплення матиме місце однопарне;

– зубець моделюється як консольна балка (найгірший випадок), для якої справедливий підхід опору матеріалів, зокрема гіпотеза плоских перерізів.

Перевірочний розрахунок передачі за напруженнями згину здійснюється за залежністю

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K_F Y_{\varepsilon} Y_F}{\psi_d \cdot z^2 \cdot m^3},$$

де K_F – коефіцієнт розрахункового навантаження;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину лінії контакту;
 Y_F – коефіцієнт форми зубця;
 m – модуль зачеплення.

Прикладу розрахунку циліндричної зубчастої передачі

Вихідні дані для розрахунку:

- крутний момент $T_{H1} = 1.397 \cdot 10^5$ Нмм;
- коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_d = 1.25$;
- кут нахилу зубців $\beta = 12^\circ$;
- передатне число $u = 4.5$;
- допустимі контактні напруження $[\sigma_H] = 450$ МПа.

Числа зубців коліс:

$z_1 = 17$ (мінімальне число зубців для прямозубої циліндричної передачі без необхідності корекції);

$$z_2 = z_1 \cdot u = 17 \cdot 4.5 = 76.5.$$

Оскільки числа зубців повинні бути цілими числами, приймаємо $z_2 = 77$.

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь

$$Z_H = 1.76 \cdot \cos(12^\circ) = 1.72.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{77} \right) \right] \cdot \cos(12^\circ) = 1.6141$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1.6141}} = 0.7871$$

Початковий діаметр шестерні

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_H \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_e) \cdot u + 1}{\psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u + 1}{u}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1.397 \cdot 10^5 \cdot 1.24 \cdot (1.72 \cdot 275 \cdot 0.787) \cdot 4.5 + 1}{1.25 \cdot 450^2} \cdot \frac{4.5 + 1}{4.5}} = 61.47.$$

Модуль зачеплення

$$m = \frac{d_1}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{61.47}{17} \cos(12^\circ) = 3.5366.$$

В цьому випадку можна прийняти два наступні варіанти:

1) якщо прийняти стандартний модуль $m_{st} = 3.5$, це значення буде менше розрахункового, тоді перенавантаження буде мати значення

$$\frac{m - m_{st}}{m_{st}} \cdot 100\% = \frac{3.5366 - 3.5}{3.5} \cdot 100\% = 1.047\%$$

Перенавантаження $1.047\% < 5\%$, що допускається.

2) якщо прийняти стандартний модуль $m_{st} = 4.0$, це значення буде більше розрахункового, тоді знайдемо запас

$$\frac{m - m_{st}}{m_{st}} \cdot 100\% = \frac{3.5366 - 4}{4} = -11.584\%$$

В чисельнику розрахункової формули навмисно не були поміняні місцями значення модулів, в результаті чого отримано від'ємне значення, це і значить, що буде мати місце не перенавантаження, а запас 11.584% .

Остаточно приймемо другий випадок $m_{st} = 4.0$, оскільки цей модуль належить до першого ряду.

Початкові діаметри

$$d_{w1} = m_{st} \frac{z_1}{\cos \beta} = 4 \frac{17}{\cos(12^\circ)} = 69.52;$$

$$d_{w2} = m_{st} \frac{z_2}{\cos \beta} = 4 \frac{17}{\cos(12^\circ)} = 314.88.$$

Ширина зубчастого вінця

$$b_w = d_{w1} \cdot \psi_d = 69.52 \cdot 1.25 = 86.899.$$

Отримане значення ширини зубчастого вінця округлюють в більшу сторону до цілих, парних або круглих значень.

В автомобілебудуванні найчастіше ширини коліс у зачепленні співпадають, наприклад:

$$b_{w1} = b_{w2} = 88 \text{ мм.}$$

В машинобудуванні ширину шестерні приймають трохи більшою, наприклад, $b_{w1} = 90$ мм, $b_{w2} = 88$ мм.

Остаточно прийємо $b_{w1} = b_{w2} = 88$ мм.

Міжосьова відстань

$$a = \frac{0.5 \cdot m_{st} \cdot (z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0.5 \cdot 4 \cdot (17 + 77)}{\cos(12^\circ)} = 192.2.$$

Значення міжосьової (міжцентрової) відстані приймають з наступних рядів:

1-й ряд: 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900

Слід також, як і для модуля, намагатись обирати значення з 1-го ряду.

Прийємо $a_{st} = 200$ мм та знайдемо, яке значення β' слід прийняти для забезпечення обраної міжосьової відстані

$$\cos(\beta') = \frac{0.5 \cdot m_{st} \cdot (z_1 + z_2)}{a_w} = \frac{0.5 \cdot 4 \cdot (17 + 77)}{200} = 0.94;$$

$$\beta' = \arccos\left(\frac{0.5 \cdot m_{st} \cdot (z_1 + z_2)}{a_w}\right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 19.9484.$$

Стандартні зубчасті колеса мають коефіцієнт висоти головки зубця $h_a^* = 1$ та радіального зазору $c^* = 0.25$ (такі ж саме значення прийняті за замовчуванням і у Autodesk Inventor).

Тоді висота головки зубців буде

$$h_a^* \cdot m_{st} = 4.$$

Радіальний зазор

$$c^* \cdot m_{st} = 1.$$

Висота западини

$$(h_a^* + c^*) \cdot m_{st} = 5.$$

При нульових значеннях коефіцієнтів зміщення ($x_1 = 0, x_2 = 0$) початкові діаметри для стандартної міжцентрової відстані будуть наступними:

$$d_{w1} = m_{st} \frac{z_1}{\cos(\beta')} = 4 \frac{17}{0.94} = 72.34;$$

$$d_{w2} = m_{st} \frac{z_2}{\cos(\beta')} = 4 \frac{77}{0.94} = 327.66.$$

Діаметри вершин та западин для стандартної міжцентрової відстані

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot (h_a^* + x_1) \cdot m_{st} = 72.34 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 80.34;$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot (h_a^* + x_2) \cdot m_{st} = 327.66 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 335.66;$$

$$d_{f1} = d_{w1} - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m_{st} = 72.34 - 2 \cdot 1.25 \cdot 4 = 62.34;$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m_{st} = 327.66 - 2 \cdot 1.25 \cdot 4 = 317.66.$$

Зазначимо, що в деяких технічно обумовлених випадках можливе використання нестандартних значень коефіцієнту висоти головки зубця, при цьому

– при $h_a^* > 1$ виходить подовжений зубець,

– при $h_a^* < 1$ - укорочений зубець.

У деяких галузях поширені зубці з $h_a^* = 0,8$.

Хід виконання роботи

Вихідні дані для моделювання циліндричної зубчастої передачі видаються викладачем кожному студенту особисто.

Можливі наступні варіанти проєктування:

1) студент виконує 3D модель циліндричної зубчастої передачі зі своєї курсової роботи;

2) студент виконує проєктування за заданими викладачем параметрами;

3) студент генерує модель зубчастої передачі за значеннями параметрів, що наведені в прикладі розрахунку, при цьому необхідно спроектувати два варіанти зубчастих зачеплень: без зміщення (як у прикладі) та зі зміщенням ($x_1 \neq 0$, $x_2 \neq 0$). Для коліс зі зміщенням студенту не треба виконувати розрахунки безззорного евольвентного зачеплення власноруч (як у курсі ТММ), а треба лише підібрати параметри зміщення за допомогою генератора циліндричного зубчастого зачеплення у режимі "Total Unit Correction".

При моделюванні коліс зі зміщенням рекомендується обрати один з двох варіантів:

3.1) $x_1 = +0.5, x_2 = -0.5$ ($x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$);

3.2) $x_1 = 0.5, x_2 = x_\Sigma - x_1$, та підібрати відповідні значення x_Σ при $\beta' = 16^\circ$.

Вкажемо, що згідно класичного підходу зміщення меншого колеса варто обирати з діапазону $x_1 = 0 \dots 0.5$, а значення $x_\Sigma \leq 1.2$. Проте генератор циліндричного зубчастого зачеплення Autodesk Inventor дозволяє змінювати значення коефіцієнтів зміщення в більш широкому діапазоні: $x_1 = 0 \dots 1.5, x_2 = 0 \dots 1.5$.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Скріншот створеної тривимірної моделі зубчастої передачі.
3. Відповісти на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. Які основні види напружень мають вирішальний вплив на працездатність зубчастих передач?
2. В якому діапазоні знаходяться рекомендовані значення коефіцієнту ширини зубчастого вінця?
3. В якому діапазоні рекомендується обирати кут нахилу зубців?
4. Як впливає кут нахилу зубців на міжосьову відстань?
5. Які стандартні значення коефіцієнта висоти головки зубця та радіального зазору?

Лабораторна робота № 4 «Робота з генератором валів "Shaft Component Generator"»

Мета роботи – ознайомити студентів з роботою у генераторі валів на прикладі побудови вихідного валу редуктора.

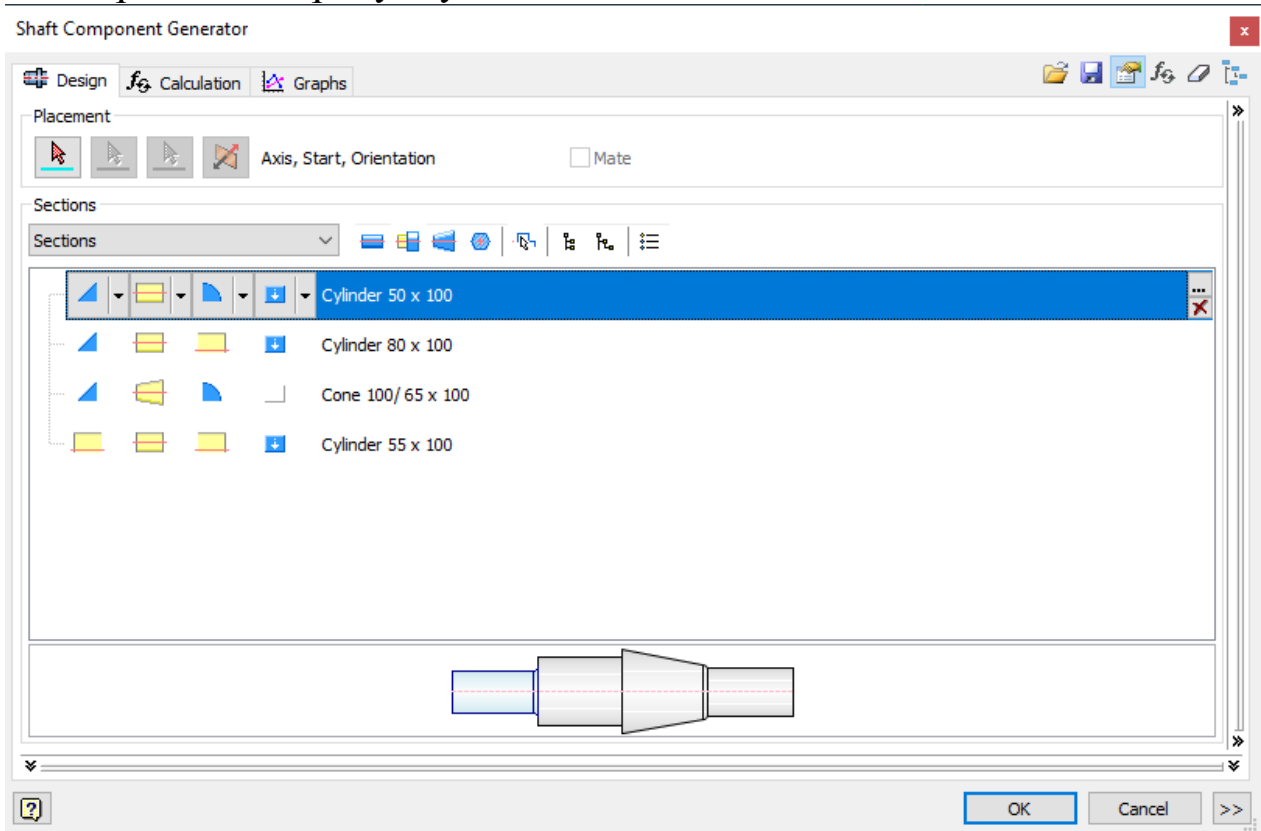
Обладнання. ПК з встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Опис основних елементів генератора валів

Кнопка з піктограмою генератора валів знаходиться на вкладці "Design" ("Розробка").



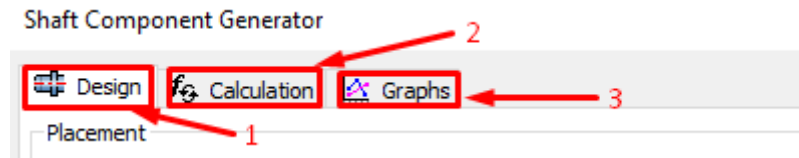
Вигляд діалогового вікна генератора за замовчуванням такий, як зображено на рисунку нижче.



Генератор валів має три вкладки:

- 1) Design – проектування (розробка);
- 2) Calculation – розрахунок;
- 3) Graphs – епюри.

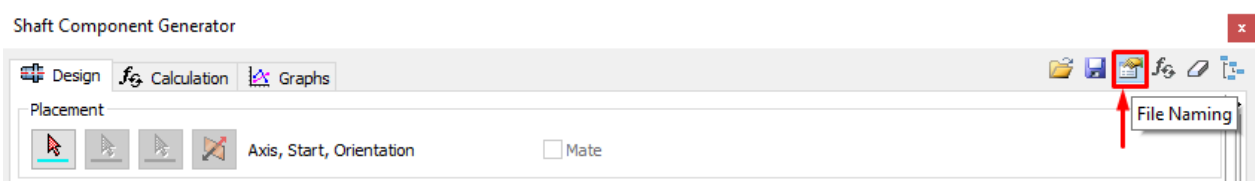
Зазначимо, що в поточній лабораторній роботі буде розглянута робота лише з вкладинкою Design.



Варто звернути увагу на те, що генератор валів завжди залишає останню розробку (геометрію валу з попереднього сеансу роботи). Щоб повернутись до валу за замовчуванням треба натиснути кнопку "Reset calculation data" (піктограма "Гумка").



Перед створенням валу рекомендується задати назву компоненту, для цього слід натиснути на кнопку "File Naming" ("Назва файлу").



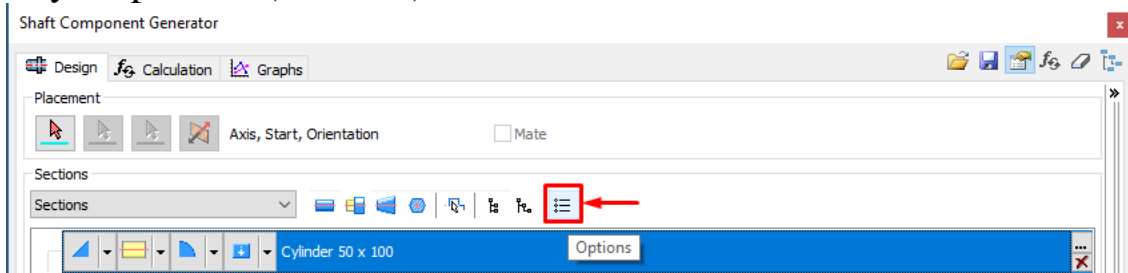
Варто звернути увагу, що змінити ім'я файлу та шлях можна лише до першого збереження файлу. Ім'я файлу рекомендується обирати згідно коду кресленника валу у складальній одиниці, наприклад, наступного вигляду:

ADTM._A-31-22._002._Output_Shaft,

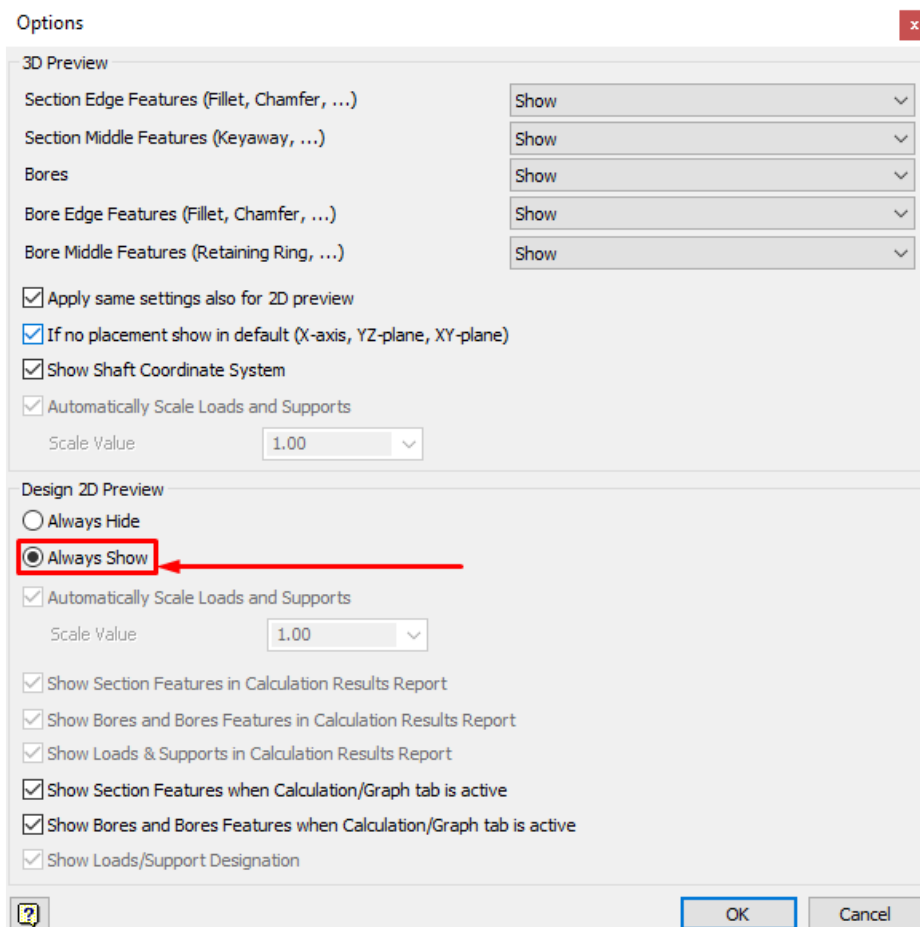
де перші 4 літери – це код факультету (А – автомобільний факультет, М – механічний тощо) та код кафедри, для кафедри

деталей машин та теорії механізмів і машин ХНАДУ прийнято позначення ДТМ (DTM); далі крапка та пробіл; повний код групи (A-31-22); далі крапка та пробіл; тризначний порядковий номер деталі у складальному кресленику (002); далі крапка та пробіл; назва деталі (Output_Shaft).

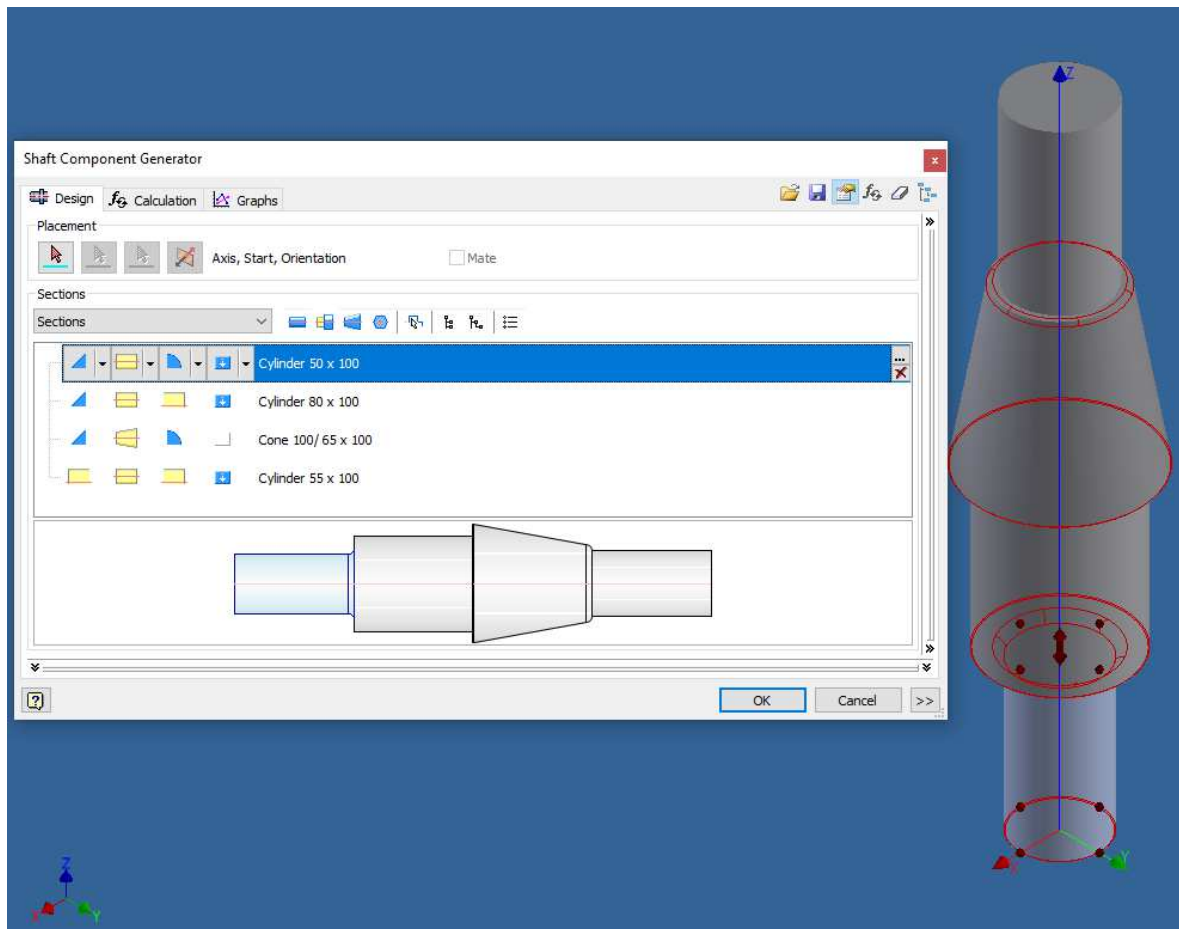
Іноді може не відобразитись вікно двовимірного попереднього перегляду ("2D Preview"), для його включення треба натиснути кнопку "Options" ("Опції").



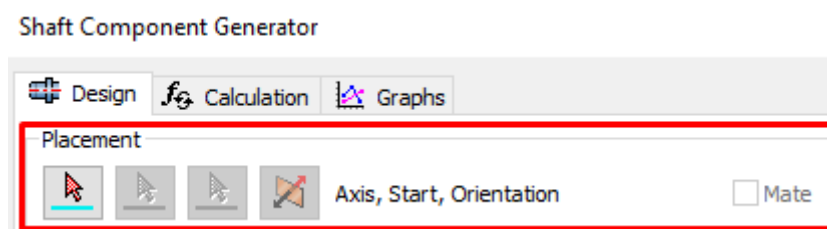
Далі в блоці параметрів "Design 2D Preview" діалогового вікна, що при цьому відкриється, ввімкнути опцію "Always Show" (завжди відображати).



Для зручності треба, щоб 3D модель відповідала двовимірному перегляду ("2D Preview"), а не була розташована довільно, як показано на рисунку нижче.



Для керування розташуванням валу призначений блок параметрів "Placement" ("Розміщення").

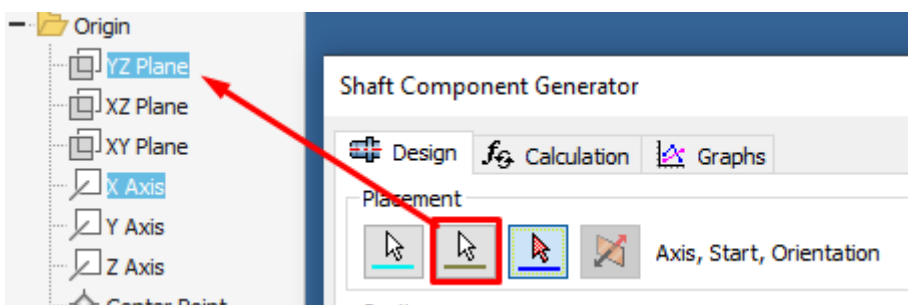


В цьому блоці є наступні чотири кнопки, що активуються послідовно та відповідають за визначення осі обертання, початкової площини та орієнтації валу:

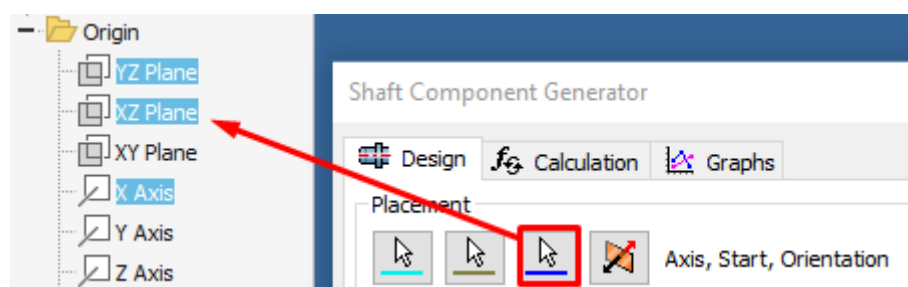
1) "Cylindrical Face or Work Axis" – циліндрична поверхня чи робоча вісь, що буде віссю обертання вала. Рекомендується в якості осі валу обирати вісь "X Axis" з розділу "Origin" (початок координат) дерева побудови складання. (Axis – вісь).



2) "Planar Face or Work Plane" – плоска поверхня або робоча площина, на якій буде розташовано початковий переріз. Рекомендується обирати площину "YZ Plane" з розділу "Origin" дерева побудови складання. (Start – початок).

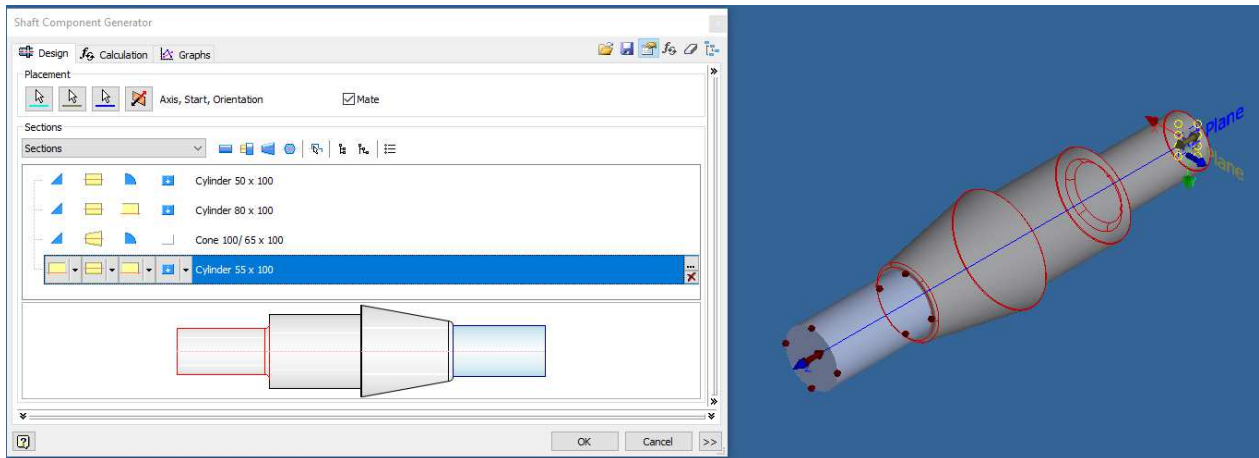


3) "Planar Face or Work Plane" – плоска поверхня або робоча площина, відносно якої буде визначатись кут повороту поперечного перетину валу. Рекомендується обирати площину XZ Plane з розділу "Origin" дерева побудови складання. (Orientation – орієнтація кутова).

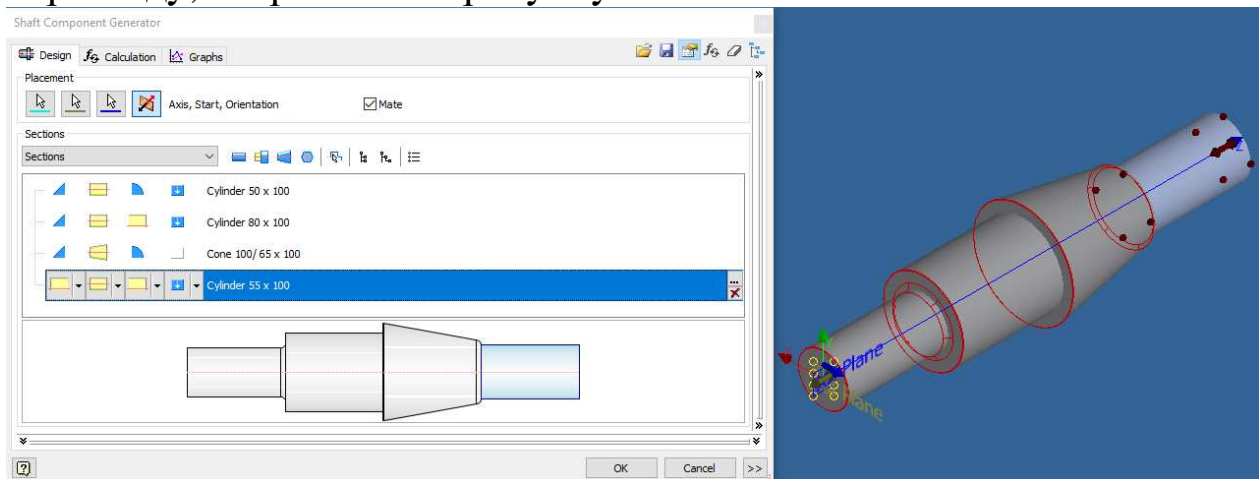


4) "Flip Side" – кнопка, що відповідає за зміну напрямку побудови валу відносно початкової площини. На малюнку нижче

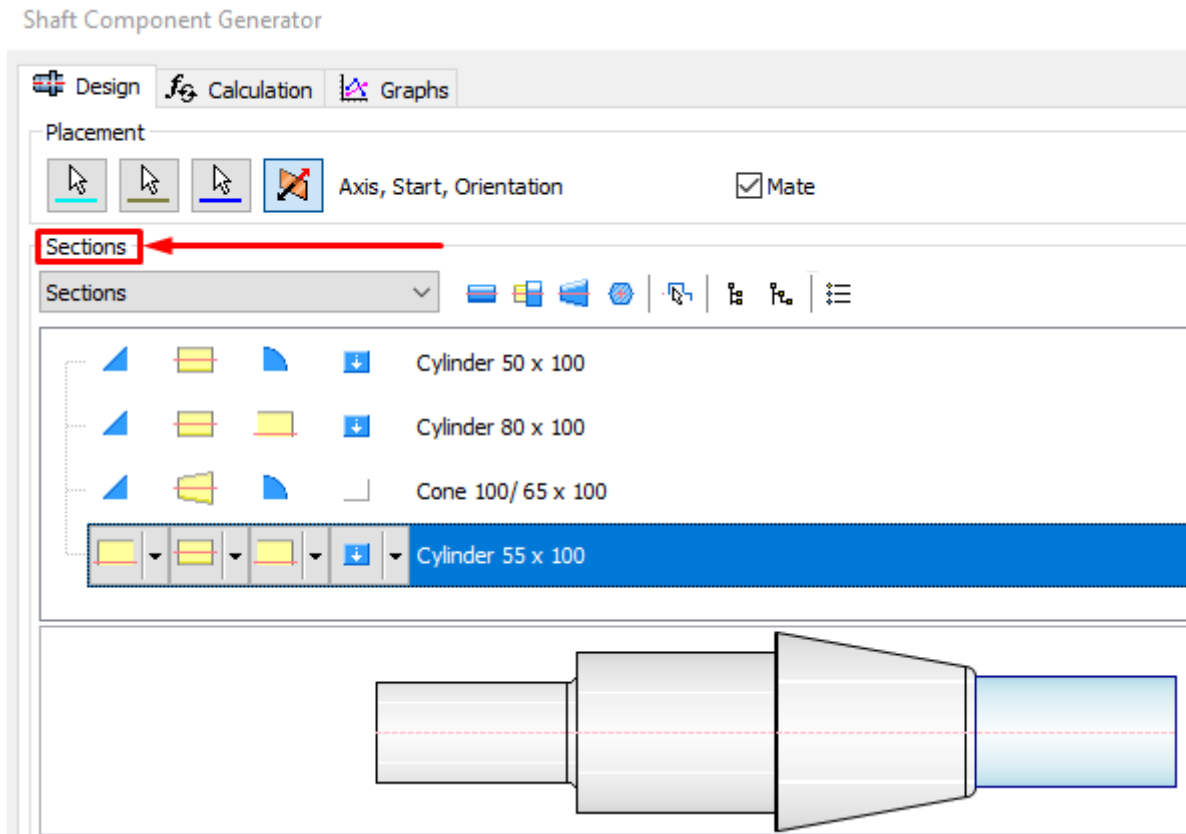
вал зорієнтовано зворотно до зображення у попередньому перегляді. (Orientation – орієнтація напрямку).



Орієнтація валу, що відповідає двовимірному попередньому перегляду, зображена на рисунку нижче.

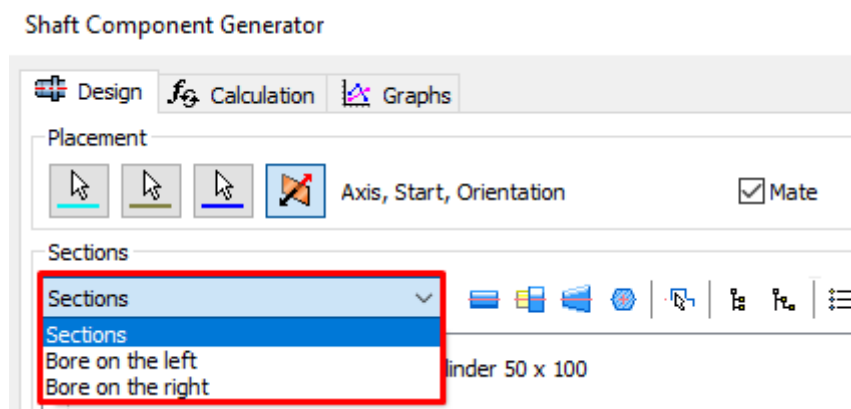


Блок параметрів "Sections" (перерізи) дає можливість задавати форму, розміри та конструктивні особливості для кожної ділянки валу.



В блоці "Sections" наявний також перемикач, що дозволяє обрати одну з наступних опцій:

- 1) Sections – моделювання зовнішньої ділянки валу;
- 2) Bore on the left – виконання отвору на лівому торці;
- 3) Bore on the right – виконання отвору на правому торці.



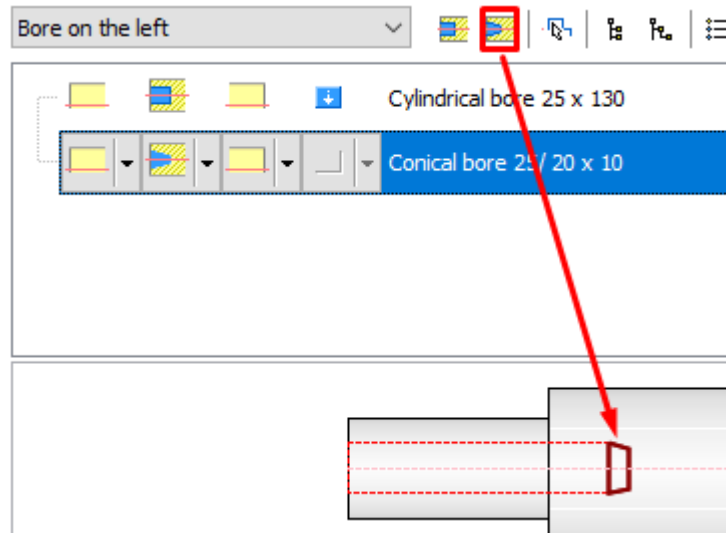
Для налаштування отворів на торцях валу необхідно обрати опцію "Bore on the left" або "Bore on the right".



Натискаючи на кнопку "Insert Cylindrical Bore", можна створити циліндричний отвір (ділянку отвору) певного діаметру та довжини на торці валу.



Натискаючи на кнопку "Insert Conical Bore", можна створити конічний отвір або ділянку отвору.




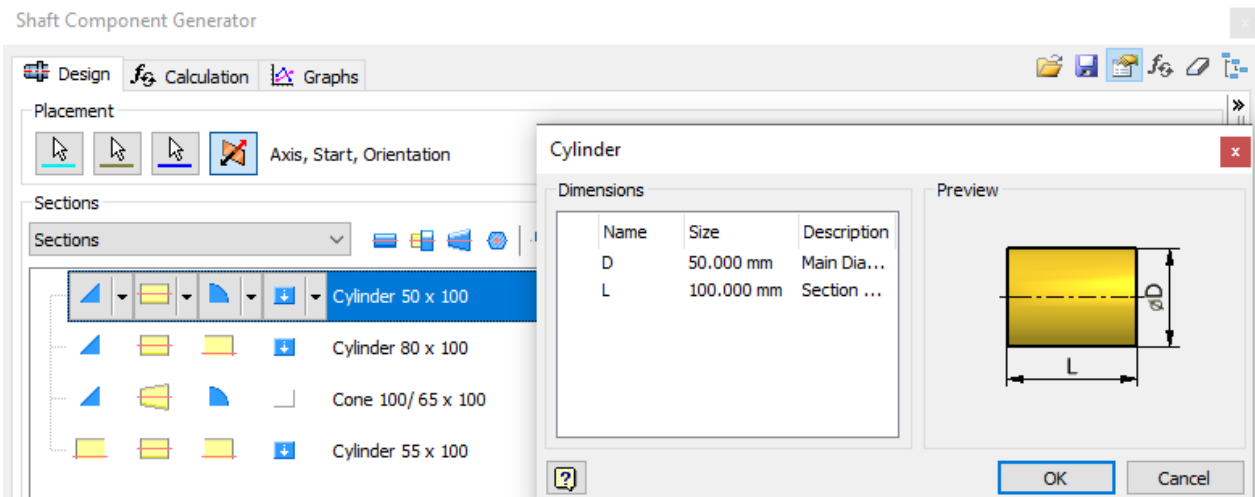
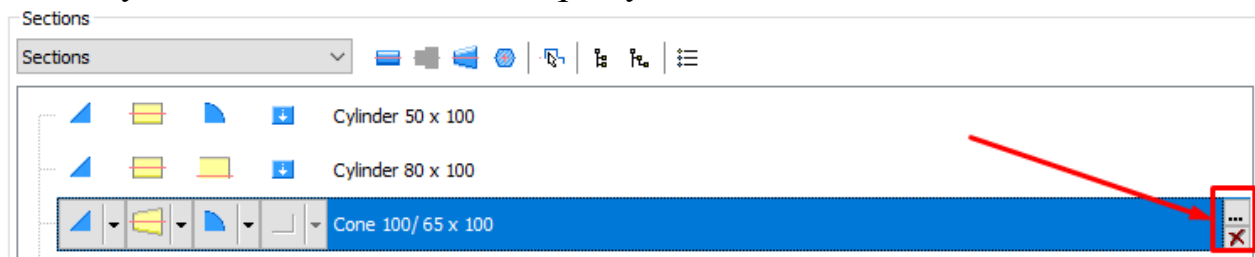
Далі будуть розглянуті кнопки управління ділянками валу.

1) Insert Cylinder – вставити циліндричну ділянку

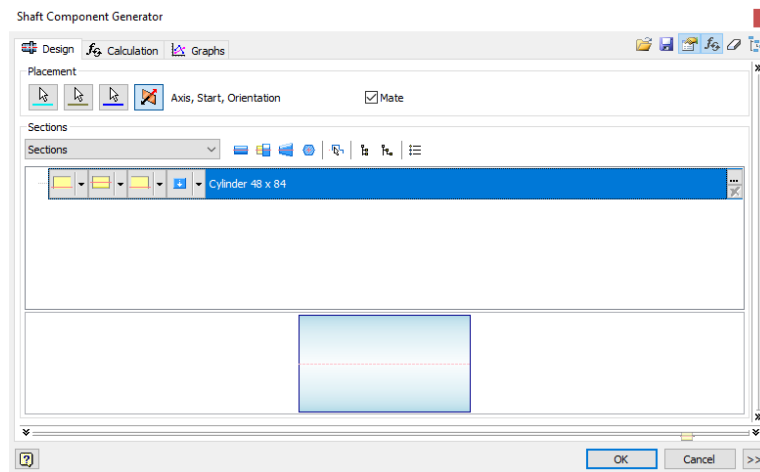


Параметри кожної зі створених раніше ділянок можна змінювати, натискаючи на піктограмі з зображенням трьох крапок

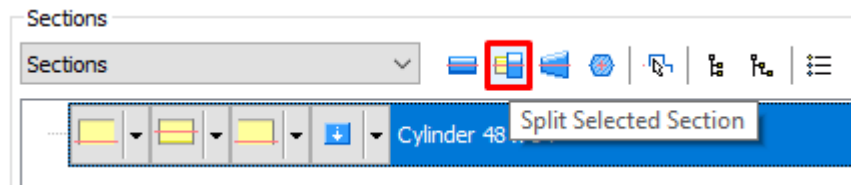
навпроти відповідної ділянки валу, або ж можна видаляти зайву ділянку, натискаючи на піктограму .



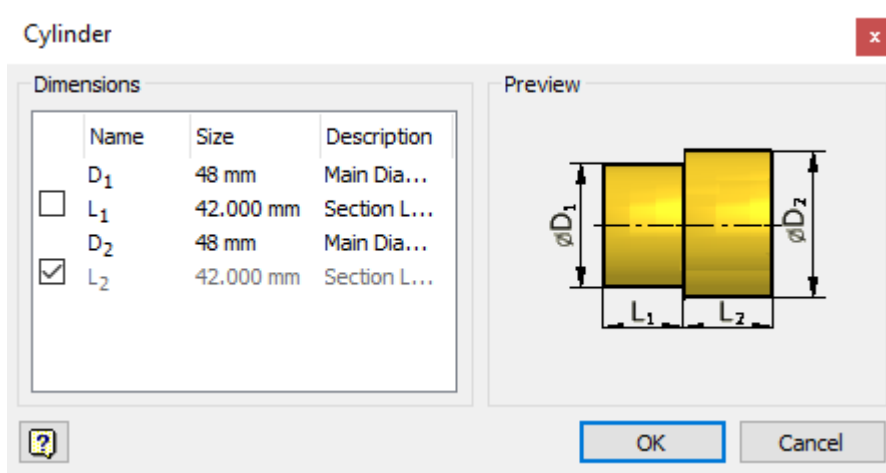
Приклад валу, що складається лише з однієї ділянки наведено на малюнку нижче.



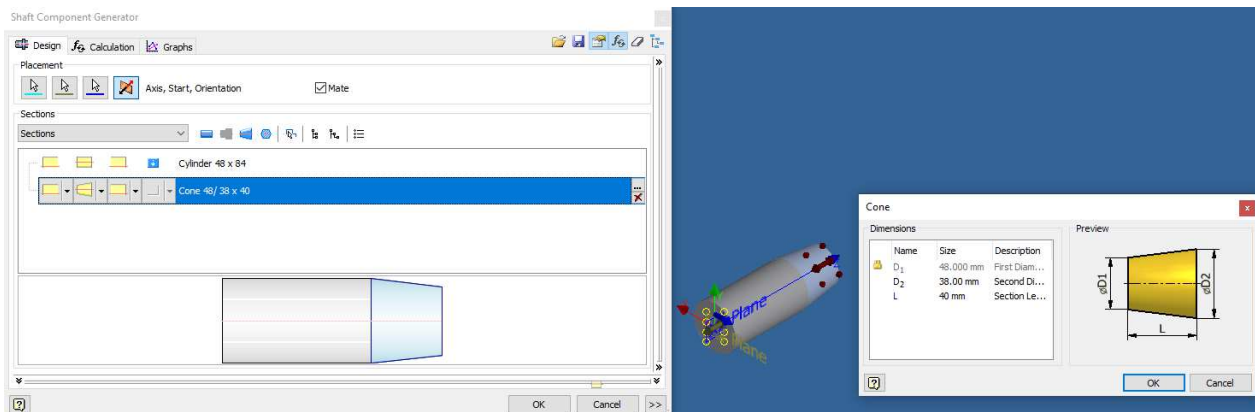
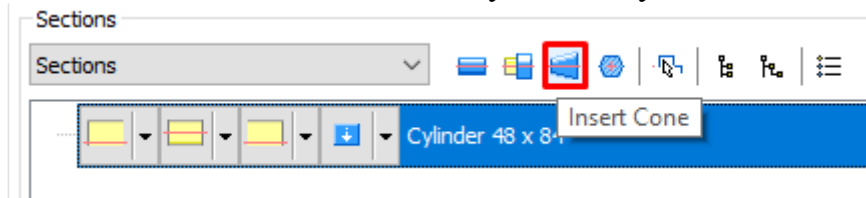
2) Split Selected Section – розділити виділену ділянку на дві частини



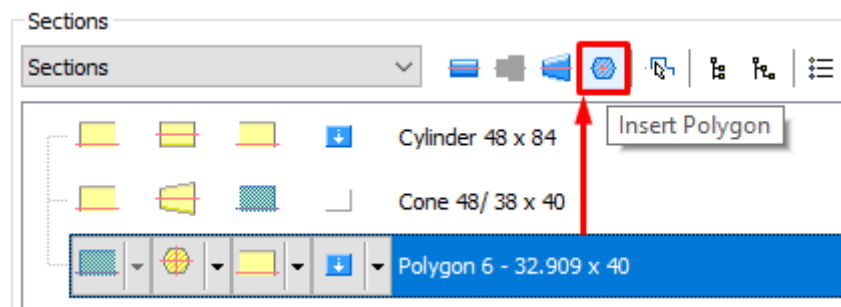
При натисканні кнопки відкривається діалогове вікно, де можна змінити діаметри окремих ділянок валу та розподілити загальну довжину між двома частинами.



3) Insert Cone – вставити конічну ділянку



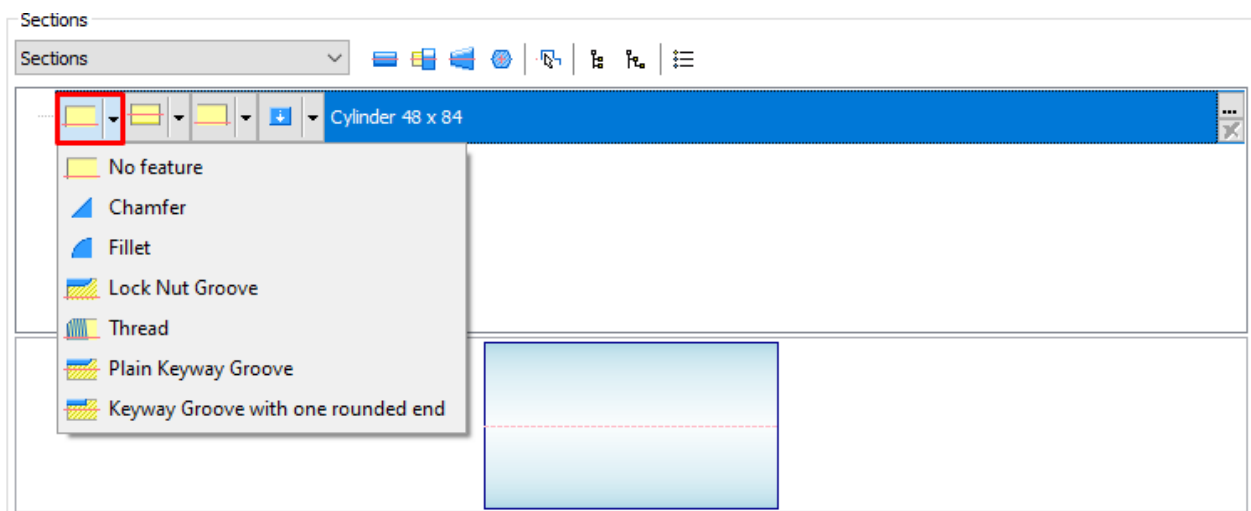
4) Insert Polygon – вставити багатокутник (полігон), тобто додати ділянку, переріз якої буде мати форму правильного багатокутника, за замовченням – шестигранник (Hex).

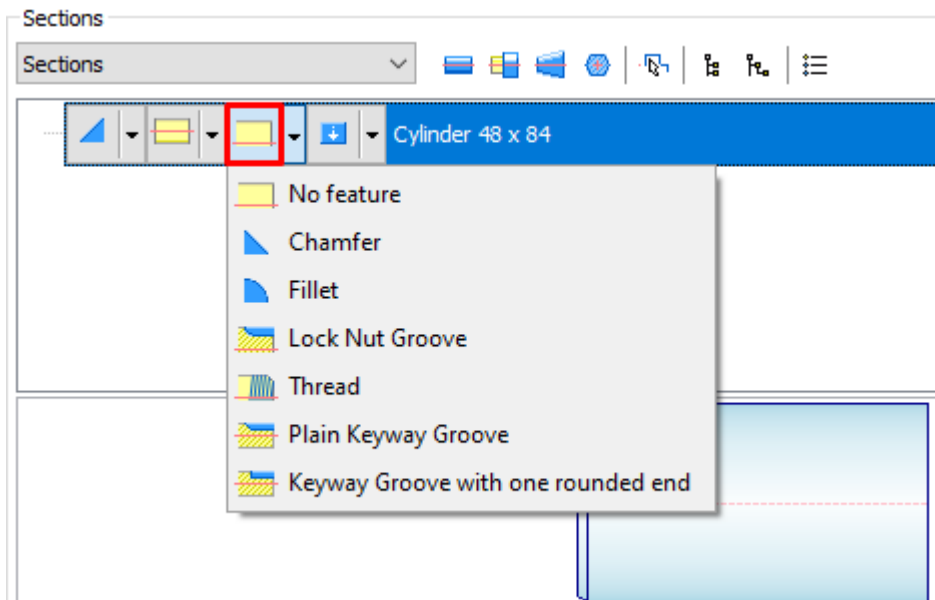


На кожній ділянці можна задати додаткові параметри лівого та правого торців.

Якщо діаметр наступної ділянки менший за діаметр поточної або це торець, можна обрати наступні варіанти створення додаткових елементів:

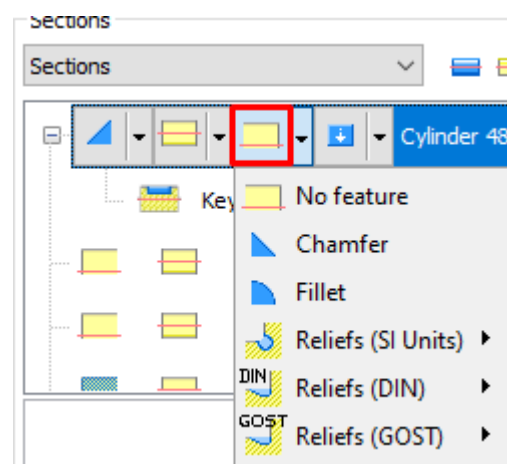
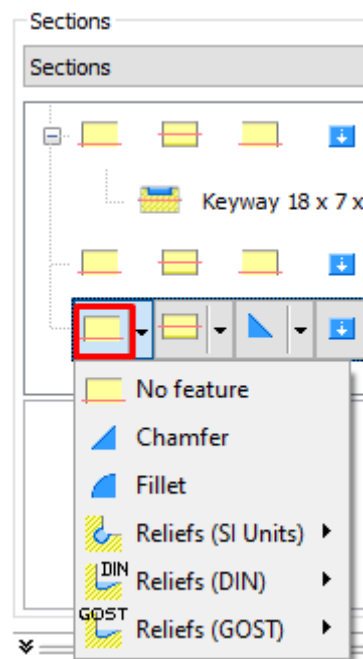
- No feature – не створювати елемент;
- Chamfer – фаска;
- Fillet – заокруглення / галтель;
- Lock Nut Groove – канавка для фіксації гайки;
- Thread – нарізь;
- Plain Keyway Groove – канавка для призматичної шпонки;
- Keyway Groove with one rounded end – шпонкова канавка з одним заокругленим кінцем.





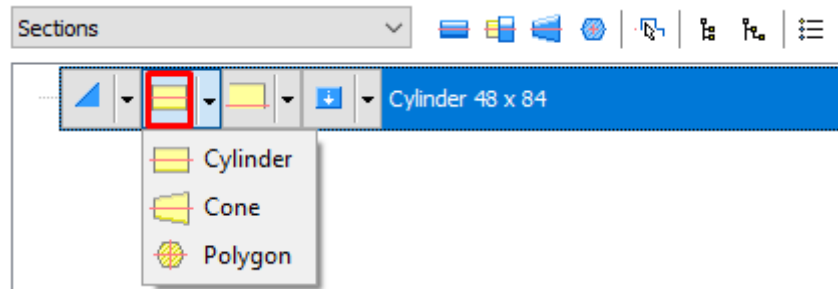
Якщо діаметр наступної ділянки більший за діаметр поточної, варіанти створення додаткових елементів на поточній ділянці валу будуть наступними:

- No feature – не створювати елемент;
- Chamfer – фаска;
- Fillet – заокруглення / галтель;
- Reliefs (SI Units) – варіант проточки за SI Units;
- Reliefs (DIN) – варіант проточки згідно стандартів DIN;
- Reliefs (GOST) – варіант проточки згідно стандартів GOST.



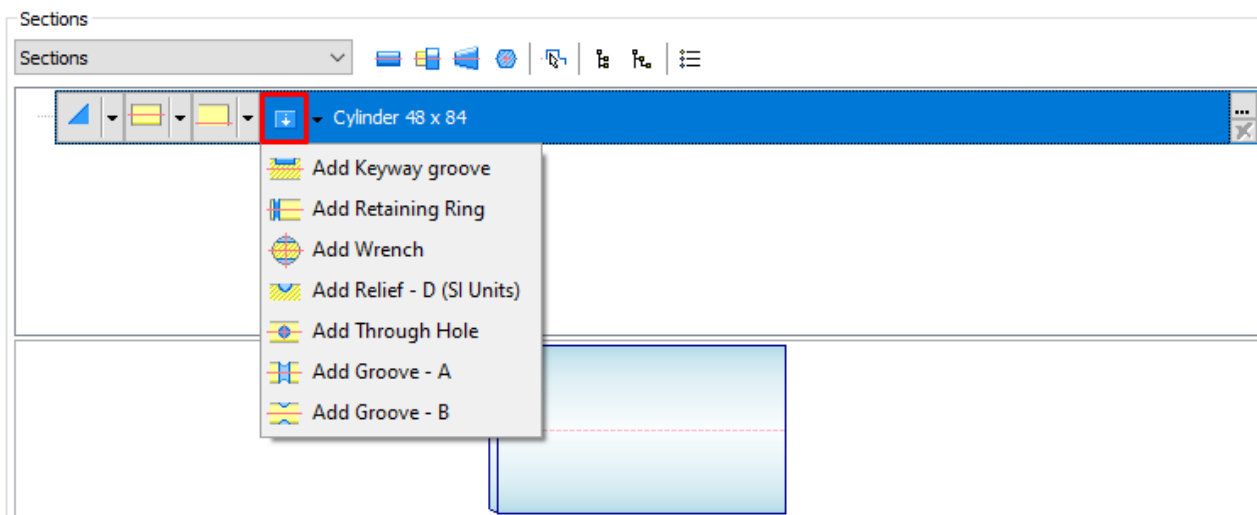
Тип перерізу кожної ділянки валу можна змінювати на будь-якій стадії роботи з генератором, при цьому доступний вибір з наступних варіантів:

- Cylinder
- Cone
- Polygon



Також для кожної ділянки можна додатково додати наступні елементи:

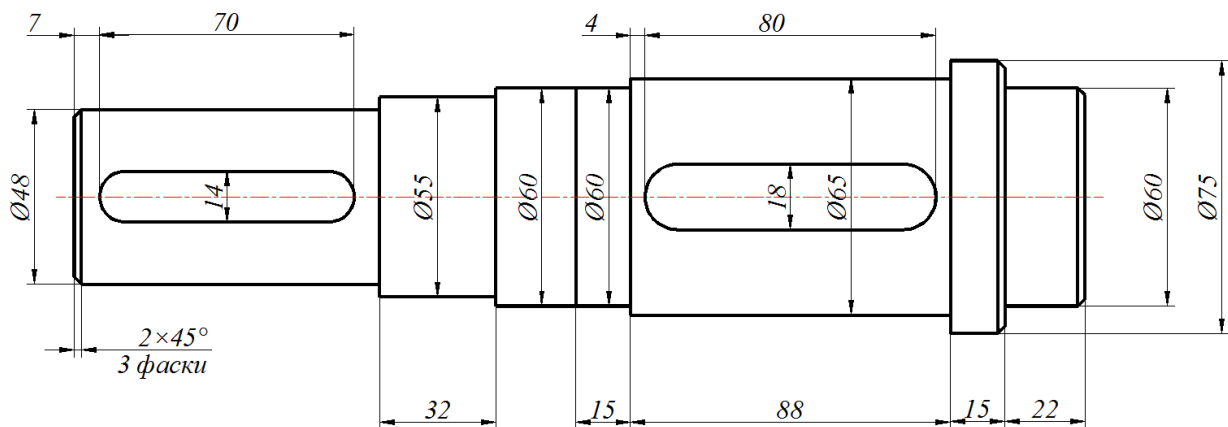
- Add Keyway groove – канавку під шпонку;
- Add Retaining Ring – стопорне кільце;
- Add Wrench – лиски;
- Add Relief – проточку;
- Add Through Hole – отвір під штифт;
- Add Groove - A – кругову канавку по колу/радіальна;
- Add Groove - B – кругову канавку по дотичній.



Приклад конструкції вихідного валу редуктора

Побудову тривимірної моделі валу виконаємо за нижче наведеними вихідними даними та ескізом.

Варто зазначити, що на рисунку нижче зображено не робочий кресленик, а саме ескіз, при цьому розміри на ньому проставлені з умови зручності користування при роботі з генератором валів. На робочому кресленку вала такий спосіб простановки розмірів (ланцюгом) не рекомендований.



Параметри ділянок валу.

1) Довжина першої (консольної ділянки валу, секції під муфту) становить 84 мм. Діаметр першої секції – 48 мм.

Розміри встановлюваної шпонки 14x9x70.

2) Діаметр другої секції дорівнює внутрішньому діаметру радіального ущільнення вала.

Радіальне ущільнення валу має розміри $d=55$ мм, $D=80$ мм, $h=12$ мм.

3) Третя секція валу – місце встановлення підшипника.

Обрано однорядний радіальний кульковий підшипник легкої серії з наступними розмірами:

№212 $d=60$ мм, $D=110$ мм, $B=22$ мм, $r=2.5$ мм, $D_T=15,88$ мм).

4) На четвертій ділянці валу розташовуватиметься дистанційна втулка, розміри ділянки $d=60$ мм, $L=15$ мм.

5) П'ята секція призначена для установки зубчастого колеса, має розміри $d=65$ мм, $L=88$ мм.

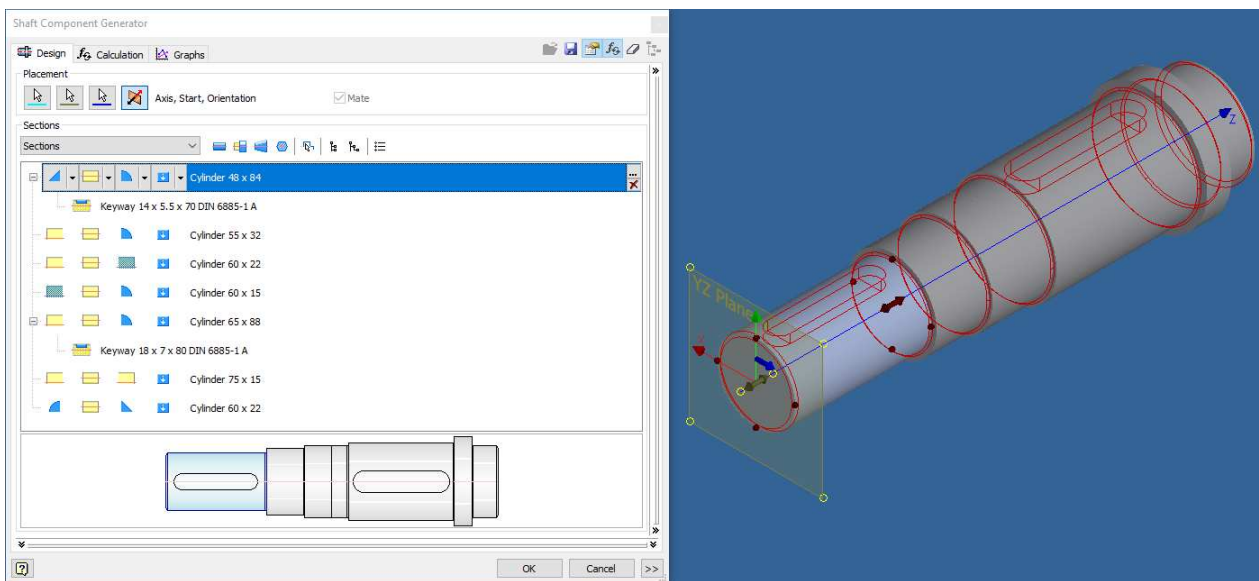
Розміри встановлюваної на ділянці шпонки 18x11x80

6) Шоста секція – упорний буртик на валу для осьової фіксації ступиці та підшипника, розміри ділянки $d \geq 75$ мм, $L=15$ мм.

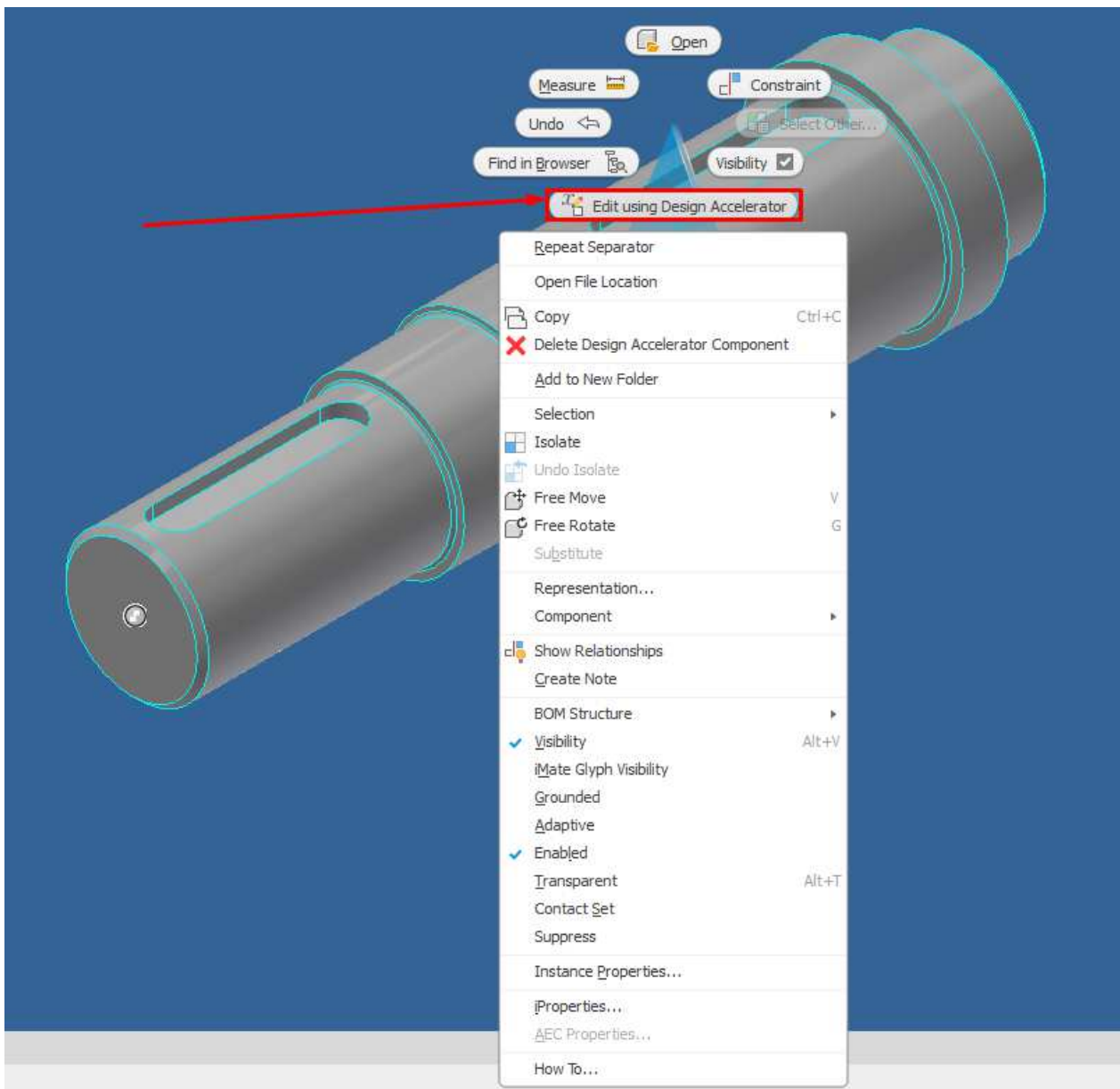
7) Сьома секція – місце встановлення підшипника. Має такі ж розміри, що і третя секція.

Створення вихідного валу редуктора за допомогою генератора валів

На рисунку нижче показано результат моделювання валу з використанням генератора валів.

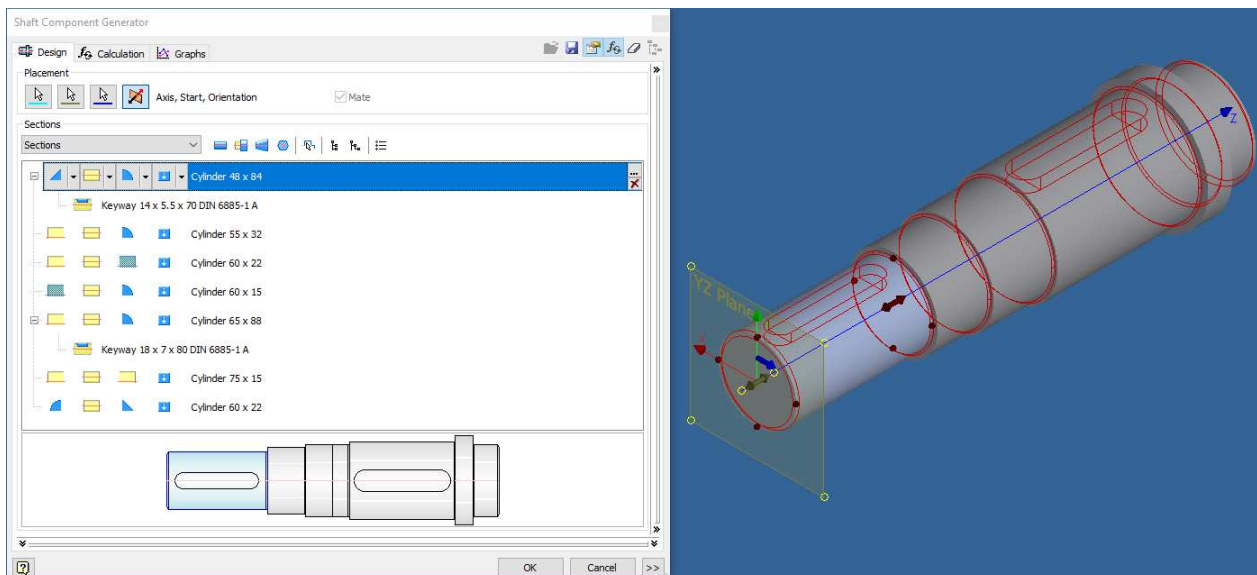


Варто відмітити, що створена за допомогою генератора валів модель може бути за необхідності повторно змінена з використанням цього ж генератора ("Edit usin Design Accelerator").



Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Скріншот створеного валу, виконаний після команди "Редагувати за допомогою генератора" ("Edit using Design Accelerator") та головного діалогового вікна генератора валів.



3. Відповісти на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. Який блок параметрів головного діалогового вікна генератора валів призначений для налаштування розташування проєктованого валу у тривимірному просторі?
2. Які налаштування можна здійснити для окремих ділянок валу?
3. Які за формою поперечного перетину вали можна моделювати за допомогою генератора валів?
4. Чи можна за допомогою генератора валів додавати галтельні переходи або проточки між сусідніми ділянками валу?
5. Як повернутись до валу за замовчуванням у генераторі валів?
6. Як відредагувати створений за допомогою генератора валів компонент (деталь)?

Лабораторна робота № 5

«Розрахунок валів на міцність за допомогою генератора компонентів Autodesk Inventor "Shaft Component Generator"»

Мета роботи – ознайомити студентів з можливостями розрахунку валів на міцність за допомогою генератора компонентів Autodesk Inventor.

Обладнання. ПК з встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Класичні методи розрахунку валів

При проектуванні валів обов'язковими є наступні етапи розрахунку:

- 1) проектний (попередній) розрахунок валу з умови міцності на кручення (враховується тільки прикладений крутний момент);
- 2) розрахунок валу на міцність з урахуванням його складного (комплексного) напруженого стану, що спостерігається внаслідок згину та кручення;
- 3) перевірочний розрахунок вала на витривалість.

В окремих випадках додатково виконують наступні види розрахунків:

- розрахунок/перевірку на жорсткість;
- розрахунок на міцність з урахуванням температури експлуатації (термічні напруження);
- розрахунок на стійкість до вібрації;
- розрахунок на крутильні коливання

Розглянемо деякі види розрахунку валів більш детально.

1) Розрахунок на кручення круглих валів суцільного поперечного перетину виконується за наступною залежністю:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

де T – крутний момент у Нм;

$[\tau]$ – допустимі напруження кручення, Па.

Для сталевого валу $[\tau] = 15 \div 30$ МПа (занижені значення).

При проєктному розрахунку валу за відомим значенням крутного моменту знаходиться орієнтовне значення діаметра.

Варто відзначити, що в Autodesk Inventor можливе виконання лише перевірочних розрахунків, тобто геометричні параметри вала є вихідними даними. Відповідно, попередньо необхідно за формулою для проєктного розрахунку визначити діаметр вала у найменшому перетині та визначитись із діаметрами та довжинами інших ділянок. Тільки після цього можна розпочинати роботу зі створення моделі та розрахунку у генераторі "Shaft Component Generator". В результаті розрахунку отримуємо параметри напруженого стану та порівнюємо їх з допустимими значеннями. Умова міцності виконується у випадку, коли значення діючих напружень не перевищує значення допустимих. Відповідно, контролюючи параметри напруженого стану, отримувані в ході розрахунку, можливо підібрати такий діаметр вала, за якого діючі напруження будуть близькі до допустимих, тобто розв'язати задачу проєктного характеру.

2) Розрахунок вала на складний опір (згин і кручення)

Просторова схема навантаження замінюється двома плоскими схемами, що розташовані в ортогональних площинах. Визначаються згинальні моменти M_x та M_y , що діють в цих площинах, та будуються відповідні епюри. Епюра сумарних згинальних моментів (при зворотньому переході від плоских схем навантаження до просторової) будується на основі наступної залежності:

$$M_{Total} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Далі будується епюра крутного моменту T .

Після цього можна розрахувати зведений момент

$$M_R = \sqrt{M_{Total}^2 + (\alpha \cdot T)^2},$$

де $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} = 0.57$ – коефіцієнт, що залежить від матеріалу вала;

$[\sigma_{-1}]$ – значення допустимих напружень для симетричного циклу згинальних напружень, для сталевих валів $[\sigma_{-1}] = 40 \cdot 10^6$ Па ;

$[\sigma_0]$ – значення допустимих напружень для віднульового циклу згинальних напружень, для сталевих валів $[\sigma_{-1}] = 70 \cdot 10^6$ Па .

Найчастіше для сталевих валів

$$\alpha = \frac{40}{70} = 0.57 \text{ або } \alpha = \frac{75}{130} = 0.58 \text{ (для легованих сталей).}$$

За розрахованими значеннями моменту M_R будується еюра зведених моментів.

За епюрою зведеного моменту M_R виділяються небезпечні ділянки валу, для яких визначаються розрахункові значення діаметрів за наступною формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_R}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}}$$

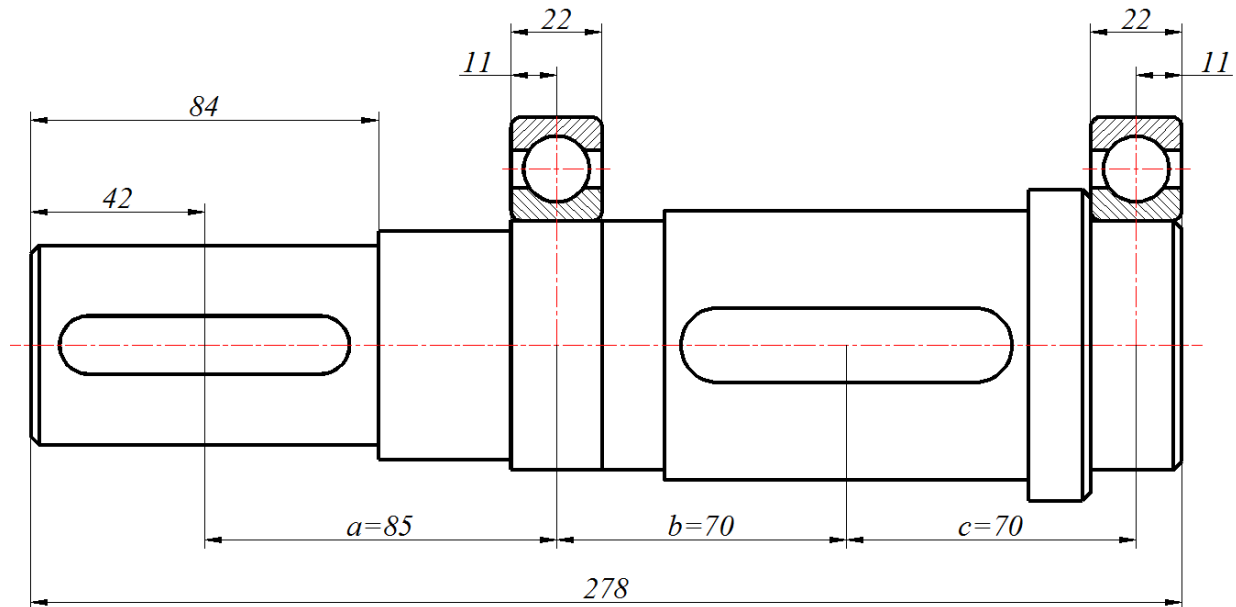
де $[\sigma_{-1}]$ – межа витривалості для симетричного циклу згинальних напружень.

Для перевірки валів на міцність з урахуванням їх складного напруженого стану в генераторі валів "Shaft Component Generator" Autodesk Inventor передбачено спеціальний розрахунковий модуль. Серед іншого модуль дозволяє в автоматизованому режимі будувати еюри перерізуючих сил і згинальних моментів, прогинів та кута повороту, напружень та «ідеального» діаметру для заданої системи навантажень. Саме цей інструмент вивчається в лабораторній роботі.

Незважаючи на значні можливості генератора валів щодо розрахунків на міцність та жорсткість, варто відзначити відсутність можливості виконання розрахунку валів на витривалість, який в більшості випадків конструювання є одним з обов'язкових етапів розрахунку.

Приклад розрахунку вихідного валу на згин і кручення

В якості вихідної тривимірної моделі валу для подальшого розрахунку оберемо модель побудовану на попередній лабораторній роботі.



Повна довжина вихідного валу $l = 278$ мм.

При побудові розрахункової моделі приймаємо, що навантаження від муфти прикладене посередині консольної ділянки ($84/2=42$ мм), навантаження від зубчастого зачеплення – посередині ділянки під зубчастим колесом.

Місце позначення опор (підшипників) обирається в залежності від типу підшипників. Для кулькових та роликів радіальних підшипників умовну координату опори на розрахунковій схемі приймають на відстані половини ширини підшипника ($22/2=11$ мм).

У випадку установки радіально-упорних кулькових підшипників радіальна реакція вважається прикладеною до валу в точці перетину його осі обертання та прямої, проведеної через центр кульки під кутом α (α – кут контакту, що вказується у довідниках).

У випадку установки радіально-упорних конічних підшипників радіальна реакція вважається прикладеною до валу в точці перетину його осі обертання та перпендикуляра, проведеного через середину зони контакту ролика та поверхні зовнішнього кільця, тобто під кутом $(90^\circ - \alpha)$ до осі підшипника.

Відстань Δl між точкою прикладення реакції та широким торцем зовнішнього кільця підшипника наближено може бути знайдена за наступними залежностями:

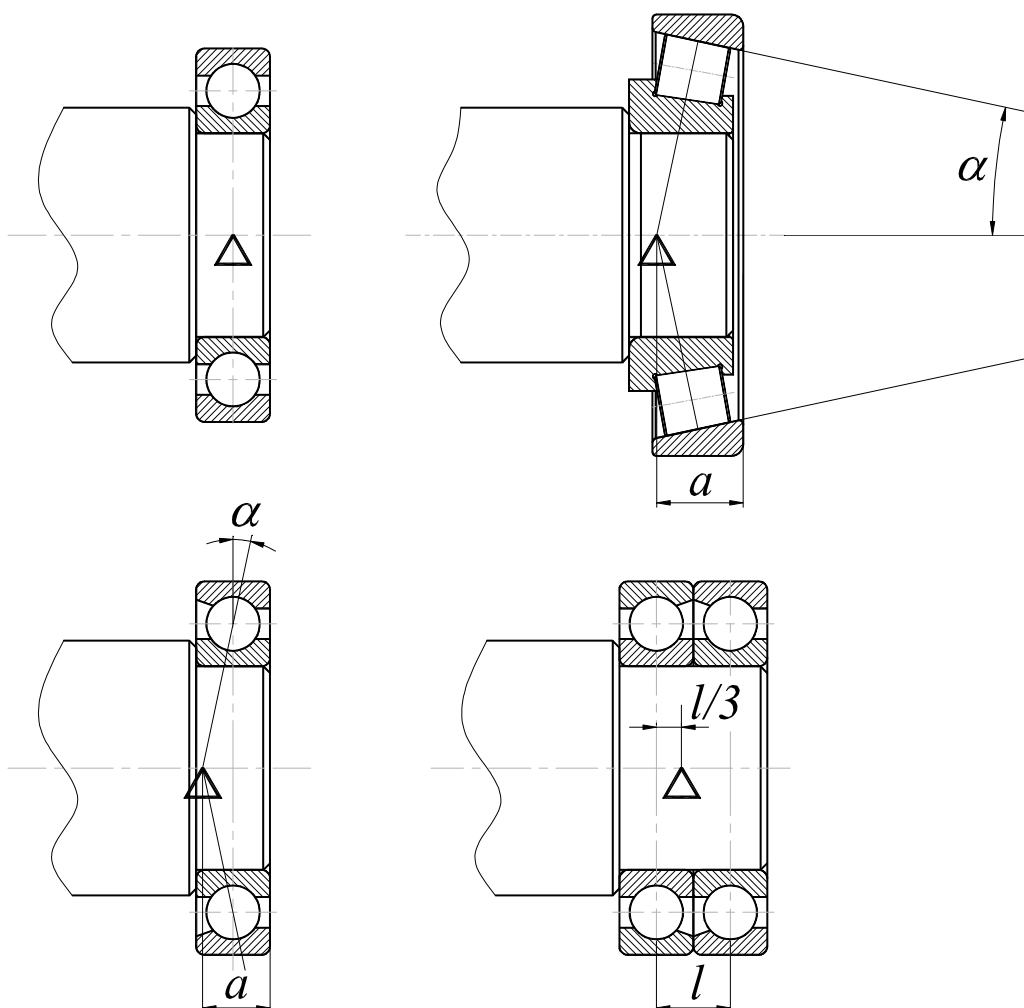
1) для однорядних кулькових радіально-упорних підшипників

$$\Delta l = \frac{B + 0,5(d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2};$$

2) для однорядних конічних роликових підшипників

$$\Delta l = \frac{T}{2} + \frac{1,5 \cdot (d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{6}.$$

Параметри d , D , B , T , α обираються за довідником.



Аналогічним чином ведеться розрахунок і у випадку, коли в опиранні використовується дворядний підшипник або два однакових підшипника, але затяжка підшипників така, що одночасно працює тільки один ряд тіл кочення.

Якщо затяжка така, що одночасно працюють обидва ряди тіл кочення та при цьому при розрахунку має враховуватись осьове навантаження, умовно місцем прикладення реакції вважають точку, що знаходиться на відстані $1/3$ проміжку між рядами тіл кочення від середини підшипника, що сприймає осьове навантаження. Наближено допускається суміщення розрахункового розташування опираючої із серединою підшипника, що сприймає осьове навантаження. У випадку, коли осьове навантаження при розрахунку підшипників не враховується, розрахункова точка розташування опираючої розташовується між підшипниками.

Таким чином розрахункова схема валу буде включати три ділянки: a , b та c .

Довжина валу для розрахунку

$$278 - 42 - 11 = 225 = a + b + c,$$

де $a = 85$ мм – відстань між серединою хвостовика під муфту та серединою першого підшипника;

$b = 70$ мм – відстань між серединою першого підшипника та серединою ділянки, на якій встановлено зубчасте колесо;

$c = 70$ мм – відстань між серединою ділянки, на якій встановлено зубчасте колесо та серединою другого підшипника.

При конструюванні валів варто за можливості встановлювати опори симетрично відносно зубчастого вінця, тоді $b = c$.

Крутний момент на приводному валу $T_1 = 142.5$ Нм

Крутний момент на веденому (вихідному) валу $T_2 = 626.3$ Нм

Початковий діаметр шестерні $d_{w1} = 72.34$ мм.

Початковий діаметр встановленого на валу зубчастого колеса $d_{w2} = 327.66$ мм

Кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

Прийнятий кут нахилу зубців $\beta = 19.9484^\circ$

Сили в зачепленні

Окружна сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1} \cdot 0.001} = \frac{2 \cdot 142.5}{72.34 \cdot 0.001} = 3940.09 \text{ (Н)}$$

Радіальна сила

$$F_r = 3940.09 \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(19.9484^\circ)} = 1525.61 \text{ (Н)}$$

Осьова сила

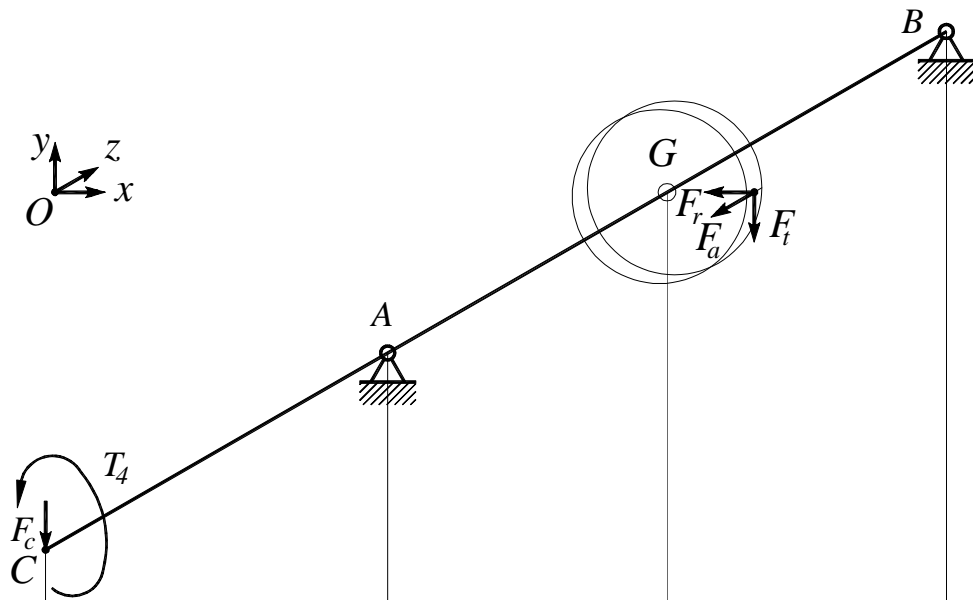
$$F_a = 3940.09 \cdot \operatorname{tg}(19.9484^\circ) = 1430.06 \text{ (Н)}$$

Згинальний момент, викликаний осьовою силою

$$M_a = F_a \frac{d_{w2} \cdot 0.001}{2} = 1430.06 \frac{327.66 \cdot 0.001}{2} = 234.29 \text{ (Нм)}$$

Сила від муфти

$$F_c = 0.25 \cdot F_c = 0.25 \cdot 3940.09 = 985.02 \text{ (Н)}$$



Реакції в опорах (підшипниках)

В площині YOZ

$$\sum M_A = 0 ;$$

$$F_c \cdot a - F_t \cdot b - R_{By} \cdot (b + c) = 0 ;$$

$$R_{By} = \frac{F_t \cdot b - F_c \cdot a}{b + c} = \frac{3940.09 \cdot 0.07 - 985.02 \cdot 0.085}{0.14} = 1371.99 \text{ (Н)} ;$$

$$\sum M_B = 0 ;$$

$$F_c \cdot (a + b + c) - R_{Ay} \cdot (b + c) + F_t \cdot c = 0 ;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_t \cdot c + F_c \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{3940.09 \cdot 0.07 + 985.02 \cdot (0.085 + 0.14)}{0.14} = 3553.12 \text{ (Н)}.$$

Перевірка:

$$\sum F_{iy} = 0;$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_c - F_t = 3553.12 + 1371.99 - 985.02 - 3940.09 = 0.$$

В площині XOZ

$$\sum M_A = 0;$$

$$M - F_r \cdot b + R_{Bx} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_r \cdot b - M_a}{b + c} = \frac{1525.61 \cdot 0,07 - 234.3}{0,07 + 0,07} = -910.67 \text{ (Н)}.$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$M - R_{Ax} \cdot (b + c) + F_r \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_r \cdot c + M_a}{b + c} = \frac{1525.61 \cdot 0,07 + 234.3}{0,14} = 2436.28 \text{ (Н)}.$$

Перевірка:

$$\sum F_{ix} = 0;$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_r = 2436.28 + (-910.67) - 1525.61 = 0.$$

Розрахунок згинальних моментів в основних точках.

Точка А (опора А)

$$M_{Ay} = -F_c \cdot a = -985.02 \cdot 0.085 = -83.73 \text{ (Нм)}.$$

Точка G (посередині зубчастого колеса – gear wheel)

– з лівого боку

$$M_{Gyl} = -F_c \cdot (a + b) + R_{Ay} \cdot b =$$

$$= -985.02(0.085 + 0.07) + 3553.11 \cdot 0.07 = 96.04 \text{ (Нм)};$$

– з правого боку

$$M_{Gyr} = R_{By} \cdot c = 1371.99 \cdot 0.07 = 96.04 \text{ (Нм)}.$$

Точка G

– з лівого боку

$$M_{Gxl} = R_{Ax} \cdot b = 2436.28 \cdot 0.07 = 170.54 \text{ (Нм)};$$

– з правого боку

$$M_{Gxr} = R_{Bx} \cdot c = -910.67 \cdot 0.07 = -63.75 \text{ (Нм)}$$

$$M_{Gxr} + M_a = -63.75 + 234.3 = 170.55 \text{ (Нм)}$$

Повні згинальні моменти M_T (total) у точках А та G (завжди додатні)

$$M_{TA} = \sqrt{M_{Ay}^2} = \sqrt{-83.73^2} = 83.73 \text{ (Нм)}$$

$$M_{TGl} = \sqrt{M_{Gyl}^2 + M_{Gxl}^2} = \sqrt{96.04^2 + 170.54^2} = 195.72 \text{ (Нм)}$$

$$M_{TGr} = \sqrt{M_{Gyr}^2 + M_{Gxr}^2} = \sqrt{96.04^2 + (-63.75)^2} = 115.27 \text{ (Нм)}$$

Зведені моменти (їх значення завжди додатні)

$$M_{RC} = \sqrt{\left(\frac{4}{7} \cdot T_{2s}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4}{7} \cdot 626.3\right)^2} = 357.89 \text{ (Нм)}$$

$$M_{RA} = \sqrt{M_{TA}^2 + \left(\frac{4}{7} \cdot T_{2s}\right)^2} = \sqrt{83.73^2 + \left(\frac{4}{7} \cdot 626.3\right)^2} = 367.55 \text{ (Нм)}$$

$$M_{RG1} = \sqrt{M_{TGl}^2 + \left(\frac{4}{7} \cdot T_{2s}\right)^2} = \sqrt{195.72^2 + \left(\frac{4}{7} \cdot 626.3\right)^2} = 407.91 \text{ (Нм)}$$

$$M_{RGr} = \sqrt{M_{TGr}^2} = \sqrt{115.27^2} = 115.27 \text{ (Нм)}$$

За отриманими значеннями будемо епюри.

За максимальним значенням зведеного моменту знаходимо найбільш навантажений перетин валу. В даному випадку це є перетин під зубчастим колесом, де

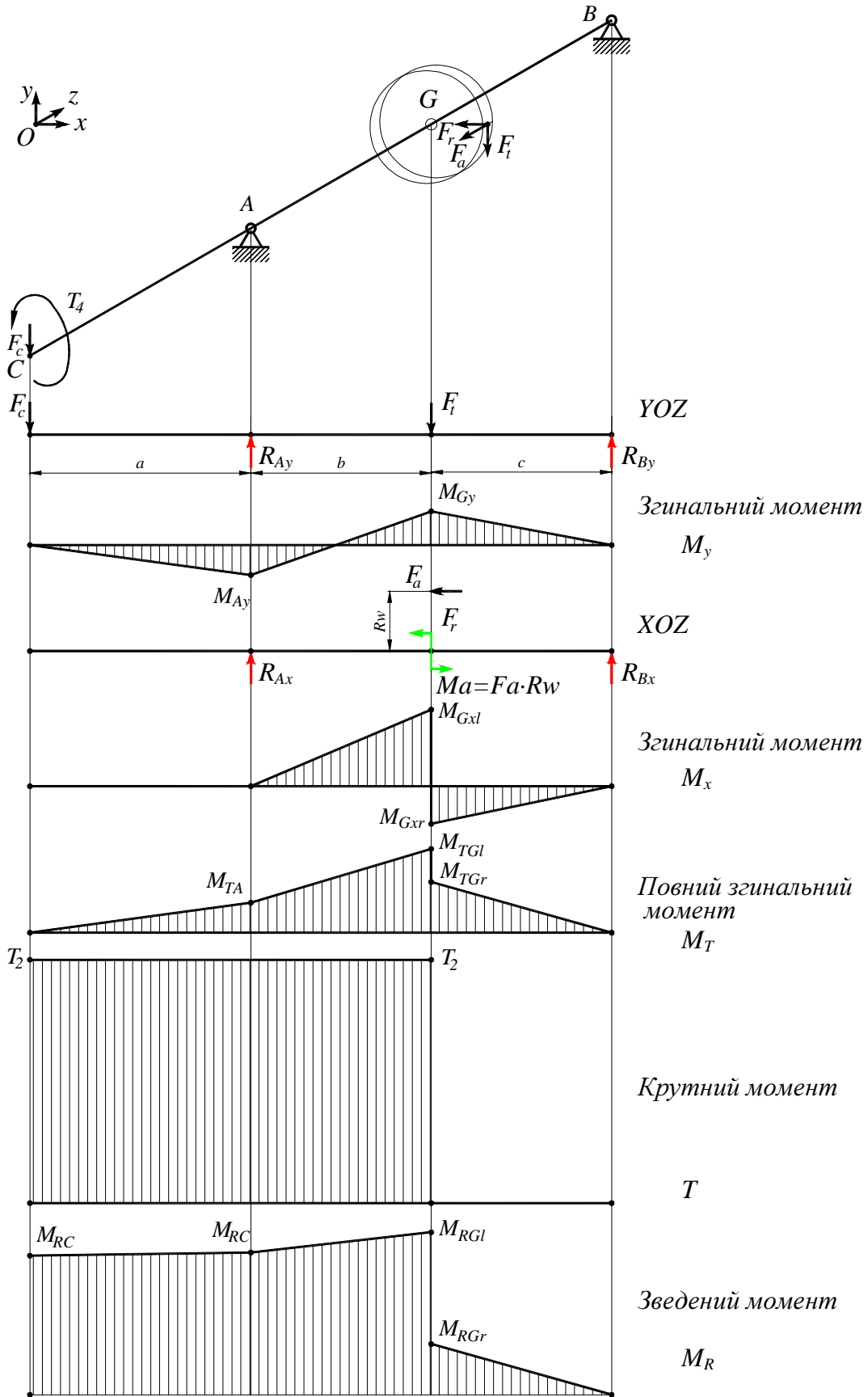
$$M_{Max} = M_{RG1} = 407.91 \text{ Нм}$$

За умовою міцності з урахуванням спільної дії згину та кручення знаходимо необхідний діаметр валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{Max}}{0.1 \cdot \sigma_1}} = \sqrt[3]{\frac{407.91}{0.1 \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0.047 \text{ м (47 мм)}$$

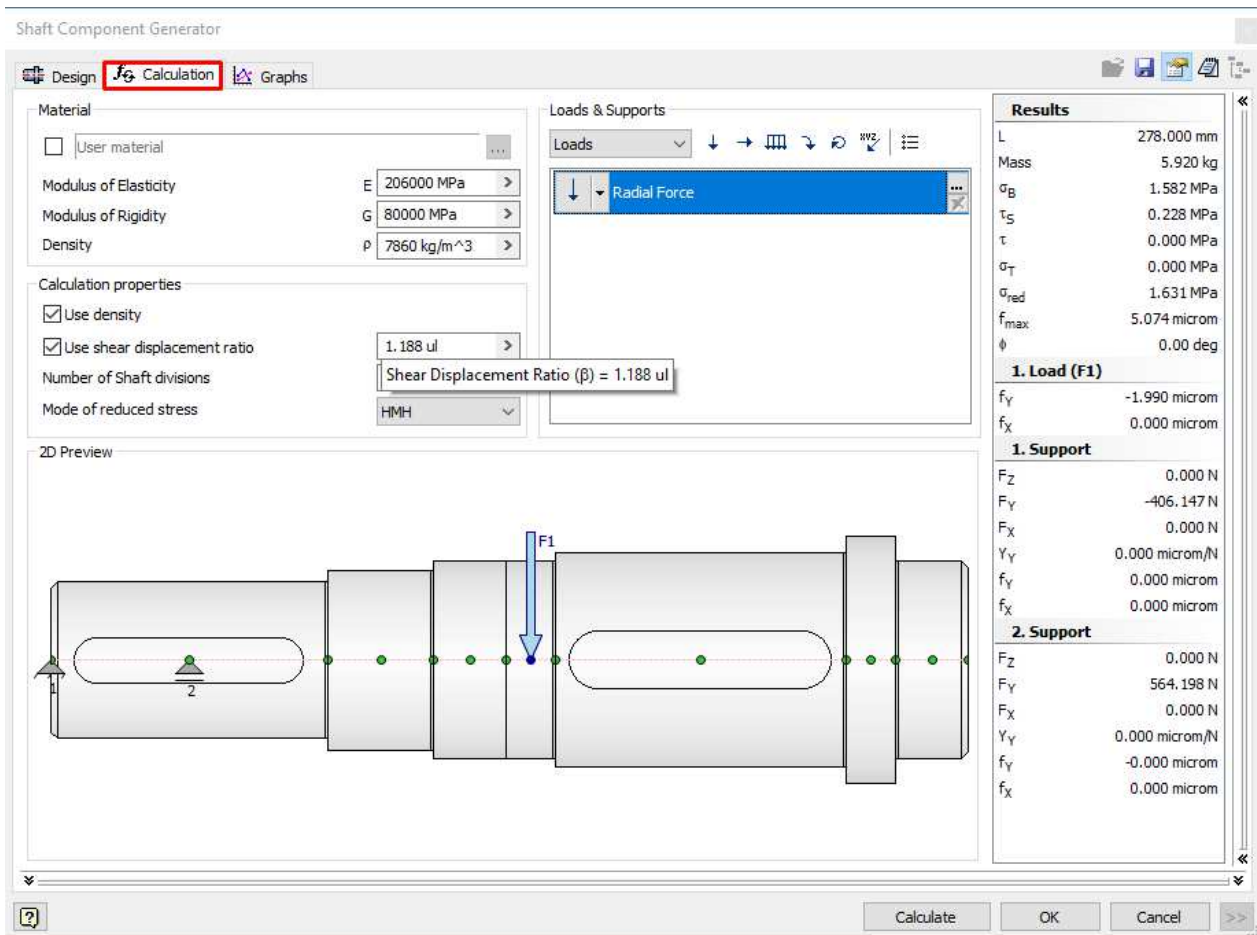
Зазначимо, що дійсний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі становить 80 мм, відповідно умова міцності виконується (діаметр майже вдвічі більший ніж розрахований).

Епюри моментів



Виконання розрахунку валу на комплексний опір (згин і кручення) за допомогою генератора компонентів "Shaft Component Generator" Autodesk Inventor

Ознайомимося з можливостями генератора "Shaft Component Generator" щодо розрахунку валу на складний опір на прикладі 3D моделі, побудованої на попередній лабораторній роботі.



Вкладка "Calculation" має наступні блоки:

- 1) Material (матеріали);
- 2) Calculation properties (властивості розрахунку);
- 3) Loads & Supports (навантаження та опори);
- 4) 2D Preview (двовимірний попередній перегляд);
- 5) Results (результати розрахунків).

Розглянемо ці блоки більш детально.

1) В блоці "Material" (матеріали) можливо задати наступні параметри:

– модуль пружності E (Modulus of Elasticity).

Для конструкційних сталей зазвичай приймають $E = 2.06 \cdot 10^{11} \dots 2.1 \cdot 10^{11}$ Па. За замовчуванням в Autodesk Inventor (для сталі) прийнято $E = 206000$ МПа = $2.06 \cdot 10^{11}$ Па (Па).

– модуль зсуву G (Modulus of Rigidity, що у дослівному перекладі – модуль жорсткості). Для пружних матеріалів його можна обчислити за формулою

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)},$$

де ν – коефіцієнт Пуассона (для сталей найчастіше приймають $\nu = 0.3$). За замовчуванням прийнято $G = 80000$ МПа = $8 \cdot 10^{10}$ Па .

– щільність ρ (density). Для конструкційних сталей $\rho = 7800 - 7900$ кг/м³. На скріншоті $\rho = 7860$ кг/м³.



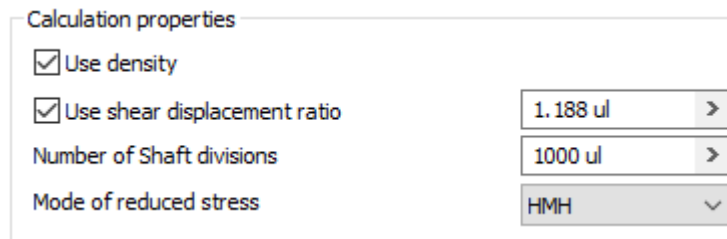
2) Блок параметрів "Calculation properties" дозволяє виконувати наступні налаштування обчислень:

– "Use density" – надати можливість враховувати щільність матеріалу, тобто розподіл сили тяжіння по валу. Вкажемо, що за класичною (спрощеною методикою) сили тяжіння, як правило, не враховують, оскільки вони є значно меншими відносно зовнішніх навантажень (сил у зачепленні та ін.);

– "Use shear displacement ratio" – задати коефіцієнту зсуву;

– "Number of Shaft divisions" – задати кількість поділів валу (точок, в яких виконуються розрахунки);

– "Mode of reduced stress" – обрати режим зведених напружень.



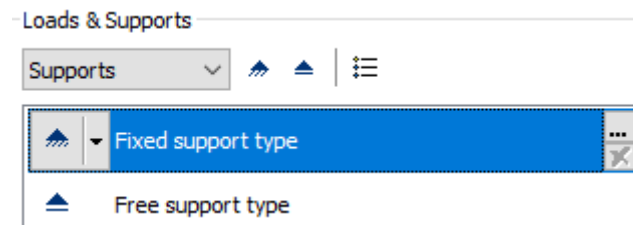
3) Блок "Loads & Supports" дозволяє задавати навантаження та опори. Він і є основним робочим полем. Опишемо додавання опор та навантажень для розглянутого прикладу розрахунку вихідного валу.



У виділеному випадаючому меню рекомендується спочатку обрати пункт Support (опори), та задати їх.

В цьому пункті можна задавати два типи опор:

- Fixed support type (шарнірно-нерухомі);
- Free support type (шарнірно-рухомі).

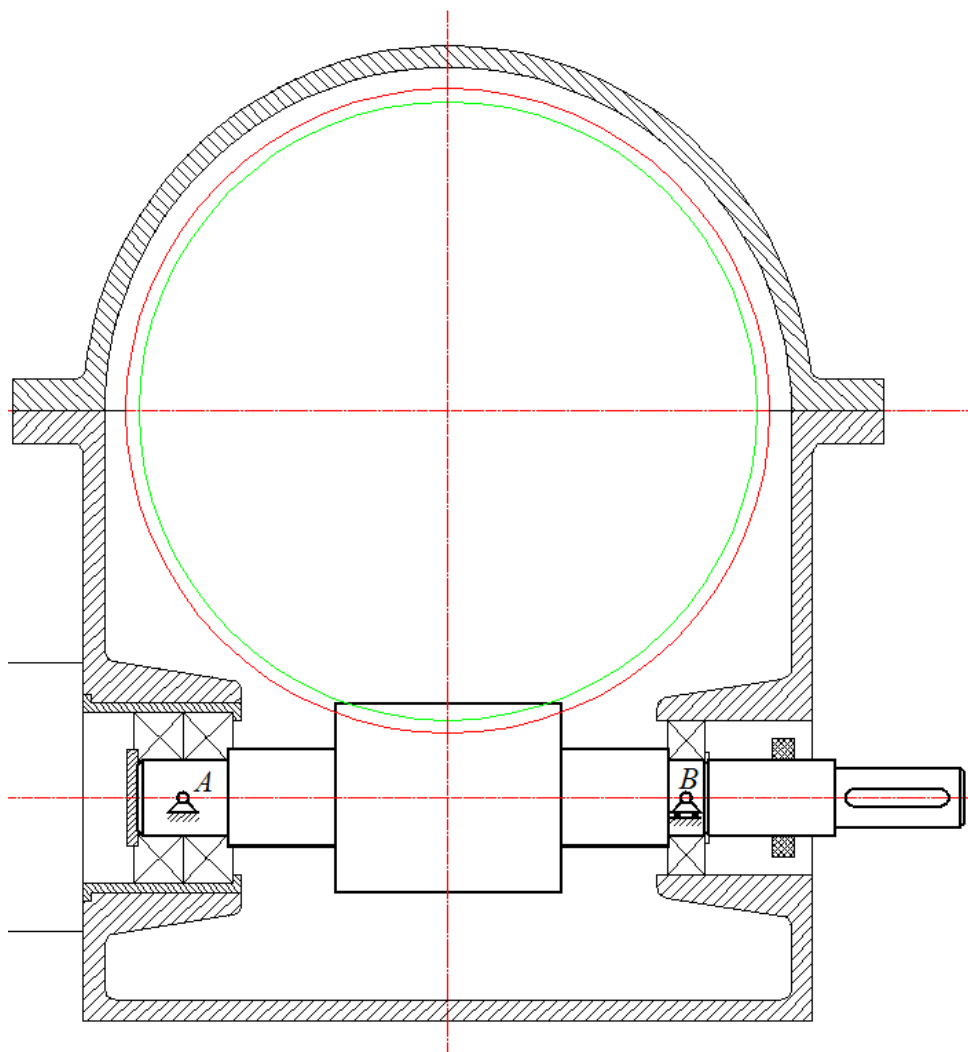


Класичний приклад використання фіксованих та рухомих опор – це черв'ячний редуктор. На компоновочній схемі черв'ячного редуктора опора А – фіксована, а опора В – рухома (так звана плаваюча).

Для звичайних циліндричних редукторів, в яких вали встановлюються на кулькових підшипниках, по суті обидві опори є фіксованими (шарнірно-нерухомими). Але рекомендується умовно одну з них задавати шарнірно-рухомою. Навіть не обов'язково це забезпечувати у конструкції, оскільки її осьові переміщення будуть

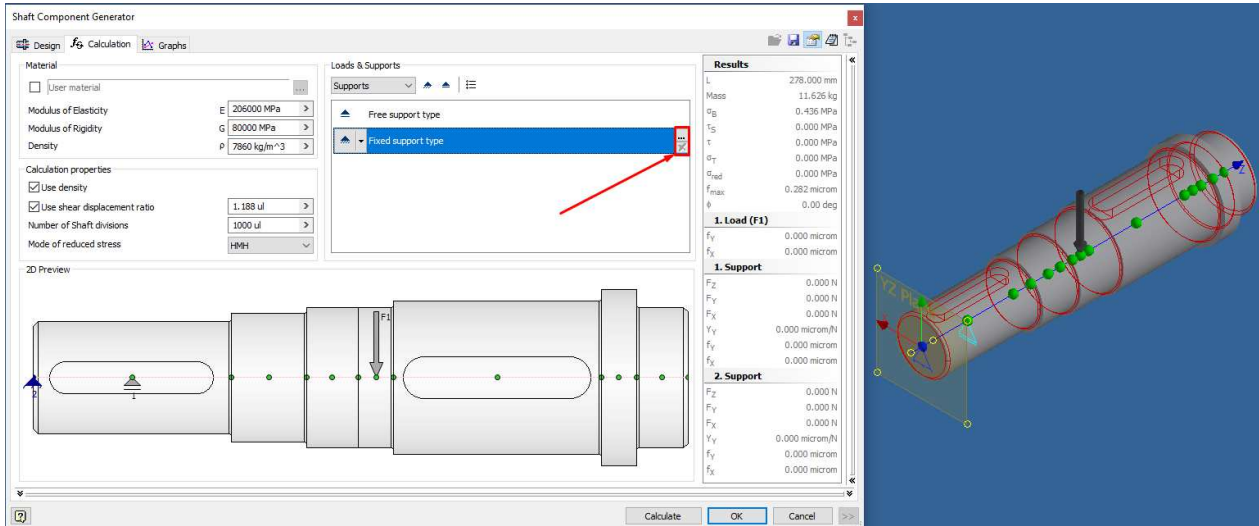
дуже малі (в рамках пружних деформацій). Шарнірно-нерухомою рекомендується призначати опору, що знаходиться ближче до консольної ділянки валу.

Схожа ситуація має місце при встановленні валу на два радіально-упорних підшипника, в цьому випадку кожна опора буде обмежувати осьове переміщення валу лише в один бік. В залежності від напрямку осьової сили в зачепленні опору, яка буде опиратись осьовому переміщенню, слід позначати фіксованою, а іншу – рухомою. Якщо режим роботи редуктора реверсивний, то при розрахунках валів у якості фіксованої опори слід обирати більш навантажену.



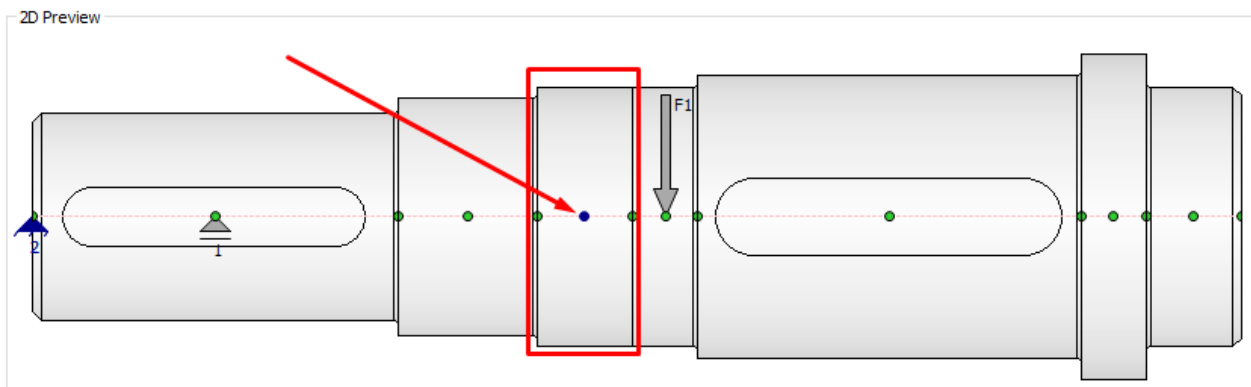
При першому відкритті вкладинки "Calculation" навантаження та опори будуть розташовані автоматично довільним чином (не так, як треба). Всі елементи треба встановити згідно розрахункової схеми.

Опор обов'язково повинно бути дві, тому ми не можемо видалити їх (кнопка неактивна). Тобто ми спочатку повинні додати нові опори (під підшипниками), а потім видалити ті, що були створені автоматично (невірні).



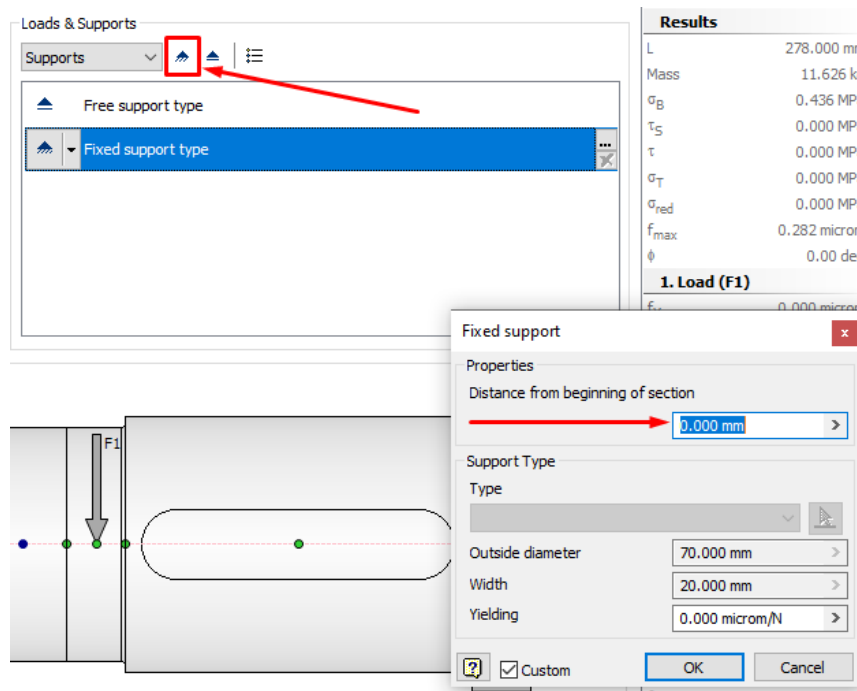
Процес додавання опор наступний:

а) обрати розташування. Для цього треба виділити в області "2D Preview" (двовимірний попередній перегляд) зелену точку по центру потрібної ділянки, де вал буде спиратись на підшипник, ця точка при наведенні почервоніє, а після натискання лівої кнопки миші стане темно-синьою;

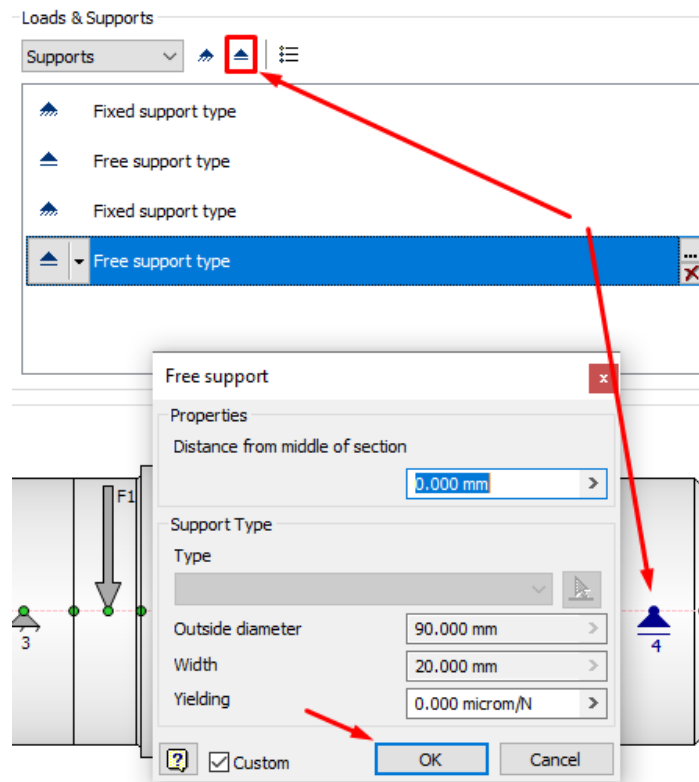


б) тільки після вибору розташування можна натискати кнопку додавання відповідної опори, в результаті чого відкриється нове діалогове вікно. В цьому вікні можна додатково вказати зміщення в міліметрах відносно обраної точки, це потрібно, якщо опора

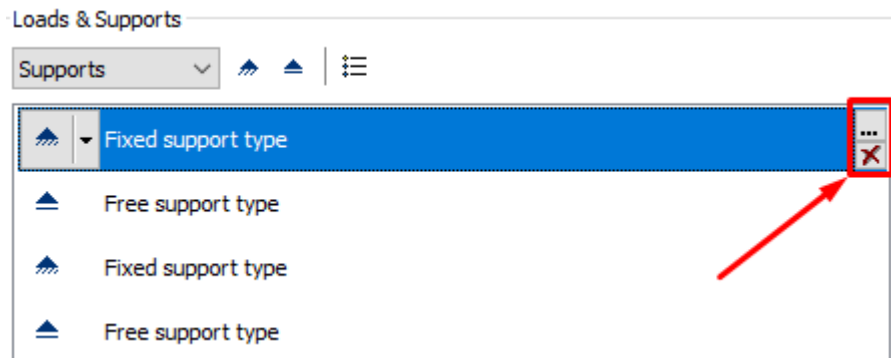
встановлена не безпосередньо в цій точці (не по центру відповідної ділянки). За замовчуванням значення зміщення становить 0. Додавання опори обов'язково необхідно підтвердити натисканням кнопки "ОК".



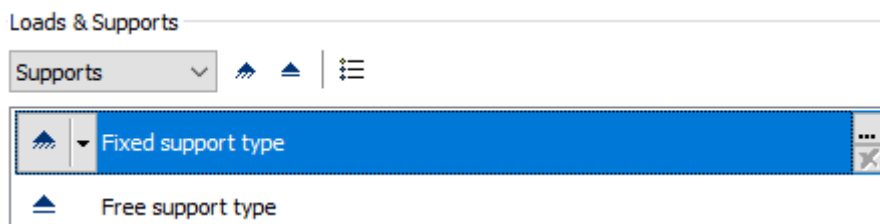
Аналогічно додаємо наступну опору.



Тепер кнопка видалення опор є активною.



Видаляємо зайві невірні опори.



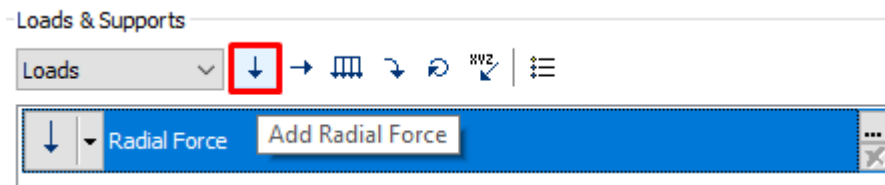
Далі переходимо в режим додавання навантажень на вал – обираємо пункт "Loads".



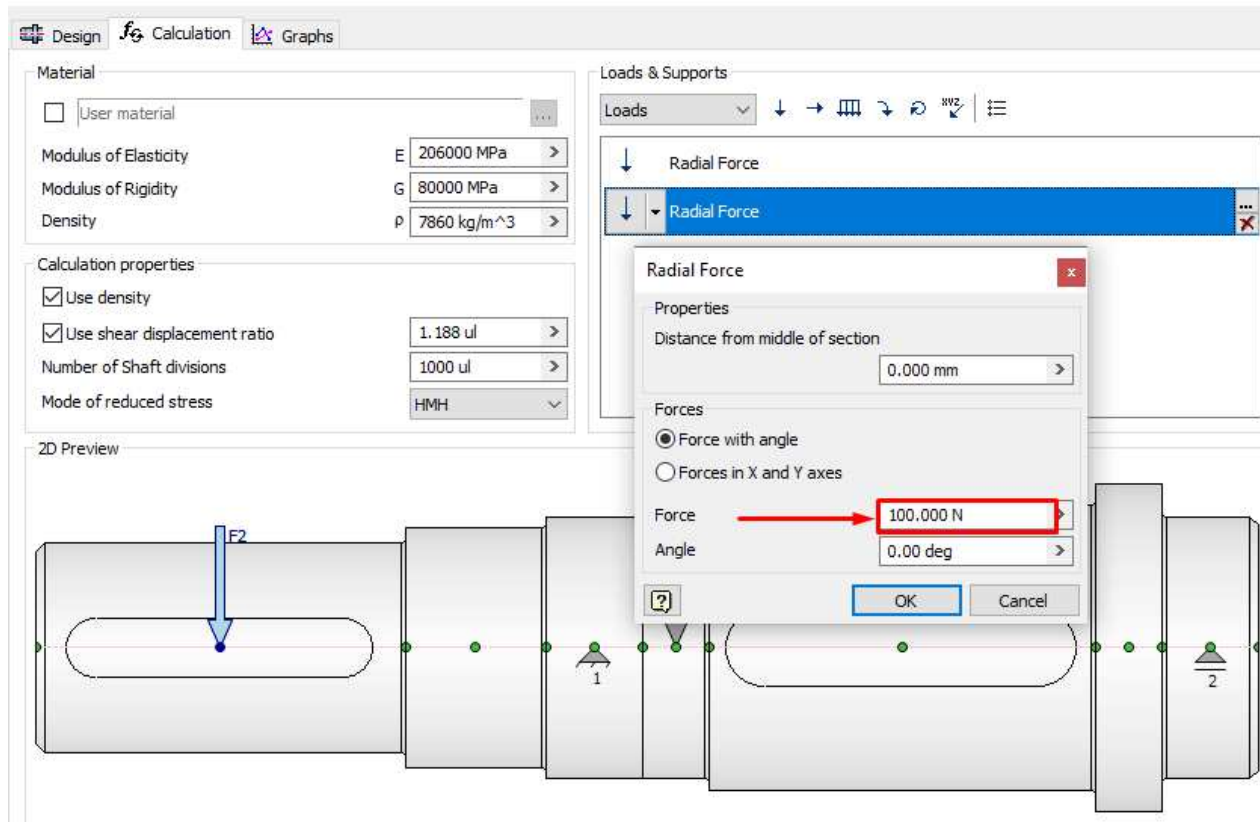
Оскільки повинно бути задане щонайменше одне навантаження, ми поки не можемо видалити автоматично створене (невірне). Зазначимо, що після додавання нових навантажень автоматично створене краще видалити аніж редагувати!

Принцип додавання навантажень аналогічний додаванню опор. Спочатку обираємо позицію, потім натискаємо на кнопку для додавання відповідного навантаження. В генераторі валів передбачена можливість додавання радіальної, осьової та довільної сили, розподілених сил, а також крутних та згинальних моментів.

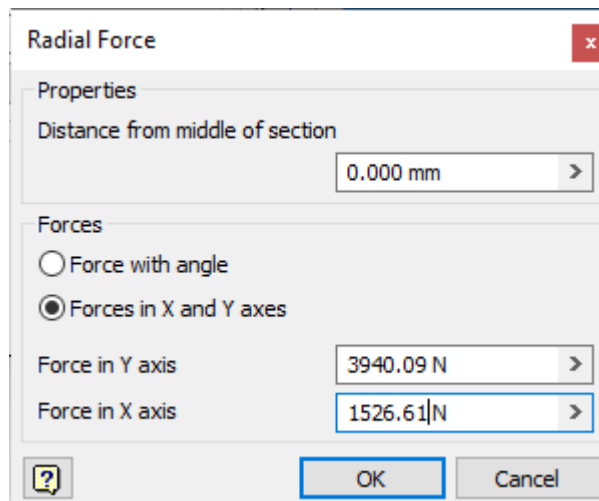
3.1) Додавання радіальної сили – Add Radial Force



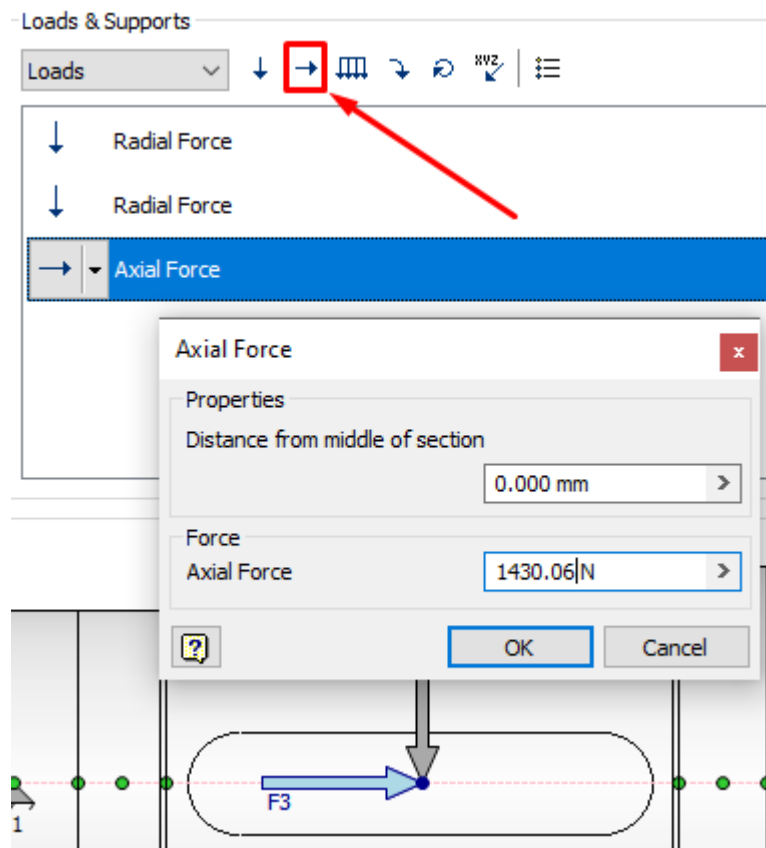
При додаванні радіальної сили можливо 2 варіанти:
 – Force with angle – вказати силу та кут відносно базової площини. Наприклад, додамо силу від муфти $F_c = 985.02$ Н.



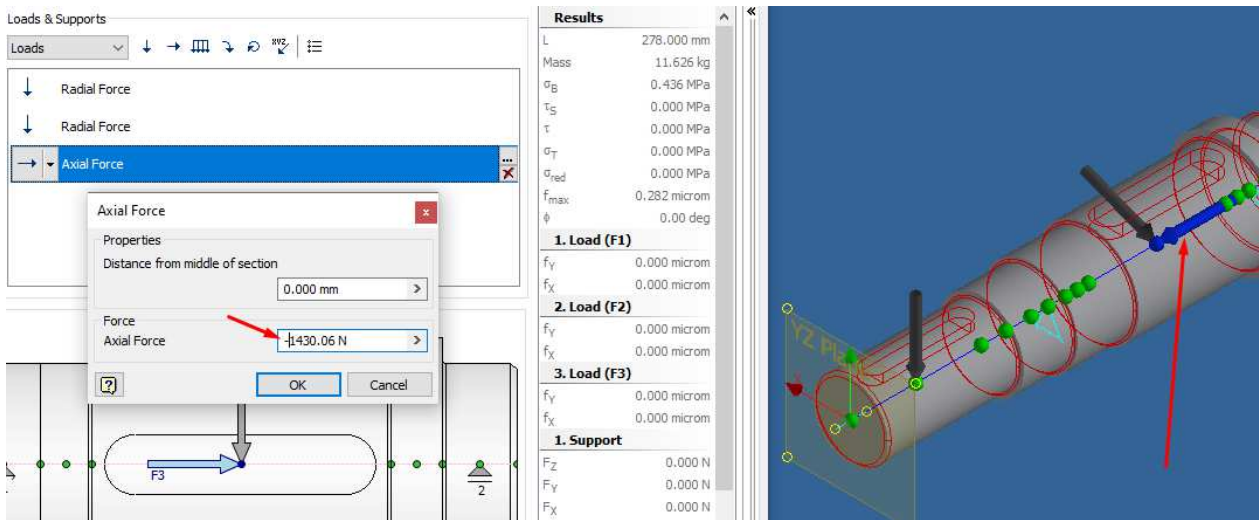
– Force in X and Y axes – вказати значення проєкцій сили на вісі OX та OY. Таким чином можна одразу задати дві сили, що діють в зачепленні – окружну $F_t = 3940.09$ Н та радіальну $F_r = 1525.6$ Н.



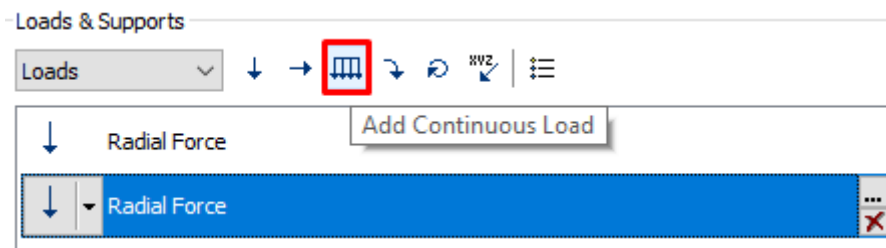
3.2) Додавання осьової сили – Add Axial Force. $F_a = 1430.06$ Н.



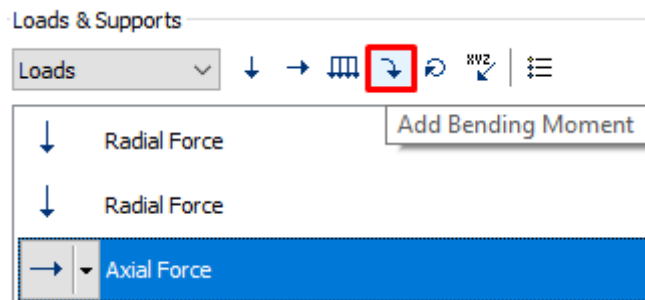
Виконується аналогічно з урахуванням знаків (напрямку дії). Якщо напрямок дії сили не співпадає із запропонованим, перед числом ставимо знак мінус.



3.3) Додавання розподіленого навантаження – Add Continuous Load.

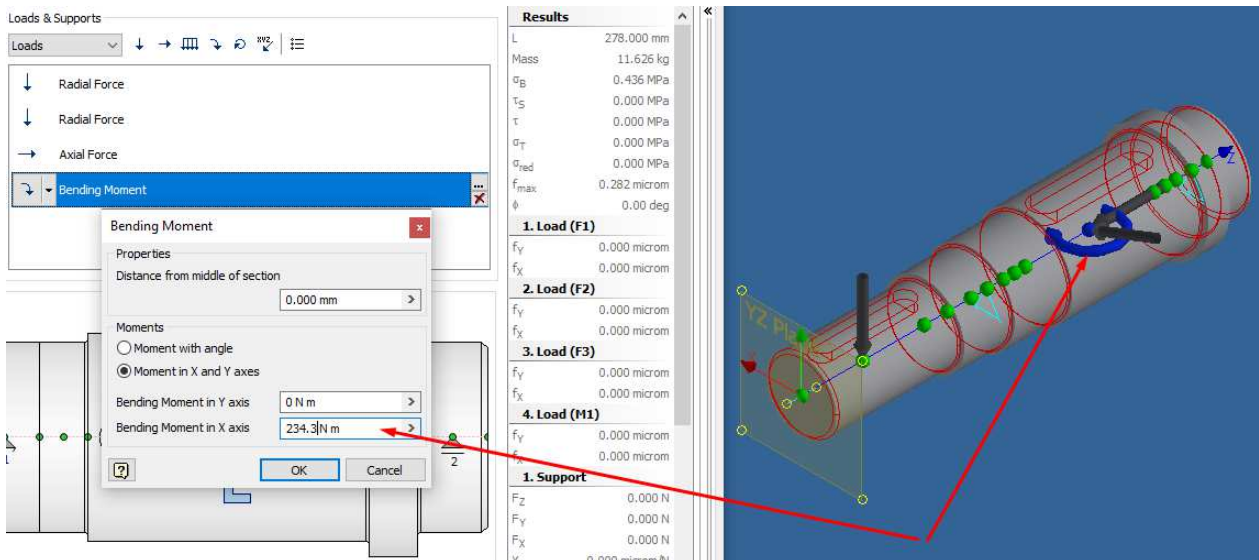


3.4) Додавання згинального моменту – Add Bending Moment

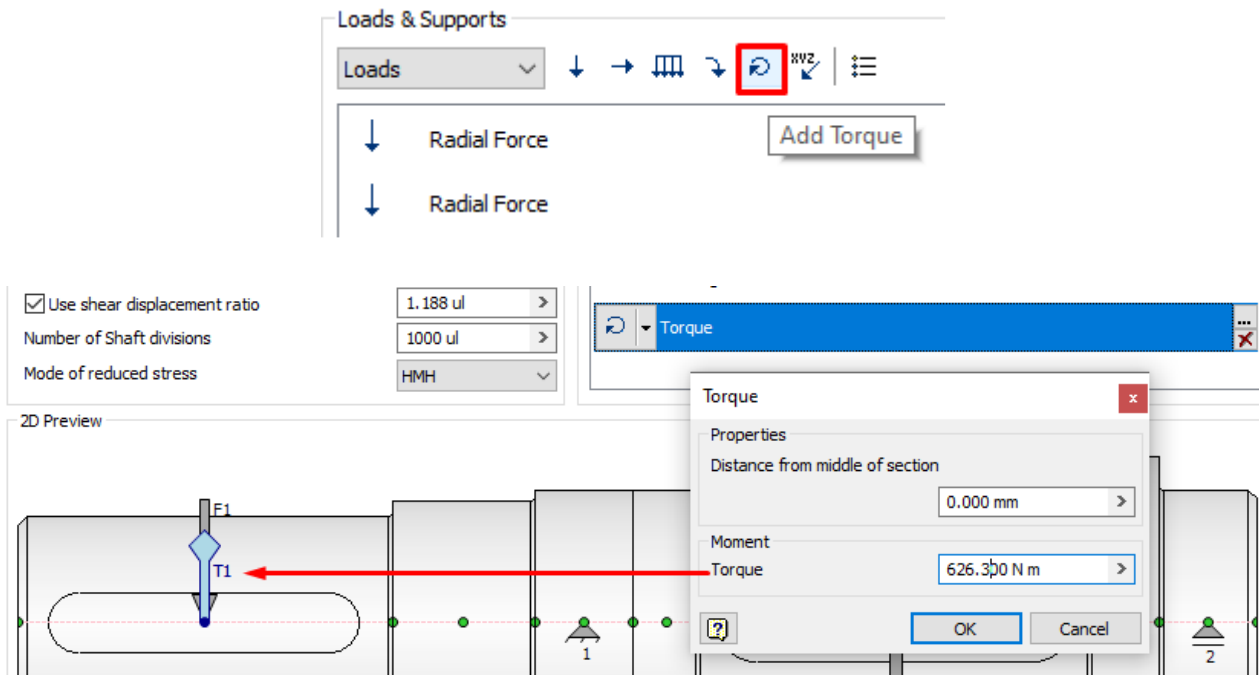


Оскільки всі сили при розрахунку в Autodesk Inventor можуть прикладатися лише до осі валу, силу F_a також треба привести до осі валу, додавши при цьому згинальний момент $M_a = 0.5 \cdot F_a \cdot d_w = 234.3 \text{ Нм}$.

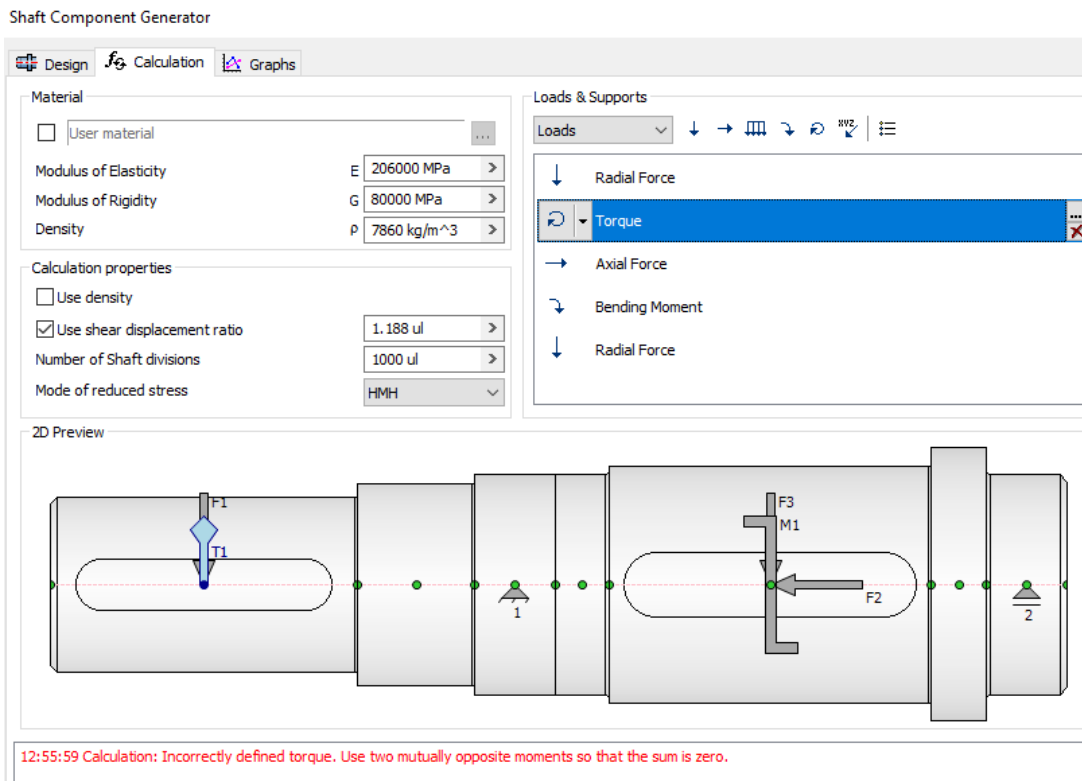
Площина та напрямок згинального моменту повинні відповідати дії осьової сили (згідно схеми навантаження валу).



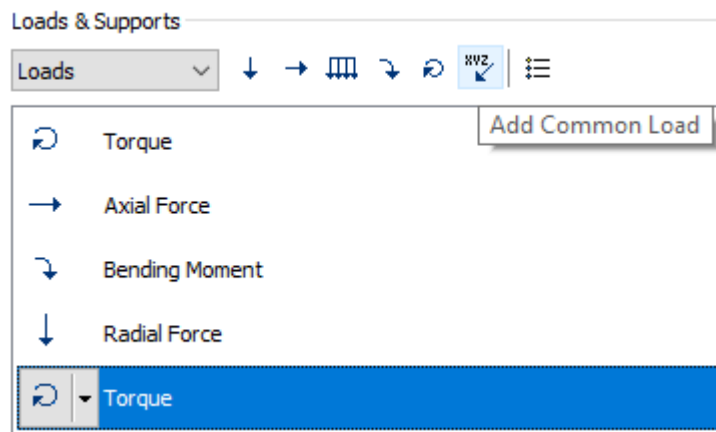
3.5) Додавання крутного моменту – Add Torque



Слід зауважити, що в Autodesk Inventor при розрахунках валів слід задавати два однакових за модулем крутних моменти протилежного напрямку. Можливі і інші варіанти прикладання крутних моментів (більше двох), однак в будь-якому з них сума прикладених моментів має дорівнювати 0.



3.6) Додавання "загального" навантаження – Add Common Load



В режимі "Add Common Load" можна одночасно задавати всі можливі компоненти навантажень, які діють в обраній точці (прикладені в одному перерізі валу), що досить зручно у випадку складних схем з великою кількістю навантажень.

Common Load

Radial Force		Bending Moment	
Force in Y axis	0.000 N	Bending Moment in Y axis	0.000 N m
Force in X axis	0.000 N	Bending Moment in X axis	0.000 N m
Axial Force		Torque	
Force	0.000 N	Torque	0.000 N m
Continuous Load		Properties	
Continuous Load in Y axis	0.000 N/mm	Distance from middle of section	
Continuous Load in X axis	0.000 N/mm	0.000 mm	
Length	0.000 mm		

OK Cancel

4) Область 2D Preview (двовимірний попередній перегляд) дозволяє зручно керувати точками прикладання сил та розташування опор, динамічно відображає виконані зміни, а також дає можливість швидко ознайомитись з розрахунковою схемою.

5) Блок "Results" відображає параметри та результати розрахунків.

Після налаштування всіх необхідних параметрів, задання діючих навантажень та позначення опор необхідно натиснути кнопку "Calculate" у нижній правій частині віна (зліва від кнопки "OK") і, якщо все задано вірно, у блоці "Results" з'являться результати розрахунків.

Results	
L	278.000 mm
Mass	5.920 kg
σ_B	7.255 MPa
τ_S	1.252 MPa
τ	28.841 MPa
σ_T	0.506 MPa
σ_{red}	50.108 MPa
f_{max}	4.853 microm
ϕ	0.08 deg
1. Load (F1)	
f_Y	-2.804 microm
f_X	0.997 microm
2. Load (T1)	
f_Y	-2.804 microm
f_X	0.997 microm
3. Load (F2)	
f_Y	-1.295 microm
f_X	-0.771 microm
4. Load (M1)	
f_Y	-1.295 microm
f_X	-0.771 microm

5. Load (F3)	
f_Y	-1.295 microm
f_X	-0.771 microm
Deflection in Y Axis (f_Y) = -1.295 microm	
1. Support	
F_Z	-1430.061 N
F_Y	3553.115 N
F_X	2436.281 N
Y_Y	0.000 microm/N
f_Y	0.000 microm
f_X	0.000 microm
2. Support	
F_Z	0.000 N
F_Y	1371.995 N
F_X	-910.670 N
Y_Y	0.000 microm/N
f_Y	-0.000 microm
f_X	-0.000 microm

Звернемо увагу, що знайдені в опорах сили співпадають із знайденими аналітично значеннями реакцій.

Так реакції в точці А співпадають з відповідними значеннями для Support 1:

$$R_{Ay} = 3553.12 \text{ Н та } F_Y = 3553.115 \text{ Н;}$$

$$R_{Ax} = 2436.28 \text{ Н та } F_X = 2436.281 \text{ Н.}$$

А реакції в точці В співпадають з відповідними значеннями для Support 2:

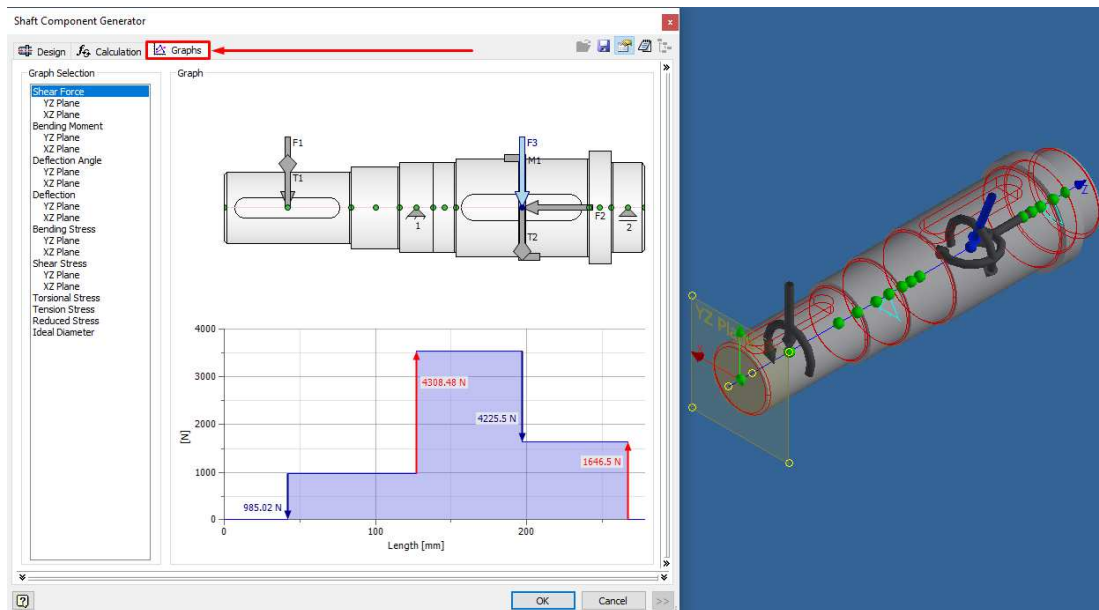
$$R_{By} = 1371.99 \text{ Н та } F_Y = 1371.995 \text{ Н;}$$

$$R_{Bx} = -910.67 \text{ Н та } F_X = -910,670 \text{ Н.}$$

Незначні відхилення чисел після десятинної точки обумовлені округленнями при розрахунках.

Перегляд результатів (епюр) розрахунку валу за допомогою генератора компонентів "Shaft Component Generator"

В генераторі "Shaft Component Generator" передбачені широкі можливості для аналізу отриманих результатів: крім відображення числових значень параметрів генератор в автоматичному режимі буде відповідні епюри. Для перегляду епюр необхідно перейти на вкладку "Graphs" (Епюри).



Таким чином, після виконання розрахунків вала на міцність та жорсткість з'являється можливість переглянути наступні епюри:

- Shear Force (3 шт.) – перерізуючої сили (сили зсуву);
- Bending moment (3 шт.) – згинального моменту;
- Deflection angle (3 шт.) – кута відхилення;
- Deflection (3 шт.) – прогину;
- Bending stress (3 шт.) – напружень згину;
- Shear stress (3 шт.) – напружень зсуву;
- Torsional stress – напружень кручення;
- Tension stress – напружень розтягнення;
- Reduced stress – зведених напружень;
- Ideal Diameter – "ідеального" діаметра.

Зауважимо, що:

- для усіх характеристик окрім таких, що залежать тільки від повздовжньої координати (наприклад, крутний моменту T), та зведених (наприклад, зведений момент M_R) прийнято будувати три епюри: дві в площинах YOZ, XOZ та сумарну;

- значення на сумарних та зведених епюрах завжди додатні.

Як показано на початку цієї лабораторної роботи, у випадку розрахунків за класичною методикою зазвичай порядок розрахунку є спрощеним:

- в більшості випадків виконують лише розрахунки на міцність;

- не враховують сили тяжіння (вони значно менші ніж сили у зачепленні);

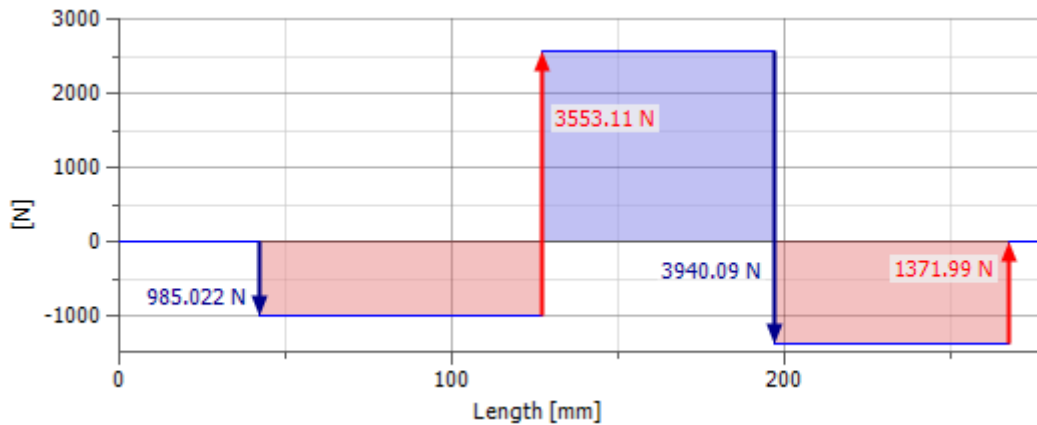
- не будують епюри перерізуючої сили (на відміну від класичних підходів опору матеріалів), оскільки вони не потрібні для отримання епюри зведеного моменту, що є найважливішою та найбільш інформативною характеристикою навантаженості більшості валів.

Також слід зазначити, що в Autodesk Inventor будуються достатньо точні епюри з гарною деталізацією (яку можна додатково налаштувати за допомогою зміни параметра "Number of Shaft divisions"). При класичному спрощеному розрахунку досліджуються

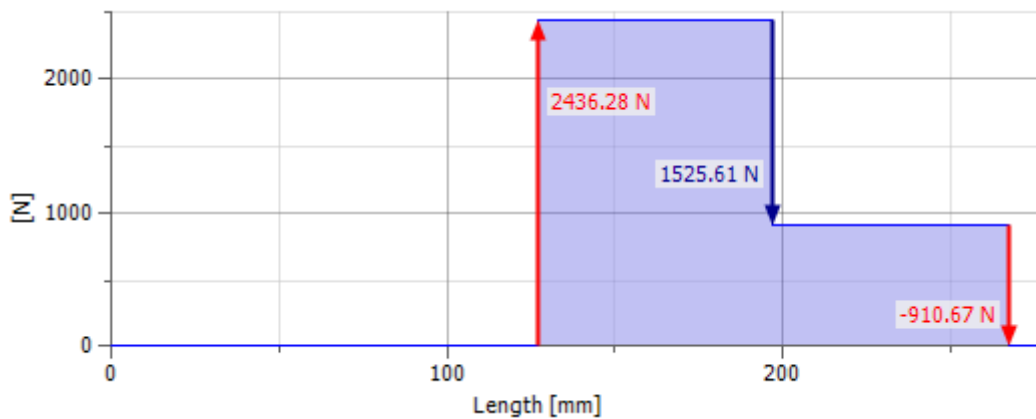
тільки особливі точки (зазвичай три-п'ять), значення в яких потім з'єднуються прямими лініями (для отримання зміни параметра на ділянці використовується лінійна апроксимація). В такому випадку отримані епюри є менш точними. Допускається спрощувати розрахунки та вигляд епюр, якщо це спрощення не значно збільшує запас міцності конструкції або жорсткість.

Згенеровані генератором валів епюри наведені нижче.

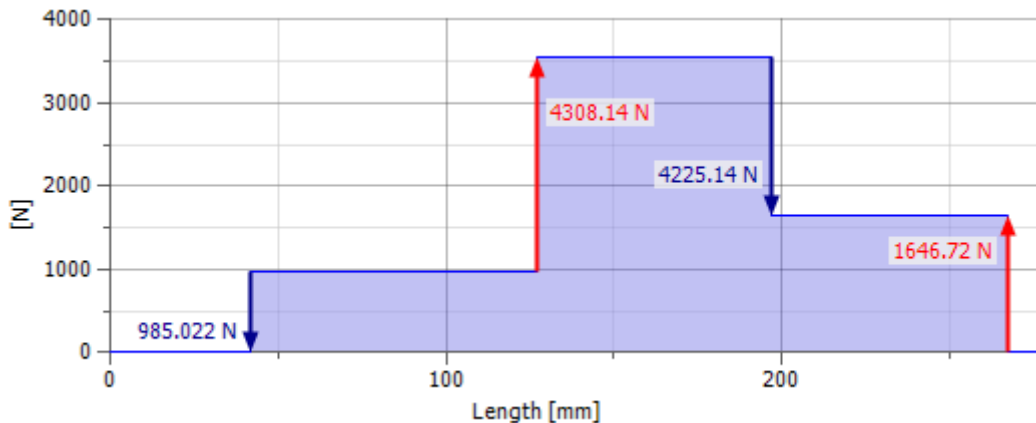
1. Епюра перерізуючої сили в площині YOZ.



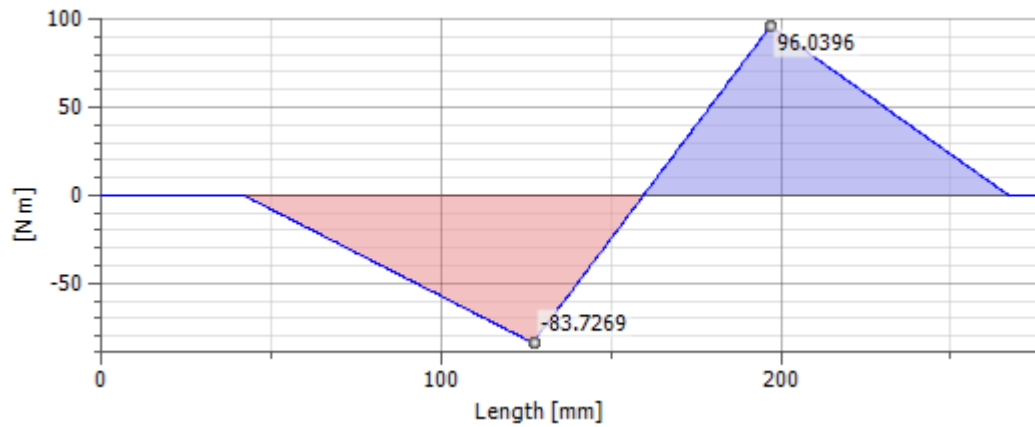
2. Епюра перерізуючої сили в площині XOZ.



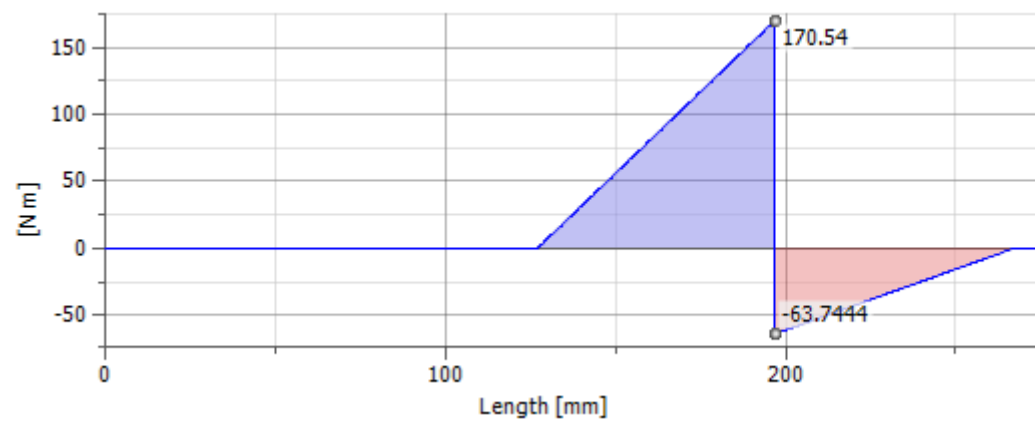
3. Сумарна епюра перерізуючої сили.



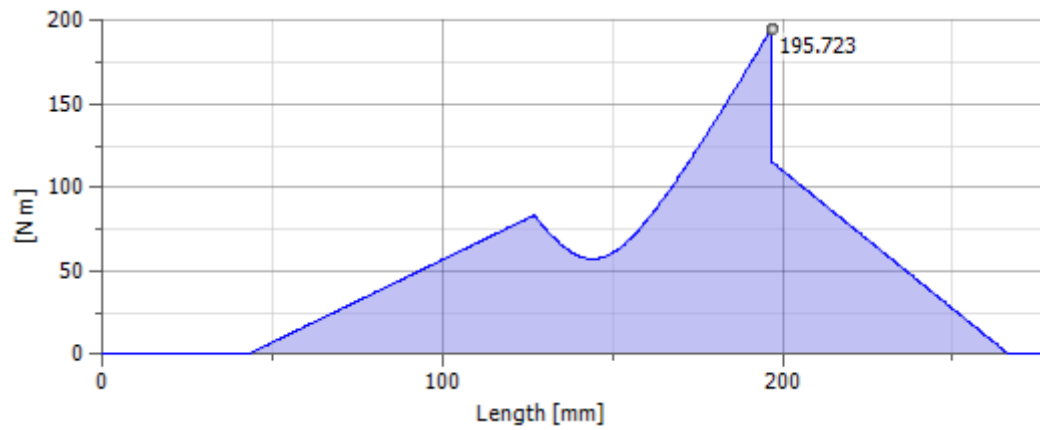
4. Епюра згинального моменту в площині YOZ.



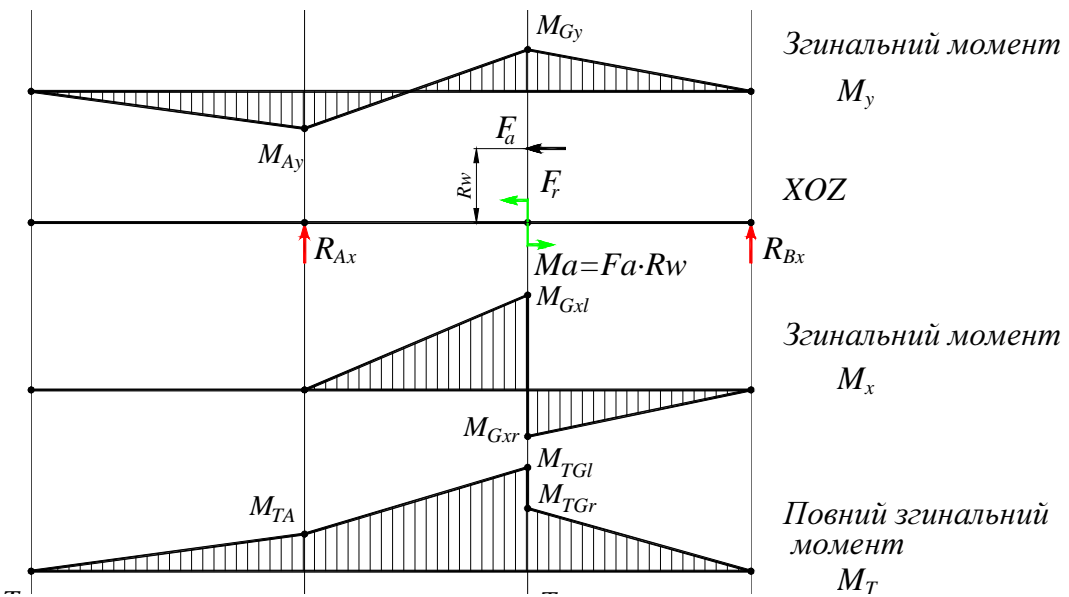
5. Епюра згинального моменту в площині XOZ.



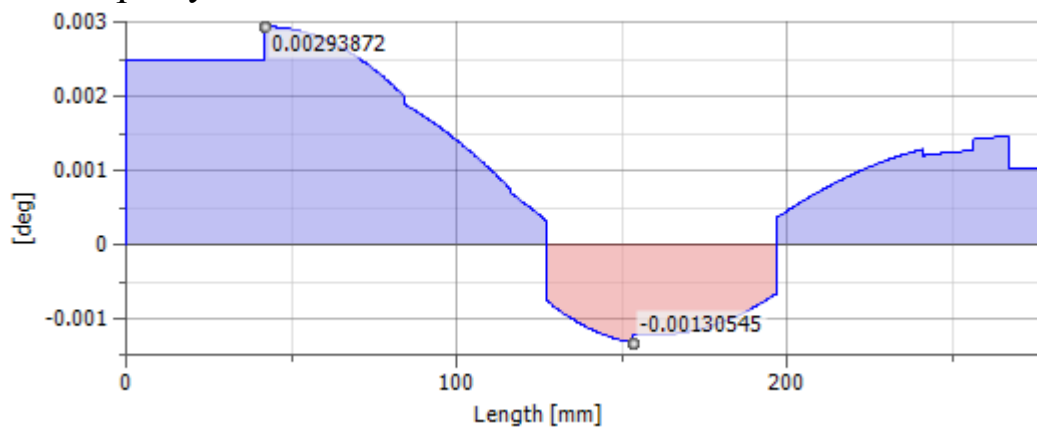
6. Сумарна епюра згинального моменту.



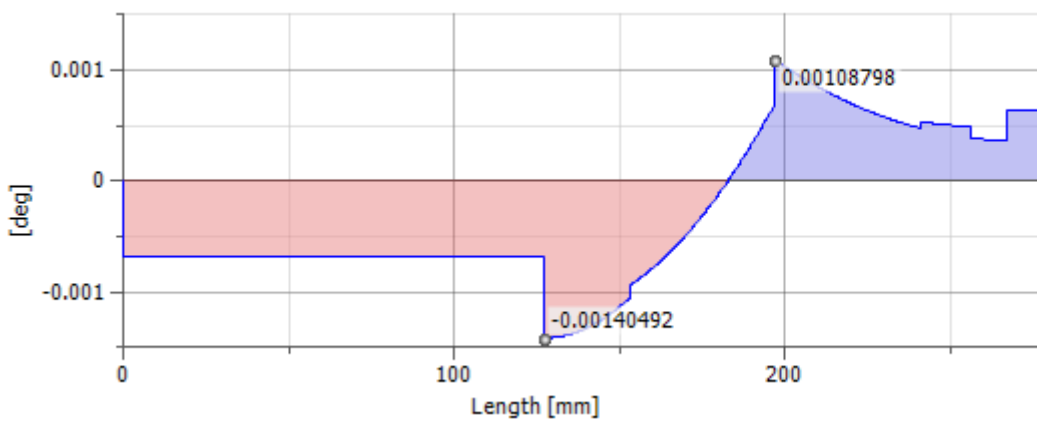
Для порівняння нижче наведено класичні епюри.



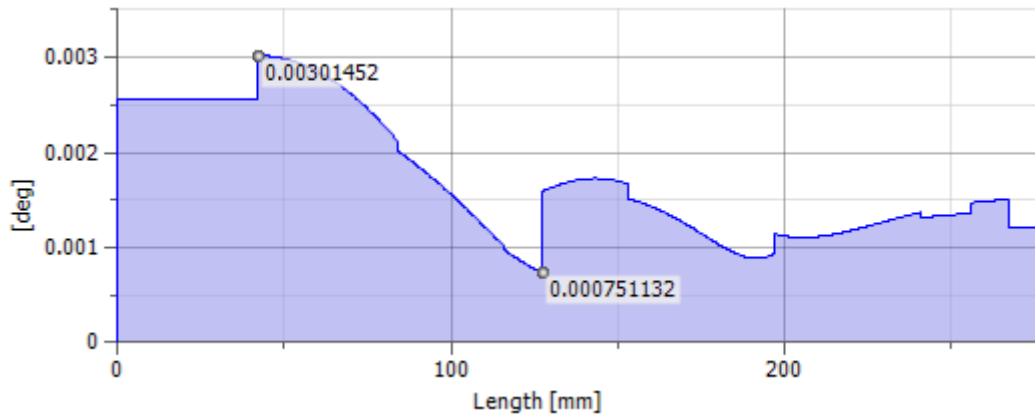
7. Епюра кута відхилення в площині YOZ.



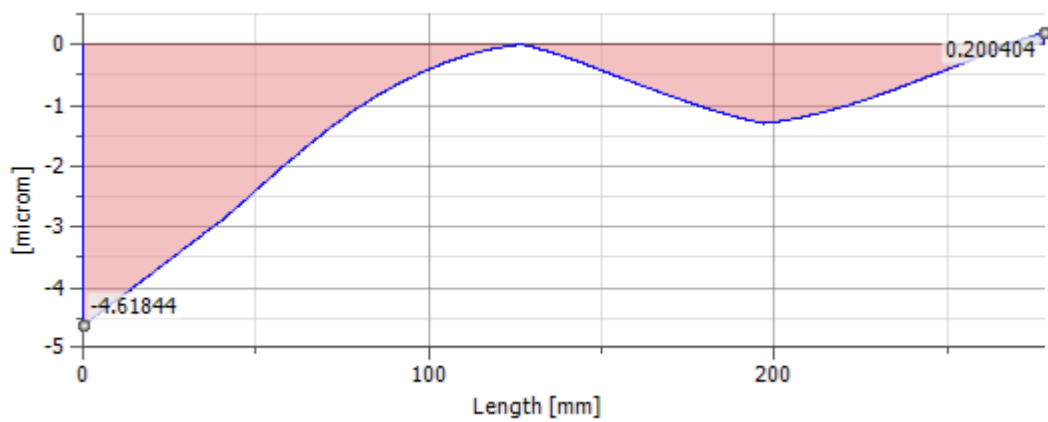
8. Епюра кута відхилення в площині XOZ.



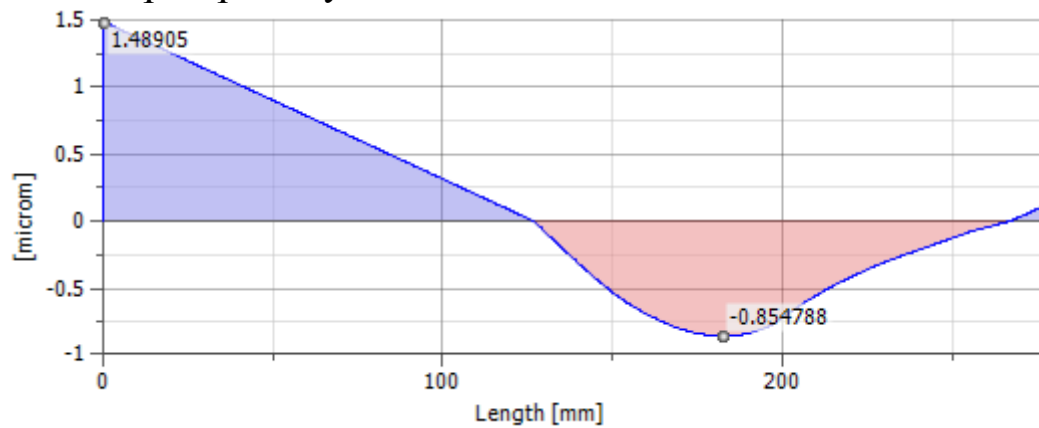
9. Сумарна епюра кута відхилення.



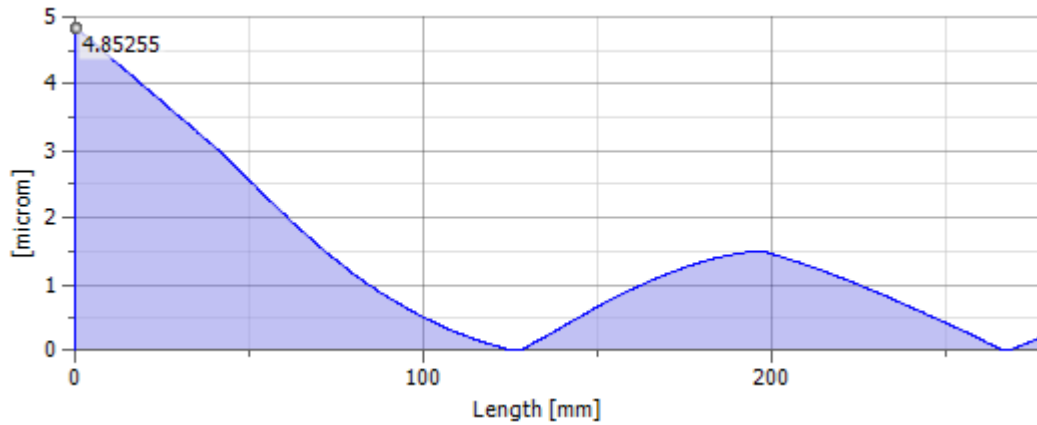
10. Епюра прогину в площині YOZ.



11. Епюра прогину в площині XOZ.

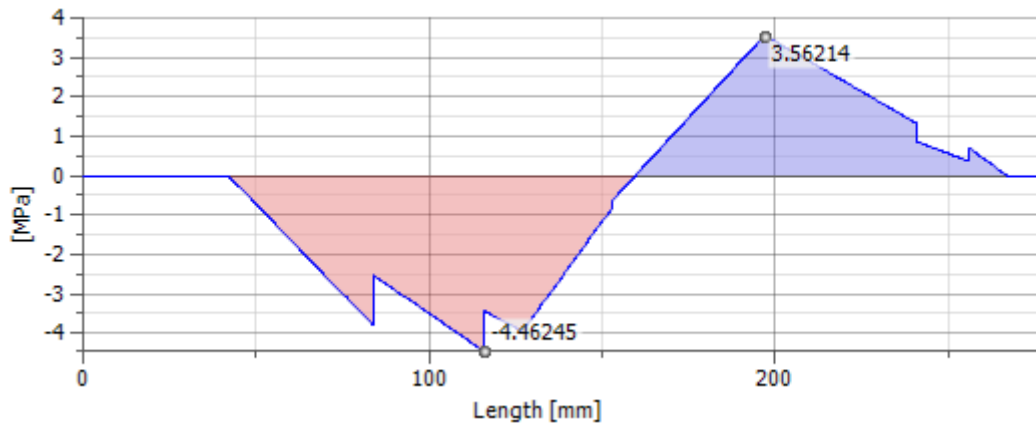


12. Сумарна епюра прогину.

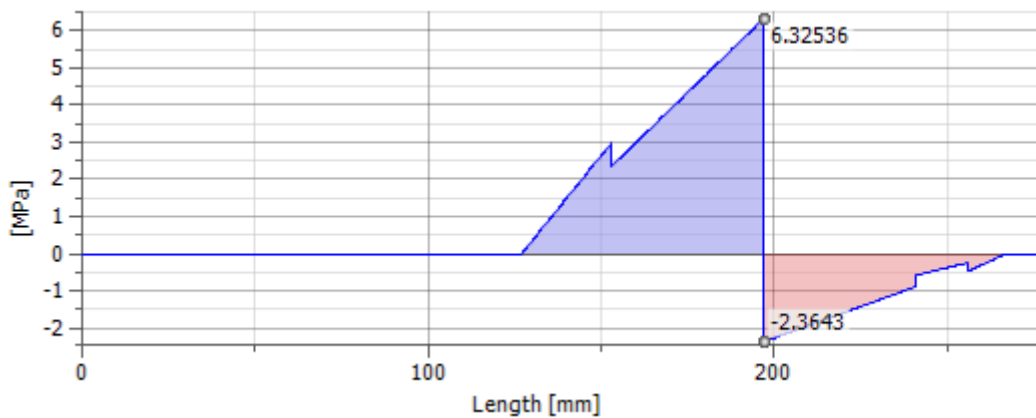


Епюри 7–12 є результатом розрахунку на жорсткість.

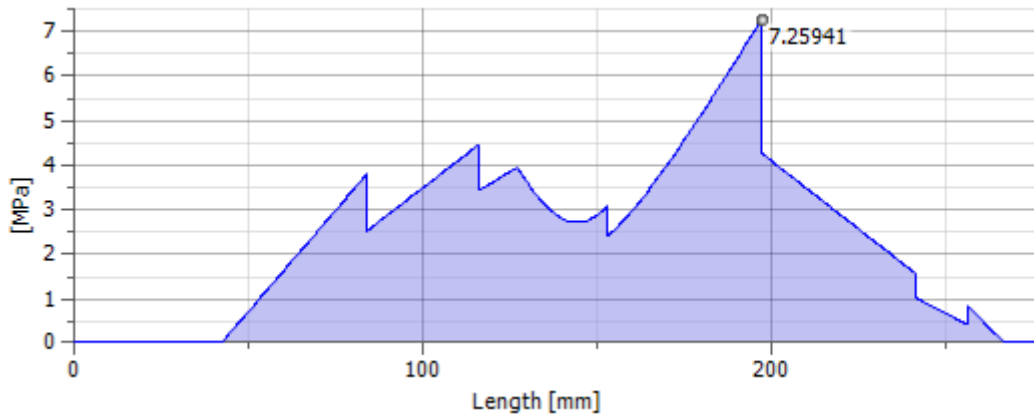
13. Епюра напружень згину в площині YOZ.



14. Епюра напружень згину в площині XOZ.

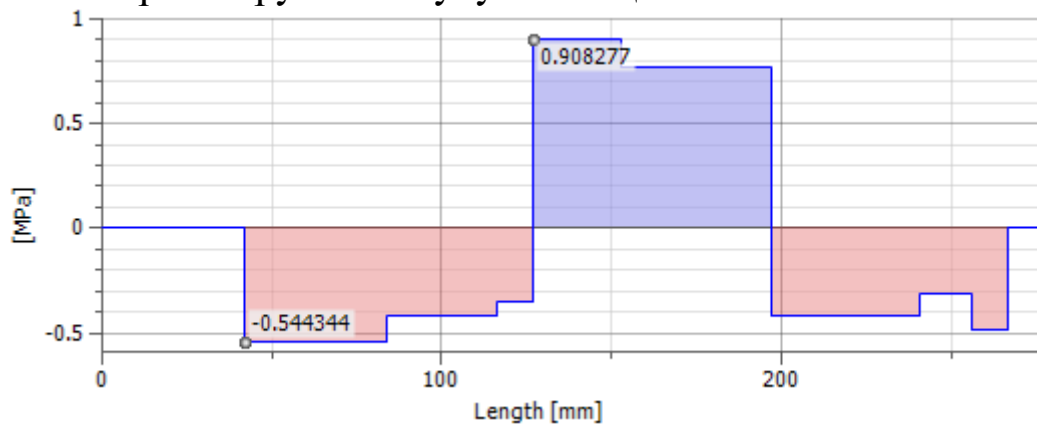


15. Сумарна епюра напружень згину.

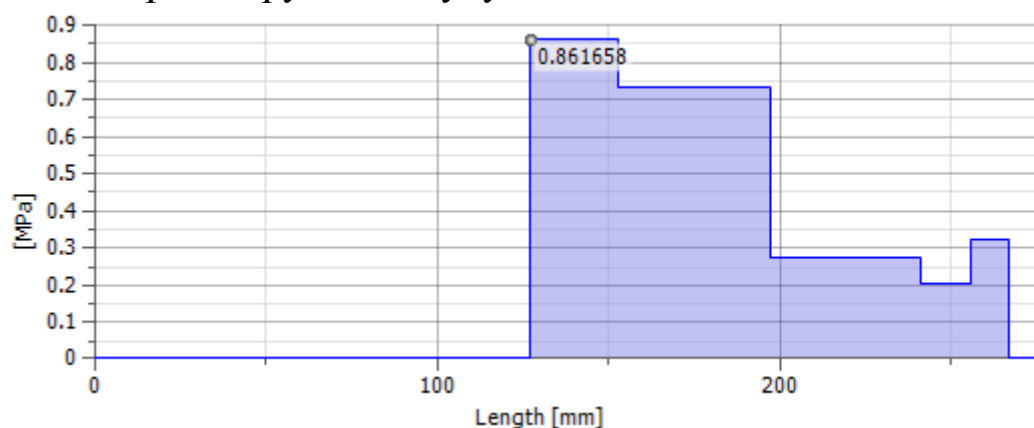


Варто відмітити, що епюри напружень згину 13–15 відповідають епюрам згинального моменту 4–6 (це по суті ті самі результати, тільки розділені на момент опору відповідного перерізу). Ступінчастість валу обумовлює стрибкоподібний вигляд епюр 13–15. Згідно з класичною методикою епюри 13-15 не будують, а лише знаходять величини напружень в деяких небезпечних перерізах.

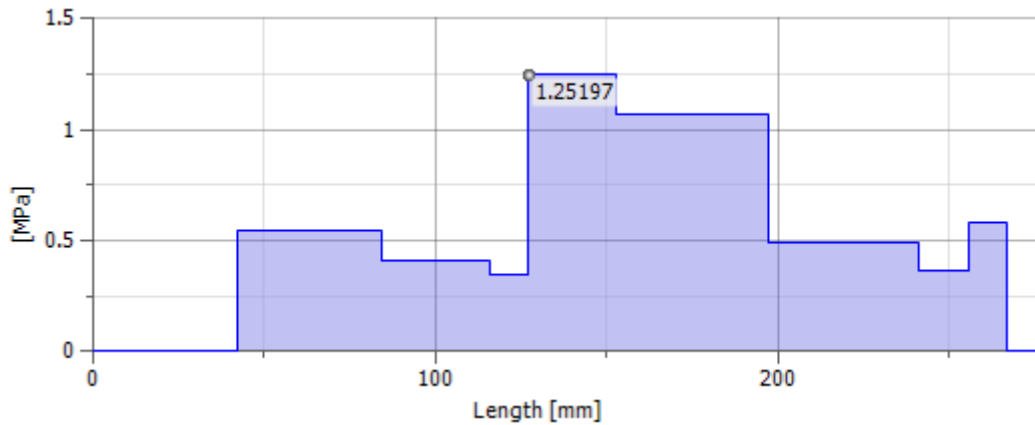
16. Епюра напружень зсуву в площині YOZ.



17. Епюра напружень зсуву в площині XOZ.

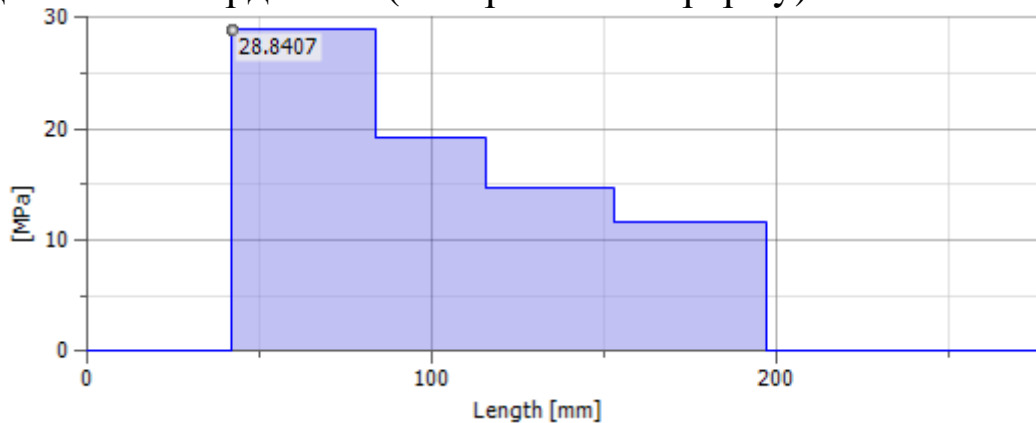


18. Сумарна епюра напружень зсуву.

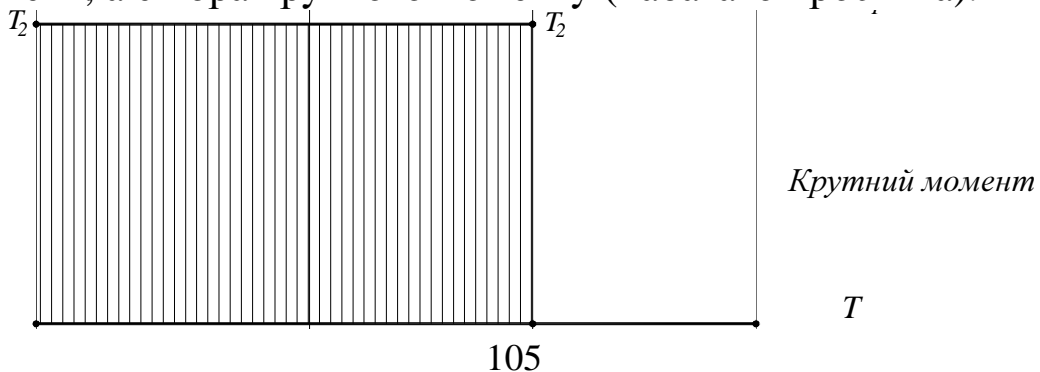


Епюри напружень зсуву 16–18 відповідають епюрам перерізуючої сили 1–3, вони також мають яскраво виражений ступінчастий характер, обумовлений конструкцією вала. Ці епюри не дуже інформативні. Оскільки для вала більш небезпечним є згин, ніж зсув, за класичної методики розрахунку валів зсув не досліджується.

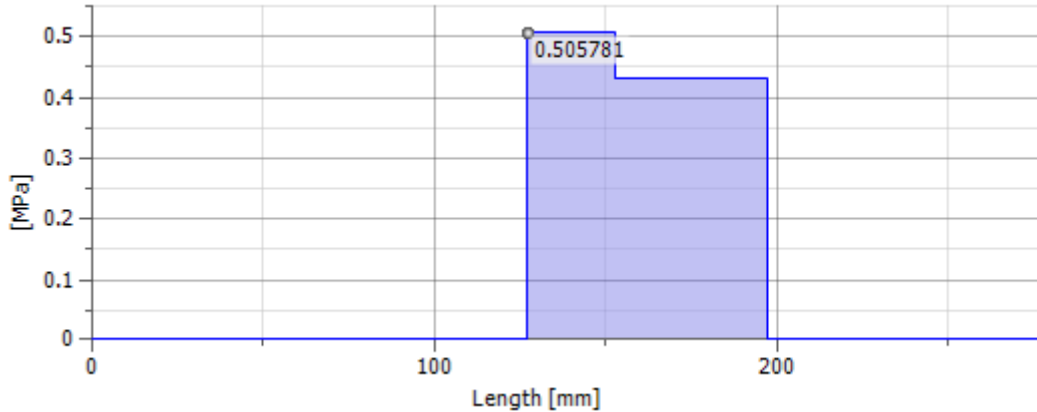
19. Епюра напружень кручення залежить тільки від повздовжньої координати (поперечного перерізу).



Згідно класичної спрощеної методики будується не епюра напружень, а епюра крутного моменту (набагато простіша).

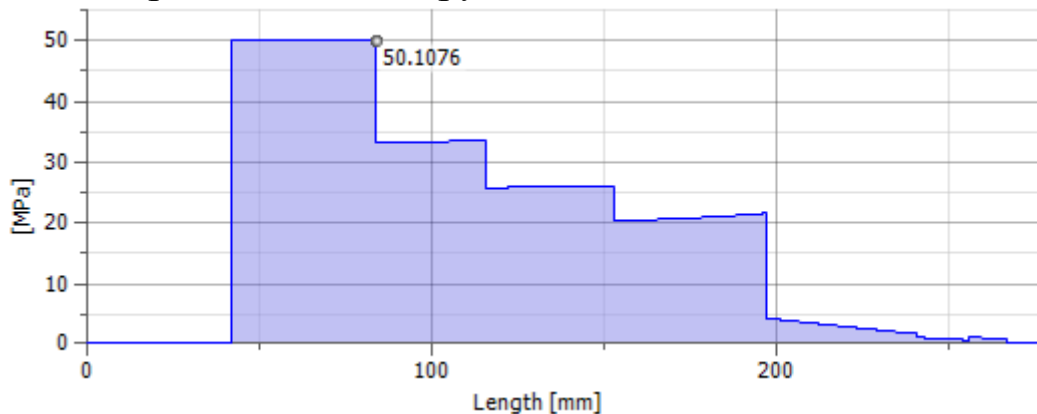


20. Епюра напружень розтягнення.

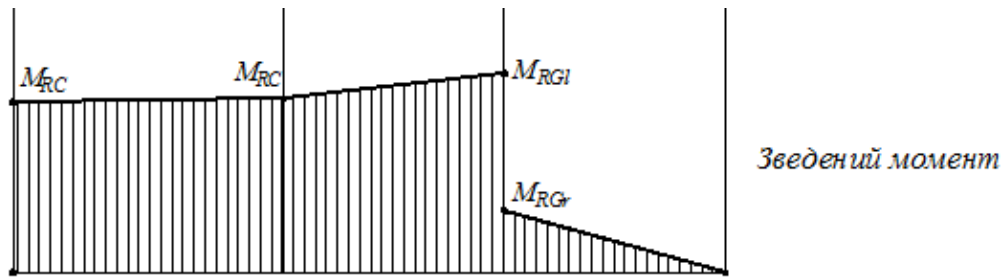


За класичної методики епюра напружень розтягнення в більшості випадків не будується, оскільки для більшості валів проблеми з напруженнями розтягнення або стискання виникають рідко. В розглянутому прикладі максимальне значення нормальних напружень розтягнення становить 0.5 МПа, що майже в 60 разів менше напружень кручення.

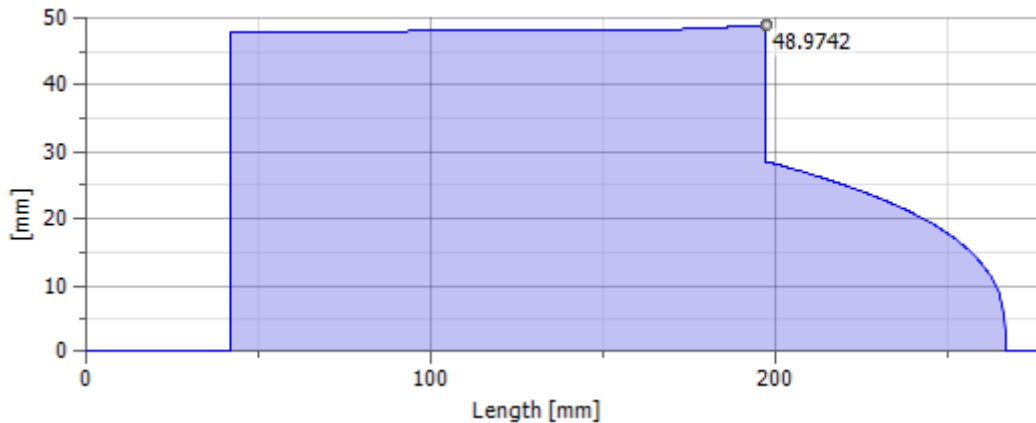
20. Епюра зведених напружень.



Згідно класичної спрощеної методики розрахунку валів будується не епюра зведених напружень, а епюра зведеного моменту, яка також достатньо інформативна, але більш проста та її легше і швидше отримати. Інформація з цієї епюри використовується далі для визначення необхідного діаметру валу у відповідних перетинах.



21. Епюра "ідеального" діаметра.

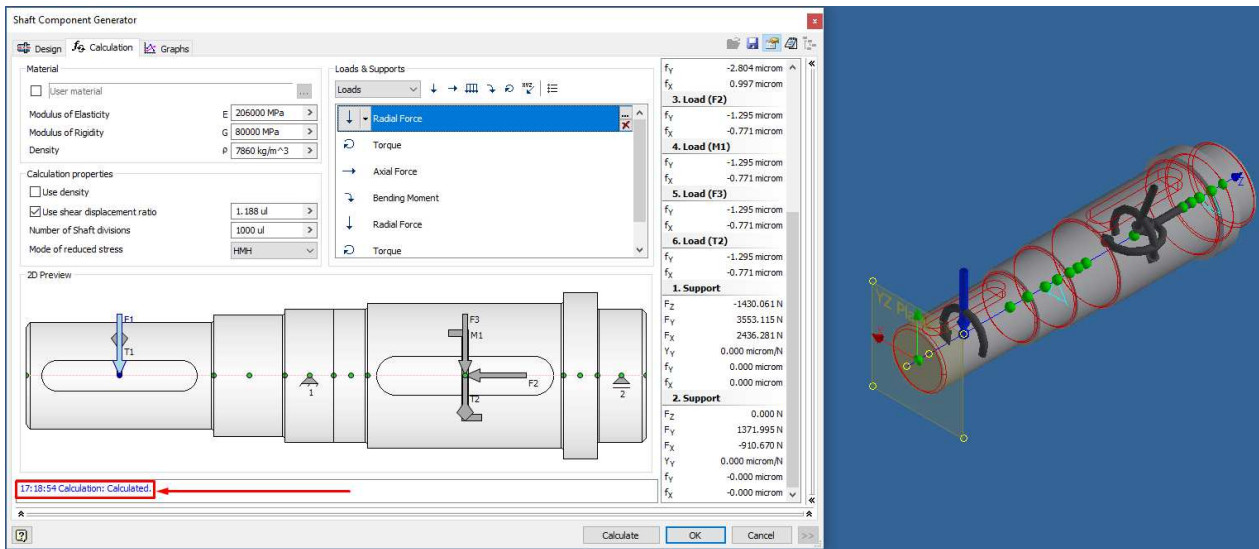


Оскільки геометричні параметри валу обумовлені не тільки вимогами міцності, а й функціональністю (ступінчастість для зручності установки деталей, наявність заплечиків достатніх розмірів), епюра "ідеального" діаметра обмежено використовується при проектуванні валу. З іншого боку така епюра є зручною при перевірці умови міцності: конструктивно обраний діаметр у кожному окремому перетині валу має бути більшим ніж діаметр на епюрі.

Варто зауважити, що в Autodesk Inventor не існує потужного інструменту для виконання перевірного розрахунку валу на витривалість.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Скріншот валу після налаштування всіх необхідних параметрів, задавання прикладених навантажень, позначення опор та виконання розрахунку (після натискання кнопки "Calculate").



3. Скріншот епюри зведених напружень.

4. Відповісти на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. В якій вкладинці можна виконати розрахунок валу?
2. Скільки потрібно задати опор (Support) для валу?
3. Які навантаження можна прикладати до валу?
4. Де прикладаються навантаження при розрахунках?
5. Як можна подивитись результати розрахунків?

Лабораторна робота № 6

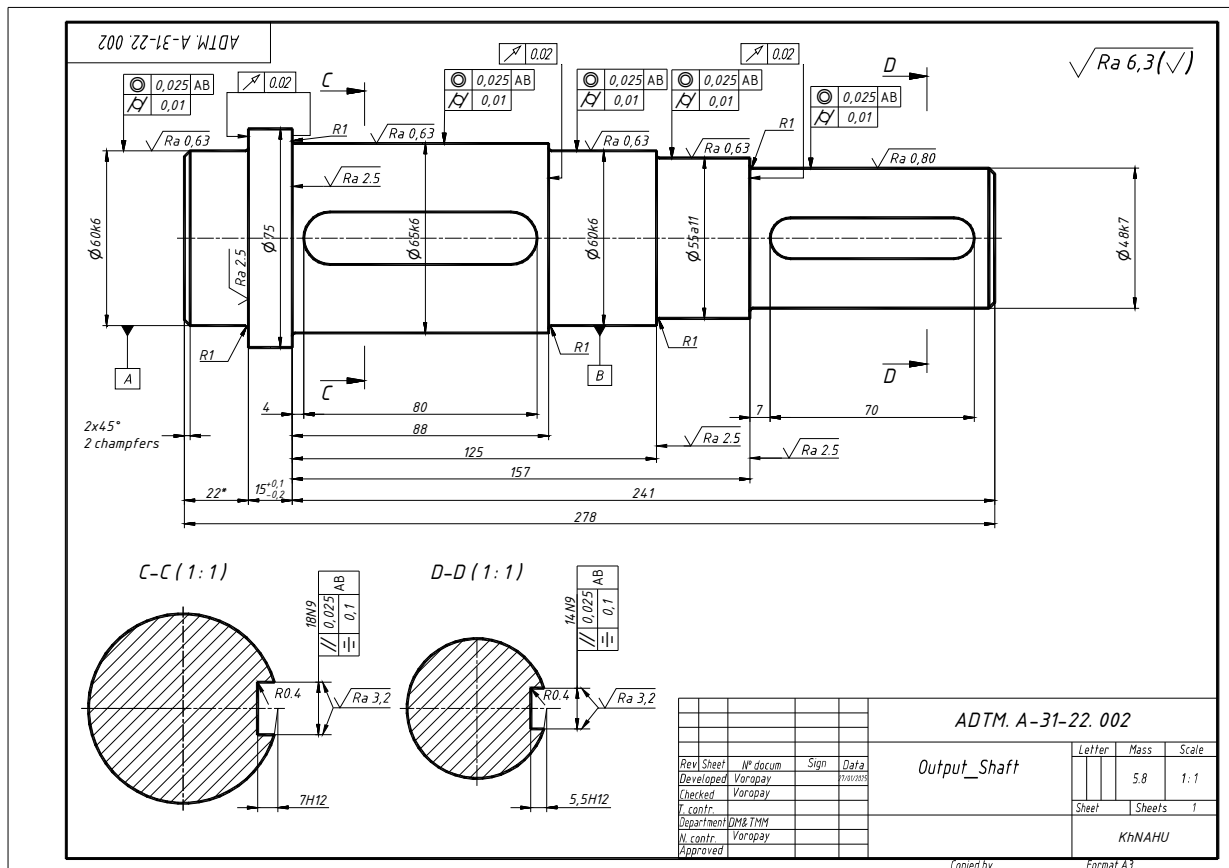
«Оформлення робочого креслення валу редуктора на основі розробленої 3D моделі в Autodesk Inventor»

Мета роботи – ознайомити студентів з можливостями створення та оформлення робочого креслення вихідного валу редуктора на основі розробленої за допомогою генератора валів 3D моделі в Autodesk Inventor.

Обладнання. ПК з встановленим програмним забезпеченням Autodesk Inventor 2025.

Робочий креслення валу

Робочий креслення – основний креслення деталі, який містить зображення деталі та інші дані необхідні для її виготовлення та контролю.



Кресленик деталі повинен містити наступне:

- необхідні зображення – вичерпні відомості про форму деталі: види, місцеві види, розрізи, перерізи, виносні елементи;
- всі необхідні розміри: габаритні, приєднувальні, розміри окремих елементів деталі, розміри для довідок;
- допуски розмірів;
- відомості про шорсткості поверхонь деталі;
- допуски на форму і взаємне розташування поверхонь;
- технічні вимоги, що слід забезпечити при виготовленні деталі (термічна обробка, покриття і т.д.);
- додаткові дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі (наприклад, таблиці з параметрами на креслениках зубчастих коліс);
- особливі вимоги до спільно оброблюваних деталей;
- марку матеріалу деталі і стандарт на нього (за потреби сортамент/металопрокат: круг, лист тощо);
- основний напис (стандартизований).

Допуски на розміри

Умовне позначення поля допуску проставляється після номінального розміру одним з наступних способів:

– сполученням літер основного відхилення та номера квалітету, наприклад:

25N9 або $\text{Ø}60k6$ або $\text{Ø}60H6$

– числовими значеннями граничних відхилень, наприклад:

15 ± 0.02 або $15_{-0.2}^{+0.1}$ або $15_{-0.02}^{-0.01}$ або $15^{+0.01}$ або $15_{-0.02}$

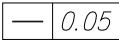
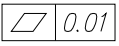
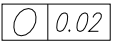
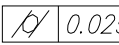
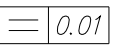
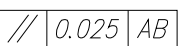
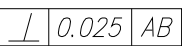
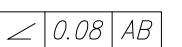
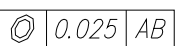
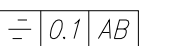
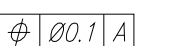
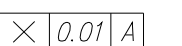
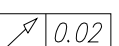
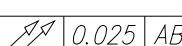
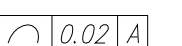
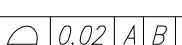
– комбінованим способом, наприклад:

$\text{Ø}60k6\left(\begin{smallmatrix} +0.021 \\ +0.002 \end{smallmatrix}\right)$ або $\text{Ø}60H6\left(\begin{smallmatrix} +0.019 \\ \end{smallmatrix}\right)$

Якщо граничні відхилення розмірів не зазначено безпосередньо після розміру, то вони обумовлюються в технічних вимогах над основним написом, наприклад:

«Не вказані граничні відхилення розмірів H14, h14, \pm IT14/2».

Tolerances (допуски форми та розташування)

Shape tolerances (допуски форми)	Straightness (допуски прямолінійності)	 0.05
	Flatness (допуски площинності)	 0.01
	Circularity (допуски круглості)	 0.02
	Cylindricity (допуск циліндричності)	 0.025
	Parallel Profile (допуск профілю поздовжнього перерізу)	 0.01
Location tolerances (допуски розташування)	Parallelism (допуск паралельності)	 0.025 AB
	Perpendicularity (допуск перпендикулярності)	 0.025 AB
	Angularity (допуск нахилу)	 0.08 AB
	Concentricity and Coaxiality (допуск співвісності)	 0.025 AB
	Symmetry (допуск симетричності)	 0.1 AB
	Positioning (позиційний допуск)	 0.1 A
	Axis Intersection (допуск перетину осей)	 0.01 A
Total shape and location tolerances (сумарні допуски форми та розташування поверхонь)	Circular Run-out (filled) (допуск биття)	 0.02
	Total Run-out (filled) (допуск повного биття)	 0.025 AB
	Profile of Any Line (допуск форми заданого профілю)	 0.02 A
	Profile of Any Surface (допуск форми заданої поверхні)	 0.02 A B C

Шорсткості поверхонь деталі

На робочому кресленіку для всіх поверхонь, що підлягають обробці повинна вказуватись величина шорсткості, яка визначається як середнє арифметичне відхилення профілю (Ra) або висота нерівностей профілю по 10 точках (Rz) в мікрометрах. Шорсткість поверхонь вказується спеціальними знаками, які розміщують на лініях контуру або виносних лініях. Робочі поверхні

необхідно обробляти ретельніше, ніж поверхні, що не стикаються з іншими деталями.

У випадках, коли більшість поверхонь має однакову шорсткість, її позначення поміщають у правому верхньому куті кресленика і в дужках поруч з ним наносять знак шорсткості без вказання величини та параметру шорсткості. Розміри знака шорсткості в дужках і на зображенні повинні бути однаковими, а розмір знака перед дужками – у 1,5 рази більший.

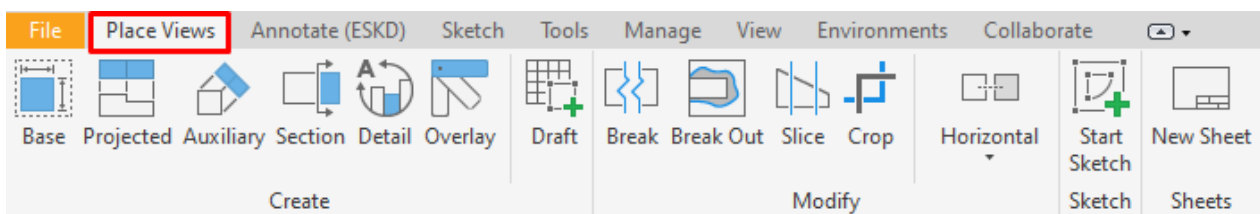
Оформлення робочого кресленика валу в Autodesk Inventor

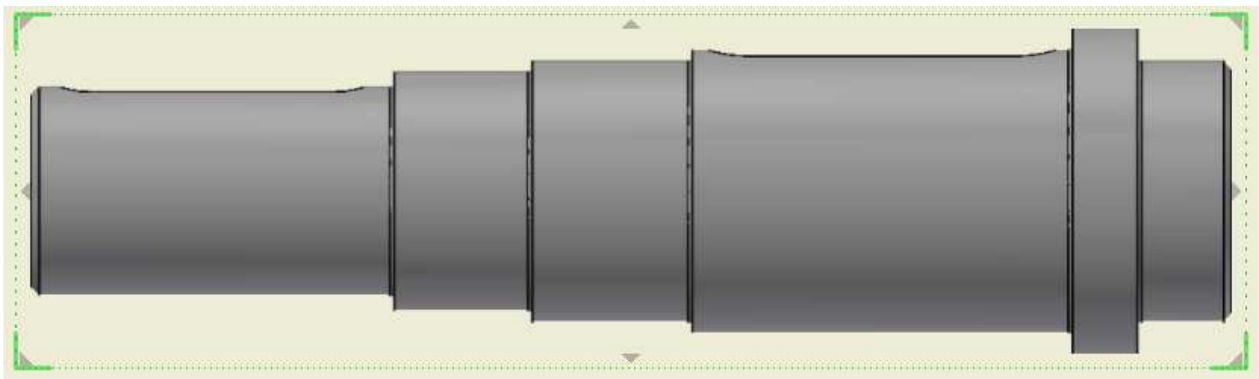
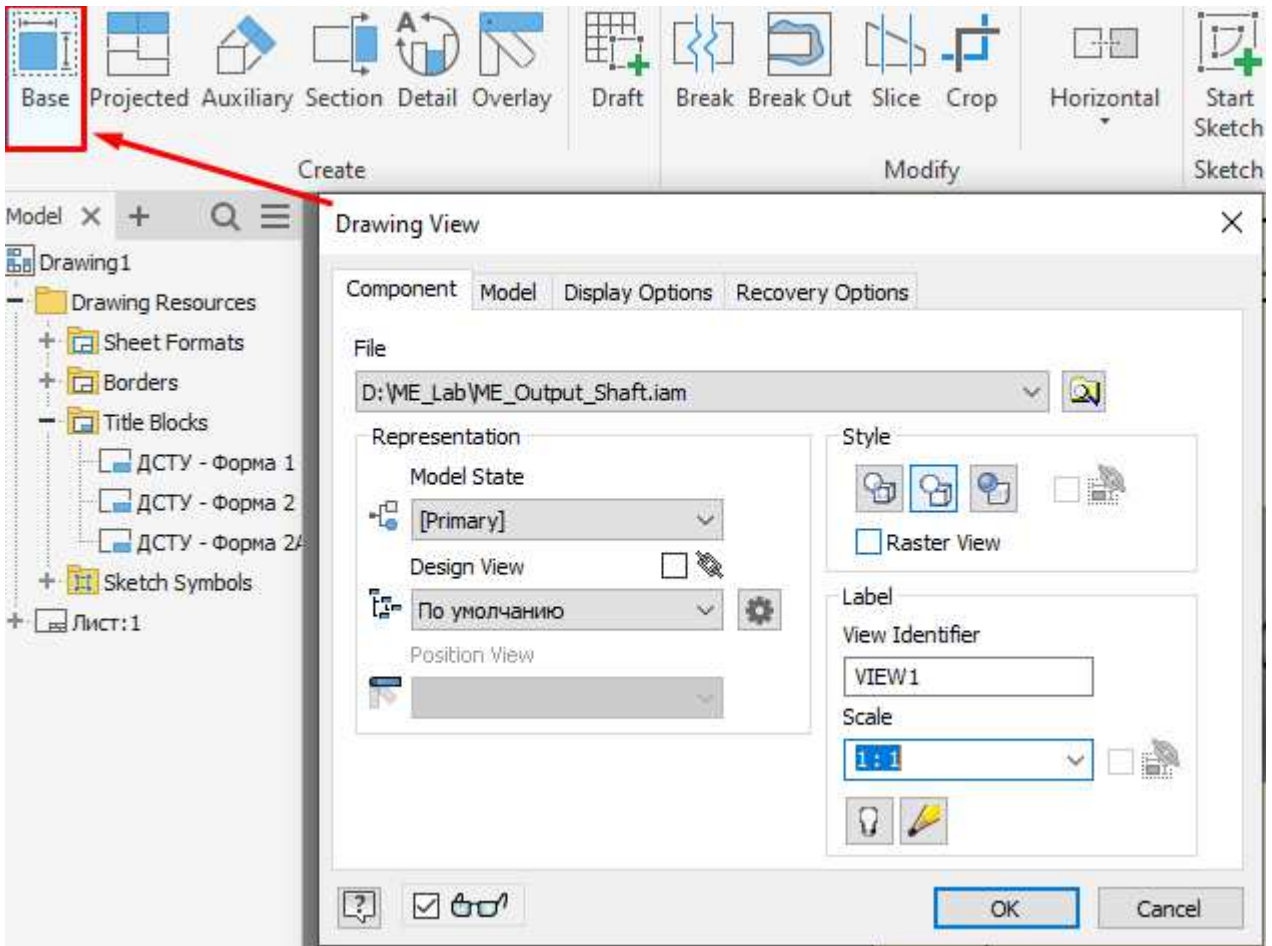
Робочі кресленики в Autodesk Inventor найбільш зручно оформлювати у файлах типу Inventor drawing (*.idw).

Рекомендується перед оформленням робочого кресленика деталі відкрити відповідний файл тривимірної моделі *.ipt.

Для роботи над креслеником необхідно створити новий файл *.idw (рекомендується використовувати таке ж саме ім'я файлу як і для 3D моделі деталі *.ipt).

У блоці "Create" (створення) стрічки "Place Views" (розмістити види) обираємо команду "Base" (вставка базового виду) і налаштовуємо параметри виду. Одне з основних налаштувань – вибір масштабу, що здійснюється відповідно до розмірів деталі та величини аркуша.

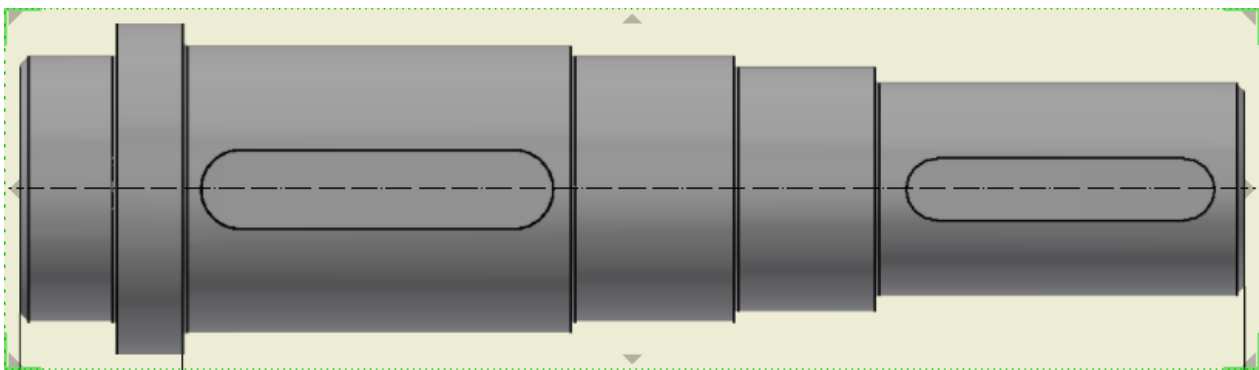




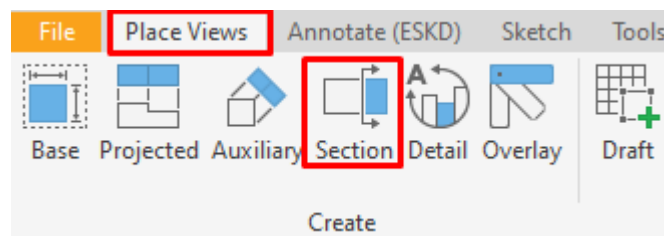
За допомогою видового куба налаштуємо потрібну орієнтацію деталі на полі кресленика.



Раніше розроблену модель потрібно на аркуші розмістити таким чином, щоб фронтальна проєкція давала найповніше уявлення про деталь. Осі обертання валів потрібно розміщувати горизонтально. Вал треба розміщувати так, як він буде розміщений при виготовленні (не обов'язково, як він встановлений у складанні). Рекомендується за потреби повернути тривимірну модель валу відносно осі обертання для зручного позначення шпонок або інших додаткових елементів (модель на рисунку повернуто на 90 градусів).



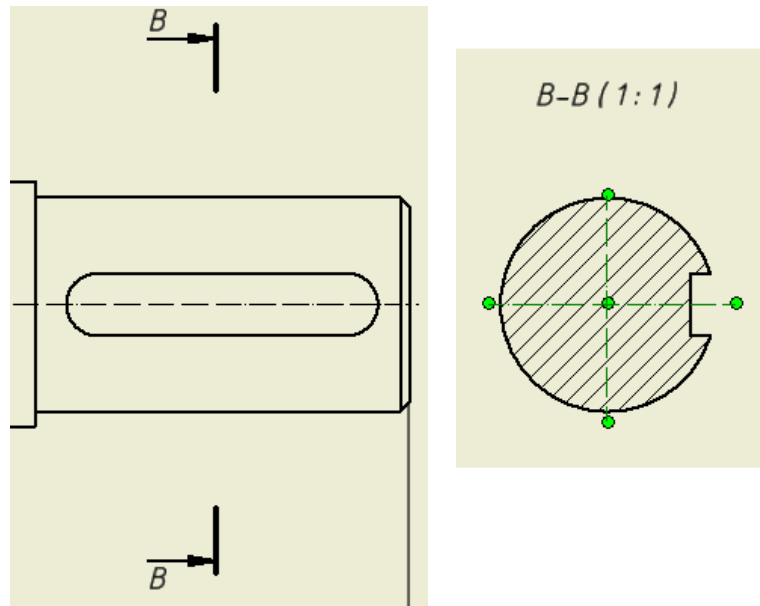
За потреби можна додати додаткові види, проєкції, а також перерізи ("Section").



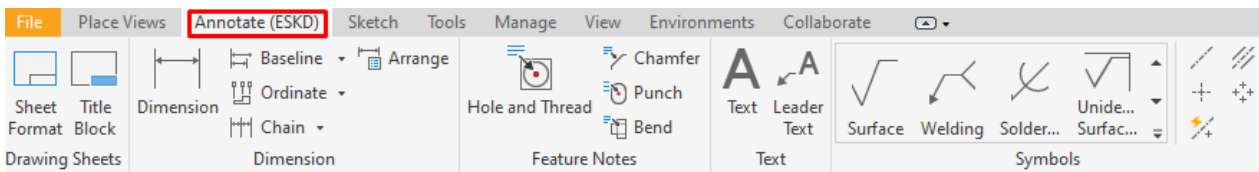
В нашому випадку вихідний вал має два шпонкових пази:

- в місці установки муфти (один з кінців валу);
- у місці установки зубчастого колеса (між опорами).

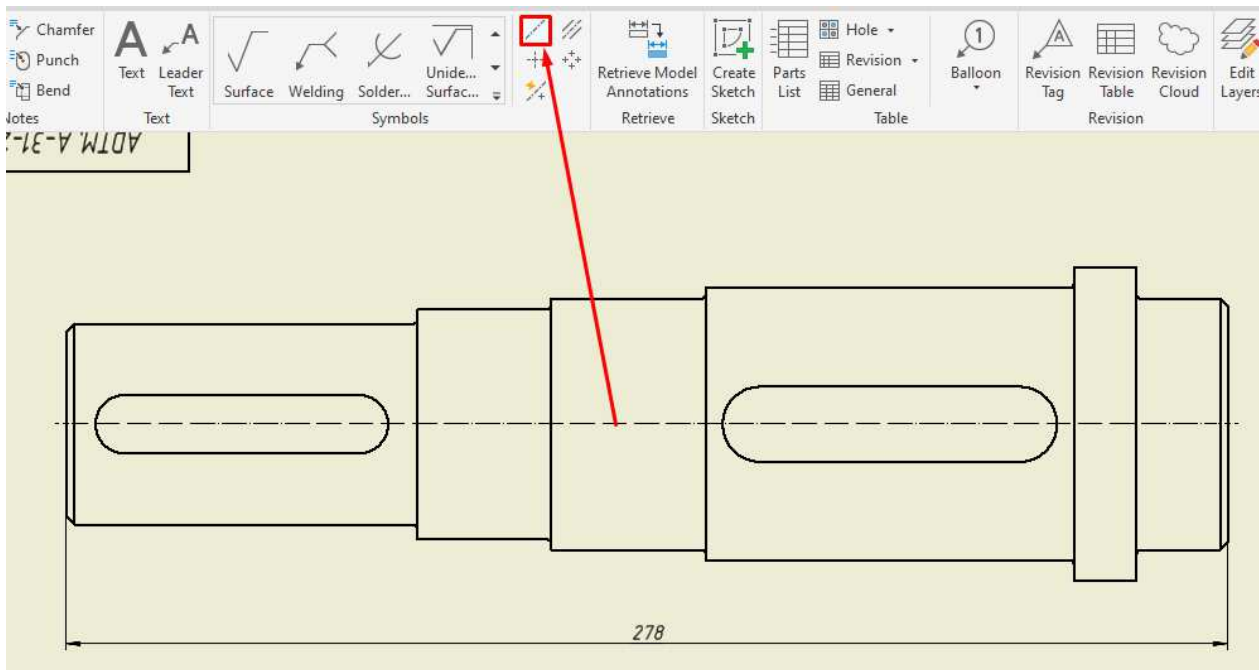
Тобто окрім базового виду треба додати два перерізи та на цих перерізах показати розміри шпонкового пазу.



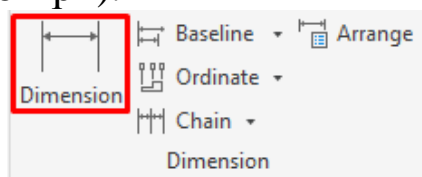
Подальше оформлення кресленика (постановка розмірів, шорсткості та інше) відбувається з використанням команд стрічки "Annotate".



Для позначення осової лінії використовується команда "Centerline".



Простановка розмірів здійснюється з використанням команд блоку "Dimension" (розміри).



Проставляємо всі розміри деталі.

Передбачається, що студентам зі спеціальних курсів вже відомі правила нанесення розмірів. Деякі з них наведено нижче.

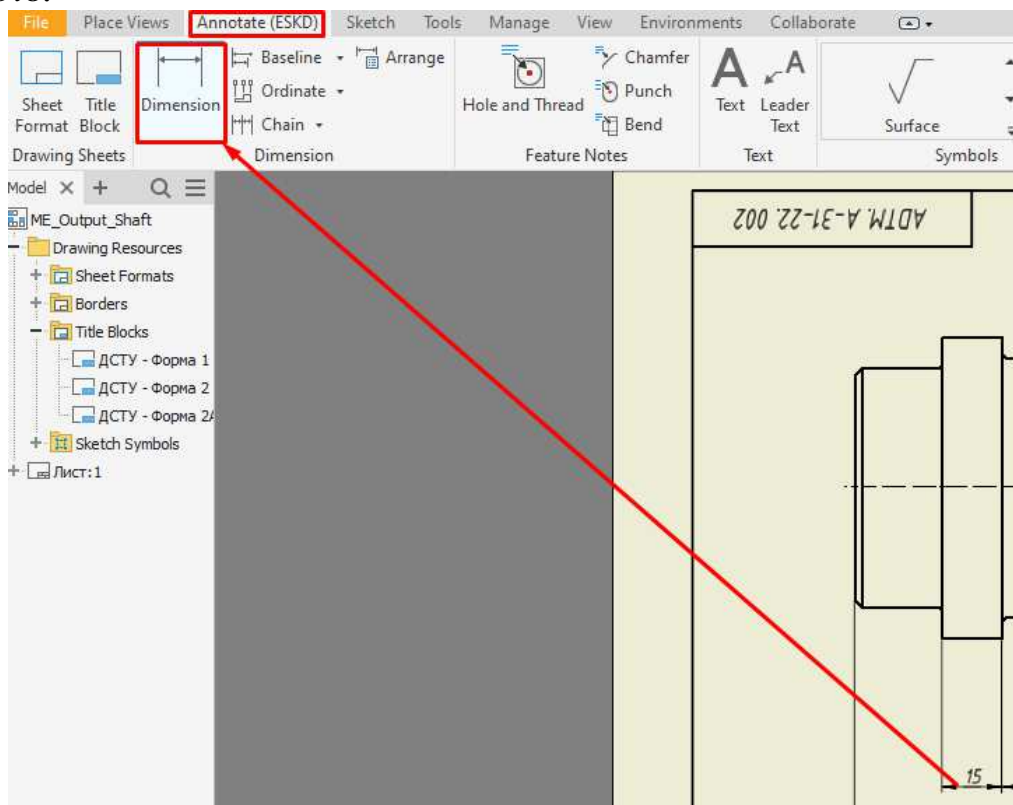
Повторення розмірів на різних зображеннях не допускається.

Розміри можна наносити одним з наступних способів:

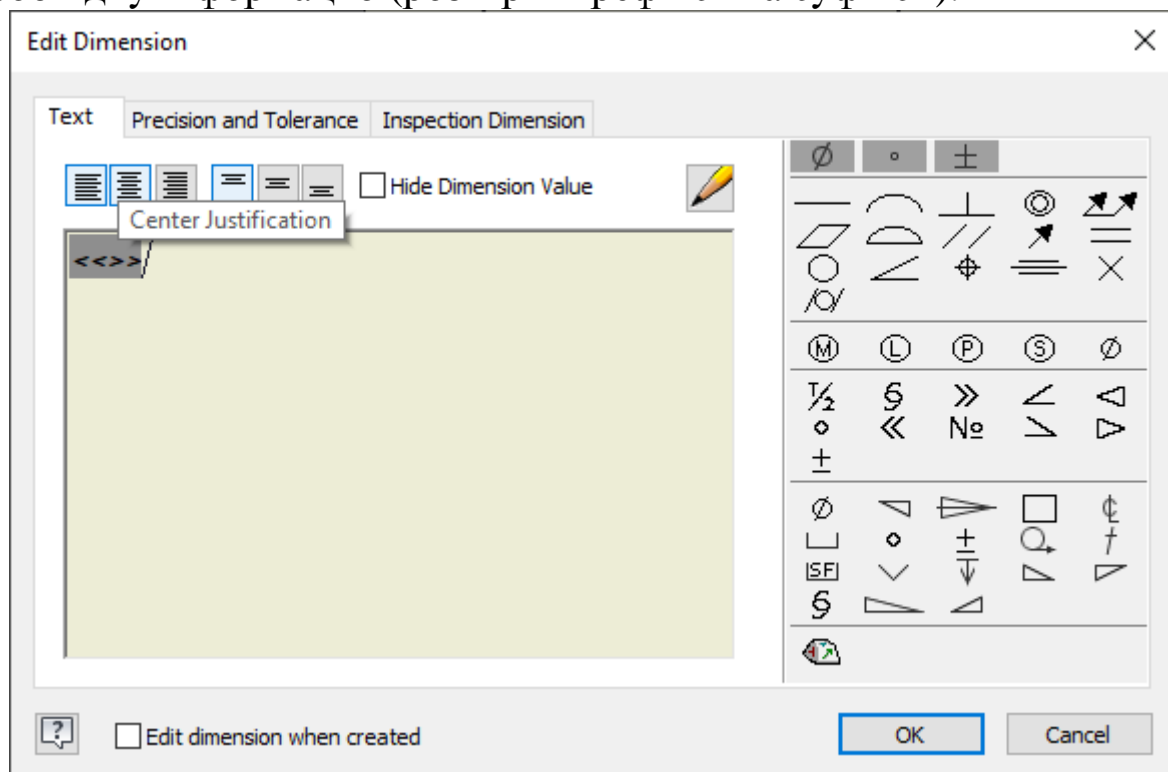
– ланцюжковим способом, що полягає в послідовному заданні розмірів між суміжними елементами ланцюжком (не рекомендується застосовувати цей спосіб без необхідності, оскільки це призводить до зниження точності / збільшення похибки при виготовленні);

– координатним способом, при якому всі розміри задаються відносно загальної бази;

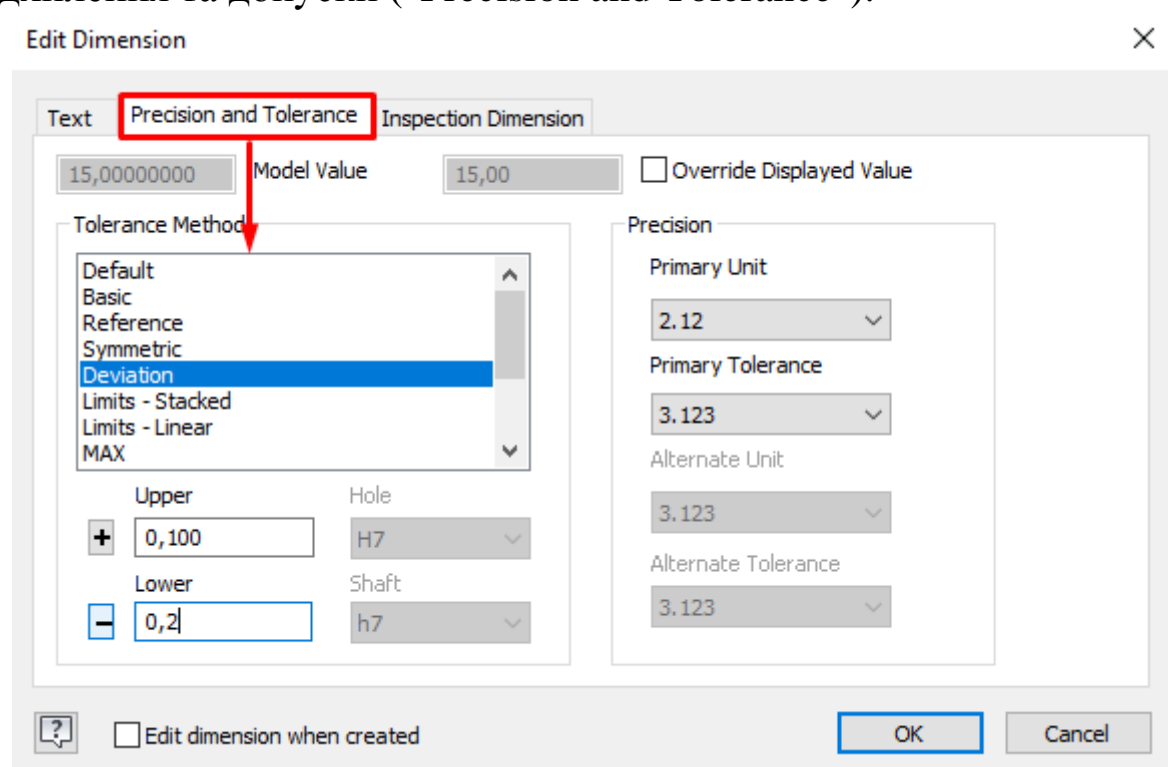
– комбінованим способом, що є поєднанням двох попередніх способів.



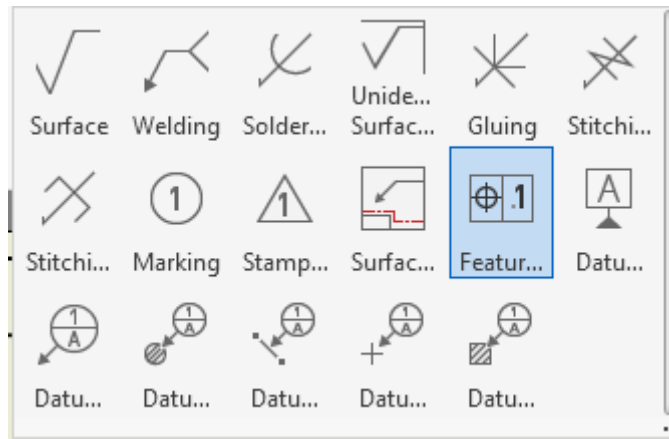
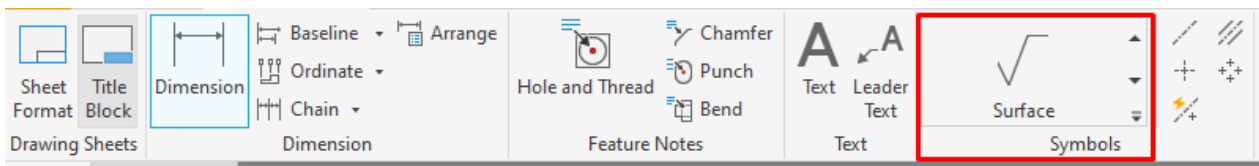
Встановлені розміри можна редагувати та додавати до них необхідну інформацію (розмірні префікси та суфікси).



Також в режимі редагування розмірів можна задавати точність, відхилення та допуски ("Precision and Tolerance").

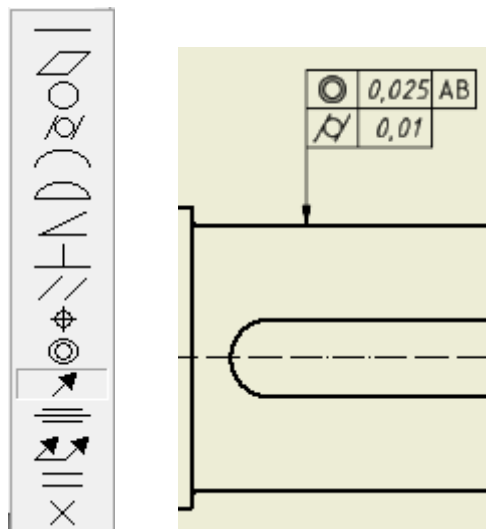


На стрічці "Annotate" є блок команд "Symbols" (символи).

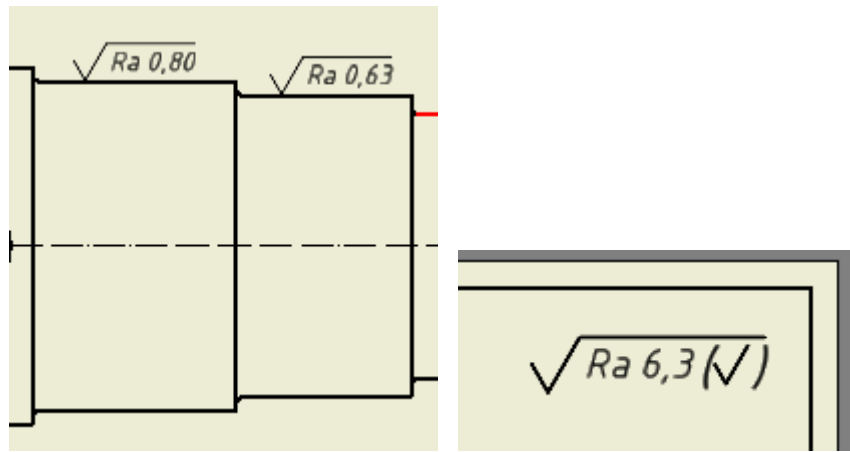


За допомогою команд цього блоку можна проставляти на кресленку:

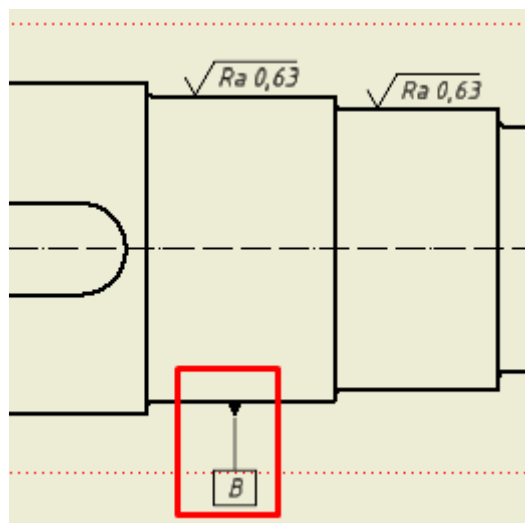
– допуски форми та розташування



– шорсткості поверхонь деталі

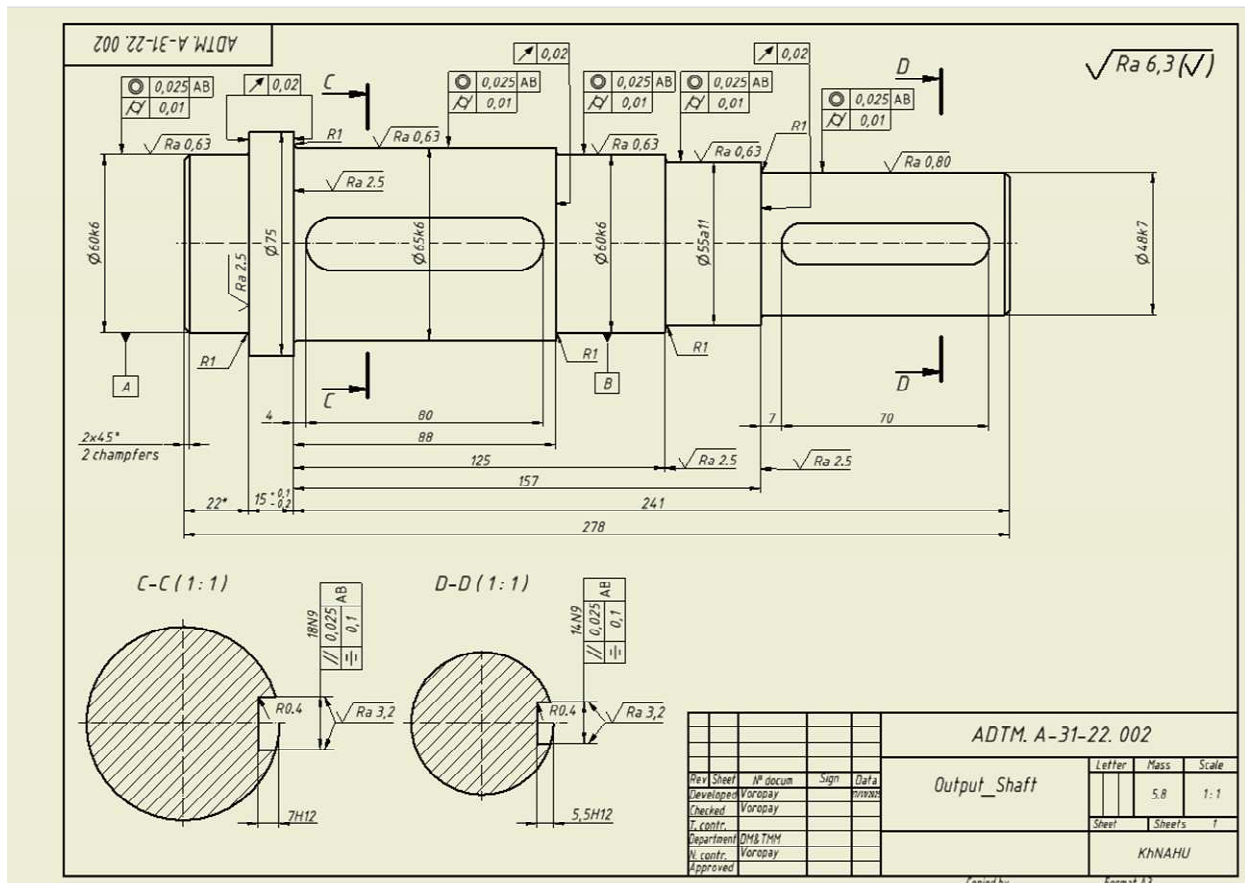


– розмірні бази



Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Скріншот робочого кресленика валу оформленого в середовищі Autodesk Inventor.



3. Відповісти на контрольні запитання (усно або письмово).

Контрольні запитання

1. Що повинен містити кресленик деталі?
2. Чи для всіх поверхонь на робочому кресленнику вказується шорсткість?
3. Перерахуйте допуски форми та розташування.
4. Як додавати необхідну інформацію до встановленого розміру (розмірні префікси та суфікси)?
5. В якому блоці стрічки можна проставити позначення шорсткості поверхонь деталі та розмірні бази?

Література

1. Autodesk 3D Design, Engineering & Construction Software [Online]. Available: <https://www.autodesk.com>.
2. ДСТУ ISO 6336–2: 2005 Розрахунок міцності активної поверхні зубців
3. ДСТУ ISO 6336–3: 2005 Розрахунок на міцність зубців при вигині
4. Бобошко О. А., Єгоров П. А. Деталі машин: конспект лекцій. Харків : ХНАДУ, 2022. 162 с.
5. Воропай О. В., Шарапата А. С. Технічна механіка: Конспект лекцій. Харків : ХНАДУ, 2022. 124 с.
6. Воропай О. В., Шарапата А. С., Єгоров П. А. Методичні вказівки до РГР, СРС і практичних занять для студентів денної та заочної форм навчання з дисципліни «Технічна механіка» з спеціальності 275.03 Транспортні технології (на автомобільному транспорті). Харків : ХНАДУ, 2022. 64 с.
7. Коряк О. О., Поваляєв С. І., Шарапата А. С. Деталі машин: конспект лекцій. Харків : ХНАДУ, 2022. 155 с.
8. Курмаз Л. В. (2010) Основи конструювання деталей машин. Навч. посібник. Харків : Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 248 с.
9. Момот Д. І., Шарапата А. С. Передачі зачепленням. Розрахунок на міцність. Харків : ХНАДУ, 2007, 183 с.
10. Перегон В. А., Воропай О. В., Коряк О. О., Поваляєв С. І. Синтез механізмів і динаміка машин: навчальний посібник. Х. : ФОП Бровін О.В., 2023. 164 с. ISBN 978-617-8238-36-0
11. Перегон В. А., Воропай О. В., Коряк О.О., Єгоров П. А. Важільні механізми, передачі та зачеплення: навчальний посібник. Х. : ФОП Бровін О.В., 2025. 188 с. ISBN 978-617-8238-90-2
12. Voropay A. V., Karpenko V. A., Koriak O. O., Povaliaiev S. I., Sharapata A. S. Theory of mechanisms and machines: Lecture notes Kharkiv National Automobile and Highway University. Kharkiv : KhNAHU, 2023. 95 p.
13. Voropay A., Koriak O., Bogdan D., Neskreba E. Optimization of key gear parameters to reduce weight. Automobile transport. Vol. 52.

2023. р. 32-40. (Автомобільний транспорт, Вип. 52. 2023) DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2023.52.0.04

14. Voropay A., Yehorov P. , Gnatenko G., Povaliayev S. & Sharapata A. (2022). OPTIMIZATION OF MACHINE PARTS MODELS FOR 3D PRINTING . International Journal of 3D Printing Technologies and Digital Industry, 6 (3), 511-520 . DOI: 10.46519/ij3dptdi.1187111.

15. Voropay A., Yehorov P., Koriak O., Sharapata A., Gnatenko G. Restoring the Functionality of Gears Using Rapid Prototyping. (2025) Lecture Notes in Networks and Systems, 1315 LNNS, pp. 173 - 183. DOI: 10.1007/978-3-031-85751-5_13 ISSN: 23673370, ISBN: 978-303185750-8

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИМ РОБІТ З КУРСУ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

для студентів напряму підготовки
G3 «Електрична інженерія»;
G9 «Прикладна механіка»;
G11 «Машинобудування»;
J8 «Автомобільний транспорт»

Укладачі: Воропай Олексій Валерійович
Богдан Дмитро Іванович
Єгоров Павло Анатолійович
Карпенко Володимир Олександрович
Шарапата Андрій Сергійович

Відповідальний за випуск О. В. Воропай

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *П. А. Єгоров*

План 20__, поз. ____.

Підписано до друку ____р. Формат 60(84 1/16. Папір газетний.

Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі

Розум. друк. арк. _____. Обл.-вид. арк. _____.

Зам. № _____. Тираж 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-мсп, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Тел. /факс: (057)700-38-72; 707-37-03, e-mail: tio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.