

**Міністерство освіти і науки України
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного**

**ДЕРЕЗА О. О., ВОДЯНИЦЬКИЙ І. О.,
МИХАЙЛЕНКО О. Ю.**

СУЧАСНІ МЕТОДИКИ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЄКТУВАННЯ ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Навчальний посібник



Запоріжжя 2025

УДК 621.8:004.94](075.8)

ДЗ6

*Рекомендовано Вченою радою
Таврійського державного агротехнологічного університету
імені Дмитра Моторного
(Протокол №5 від 26 грудня 2025 р.)*

Рецензенти:

Верещага В. М., доктор технічних наук, професор, професор кафедри математики і фізики Мелітопольського державного педагогічного університету імені Богдана Хмельницького

Самойчук К. О., доктор технічних наук, професор, зав. кафедри обладнання переробних і харчових виробництв імені професора Ф.Ю. Ялпачика Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

Шибрук В. І., заступник директора з технічних питань ТОВ «АРМ-ЕКО»

Дереза О. О.

ДЗ6 Сучасні методики комп'ютерного проектування вузлів і деталей машин: навчальний посібник / О. О. Дереза, І. О. Водяницький, О. Ю. Михайленко; ТДАТУ. – Запоріжжя, 2025. – 277 с.

ISBN

Навчальний посібник призначений для підготовки магістрів зі спеціальності G11 «Машинобудування», написаний відповідно до програми дисципліни «Сучасні методики комп'ютерного проектування вузлів і деталей машин». Викладені відомості про основні сучасні інженерні методики проектування, чисельні методи механіки, математики та моделювання, засоби їх реалізації у САД системах SolidWorks та Autodesk Inventor. Може бути корисний здобувачам технічних спеціальностей, інженерам, викладачам і науковцям, що займаються розробкою машин та механізмів.

© Дереза О. О.

© ТДАТУ, 2025

Зміст

ВСТУП	6
ОГЛЯД ПРОГРАМ САПР.....	7
1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ. ЗНАЙОМСТВО З ПРИКЛАДНИМИ ПАКЕТАМИ САПР ПІДСИСТЕМ ДВОВИМІРНОЇ (2D) ГРАФІКИ ТА 3D ТВЕРДОТІЛОГО (ОБ'ЄМНОГО) МОДЕЛЮВАННЯ	10
1.1 Знайомство із системою автоматизованого проектування	10
1.2 Знайомство з системою твердотілого 3D моделювання	13
1.3 Типи документів для проектування	17
1.4 Конструктивні елементи ступінчастих валів	18
1.5 Методика конструювання деталей	20
1.6 Розрахунок вала	27
1.7 Отримання робочого кресленника вала	30
ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 1.....	33
2. ПРОЄКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ.....	36
2.1 Основні параметри зубчастих коліс	36
2.2 Використання стандартів при розрахунку зубчастих передач	42
2.3 Проектування циліндричних зубчастих передач в SOLIDWORKS	43
2.4 Проектування коліс циліндричних зубчастих передач за допомогою генератора Spur Gears Component Generator	46
2.5 Вибір параметрів зубчастих зачеплень.....	52
2.6 Розміщення зубчастого колеса	54
2.7 Формування файлу з результатами розрахунків.....	56
2.8 Отримання робочого кресленника зубчастого колеса	57
ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 2.....	58
3. ПРОЄКТУВАННЯ КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ	61
3.1 Основні параметри конічних зубчастих коліс	61
3.2 Проектування конічних зубчастих передач в SOLIDWORKS.....	63
3.3 Проектування коліс конічних зубчастих передач за допомогою генератора Bevel Gears Component Generator	65
3.4 Вибір параметрів зубчастих зачеплень.....	68
3.5 Розміщення конічних зубчастих коліс	69
3.6 Формування файлу з результатами розрахунків.....	71
3.7 Отримання робочого кресленника конічного колеса	71
ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 3.....	72
4. ПРОЄКТУВАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ	75
4.1 Основні параметри черв'ячних передач	75
4.2 Проектування черв'яків і черв'ячних коліс	76

4.3	Проектування черв'ячного колеса з напресованим вінцем	78
4.4	Проектування черв'ячного колеса з привертненим вінцем	79
4.5	Проектування черв'ячних передач в SOLIDWORKS	79
4.6	Проектування черв'ячних передач за допомогою генератора проектування Worm Gears.....	82
4.7	Формування файлу з результатами розрахунків.....	86
4.8	Отримання робочого кресленника черв'ячного колеса.....	86
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 4.....	87
5. ПРОЄКТУВАННЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ		90
5.1	Основні параметри пасових передач.....	90
5.2	Проектування пасових передач в SOLIDWORKS	91
5.3	Проектування пасових передач за допомогою V-Belts Component Generator.....	92
5.4	Визначення геометричних параметрів пасових передач.....	99
5.5	Проектування шківів для пасової передачі	101
5.6	Отримання робочого кресленника шківа	104
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 5.....	105
6. ПРОЄКТУВАННЯ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ		108
6.1	Основні параметри ланцюгових передач	108
6.2	Проектування ланцюгових передач в SOLIDWORKS	108
6.3	Проектування ланцюгових передач за допомогою Roller Chains Generator	111
6.4	Визначення геометричних параметрів ланцюгових передач	112
6.5	Проектування зірочок ланцюгових передач.....	115
6.6	Отримання робочого кресленника зірочки	118
6.7	Обґрунтування необхідності виконання робочих креслеників.....	119
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 6.....	120
7. ПРОЄКТУВАННЯ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ		123
7.1	Способи проектування.....	123
7.2	Проектування болтових з'єднань	124
7.3	Проектування штифтових з'єднань	133
7.4	Проектування шпонкових і шліцьових з'єднань.....	141
7.5	Проектування кулачків	149
7.6	Проектування зварних з'єднань	150
7.7	Використання генератора рам Frame Generator.....	153
7.8	Механічні калькулятори допусків, посадок, підшипників ковзання	155
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 7.....	159
8. ПРОЄКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ОБСЛУГОВУЮТЬ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ.....		162
8.1	Вибір і розрахунок підшипників	162

8.2	Моделювання підшипникових вузлів у SOLIDWORKS	162
8.3	Вибір і розрахунок підшипників у середовищі Autodesk Inventor	163
8.4	Вставка ущільнювальних кілець	165
8.5	Проектування пружин	166
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 8.....	174
9.	СИСТЕМА МІЦНІСНОГО АНАЛІЗУ МОДЕЛЕЙ	177
9.1	Середовище аналізу напружень	177
9.2	Створення моделювання	178
9.3	Запуск моделювання.....	183
9.4	Відображення результатів	184
9.5	Імпорт файлів DXF, OBJ, STL, IDF, а також файлів DWF	186
	ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 9.....	189
	ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ.....	192
	Проектування ступінчастих валів	192
	Проектування циліндричної зубчастої передачі	203
	Проектування конічної зубчастої передачі.....	214
	Проектування черв'ячної передачі	222
	Проектування пасової передачі.....	231
	Проектування ланцюгової передачі.....	240
	Проектування болтових з'єднань.....	248
	Проектування шпонкових та шліцьових з'єднань	253
	Проектування пружин	260
	Проектування балочних елементів конструкцій	267
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	275

Вступ

Предмет навчальної дисципліни «Сучасні методи комп'ютерного проектування вузлів і деталей машин» спрямований на формування у здобувачів освіти знань і навичок, необхідних для раціонального проектування та конструювання машин, механізмів і технічного обладнання із застосуванням сучасних комп'ютерних технологій.

У межах дисципліни розглядаються основні принципи та етапи проектування, методи побудови тривимірних моделей деталей і вузлів, аналіз напружено-деформованого стану конструкцій, а також методики визначення допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності за допомогою комп'ютерних програм. Знання з сучасних інформаційних технологій допомагає у розв'язанні задач із раціонального проектування приводів обертового руху, розрахунку механічних передач, виконання міцносного аналізу елементів конструкцій.

Дисципліна формує комплексне уявлення про сучасні методи інженерного аналізу, моделювання та оптимізації конструкцій, що забезпечує підготовку висококваліфікованих фахівців, здатних ефективно використовувати сучасне програмне забезпечення для розв'язання прикладних задач машинобудування.

Метою курсу є набуття студентами компетентностей у галузі використання систем автоматизованого проектування (САПР), методів інженерного аналізу та комп'ютерного моделювання, що дозволяє скоротити терміни розроблення нових виробів і документації, підвищити їхню якість і надійність.

Видання призначено для допомоги здобувачам у самостійному вивченні навчальної дисципліни, в інформаційному та методичному забезпеченні курсу, в набутті навичок застосування прикладних програм САПР в навчальній та науково-технічній практиці. Посібник може використовуватись для самостійної роботи та дистанційного навчання.

Огляд програм САПР

Системи автоматизованого проєктування (САПР) одержали широке поширення завдяки тому, що дозволяють проєктувати технологічні процеси з меншими витратами часу та засобів, зі збільшенням точності спроектованих процесів і програм обробки. Вони допомагають інженерам і дизайнерам створювати, аналізувати та документувати продукти та процеси більш ефективно. Результатом автоматизації технологічного процесу проєктування виробу є комплект проєктно-конструкторської документації, достатньої для виготовлення та подальшої експлуатації об'єкта проєктування.

Існує широке коло програм, які дозволяють створювати різні види комп'ютерних знакових моделей: текстові процесори, редактори формул, електронні таблиці, системи управління в базах даних, професійні системи проєктування, а також різні середовища програмування.

Системи автоматизованого проєктування поділяються на кілька основних типів, залежно від їхніх функцій та галузі застосування. Деякі з них зосереджені на створенні креслень і моделей, інші – на аналізі та підготовці до виробництва. Вони можуть працювати у двовимірному (2D) або тривимірному (3D) середовищі, бути орієнтованими на інженерію, будівництво чи електроніку.

Основні програми САПР:

AutoCAD (Autodesk)

- Призначення: Створення 2D- та 3D-креслень.
- Особливості: Велика бібліотека шаблонів, точне креслення, підтримка скриптів і плагінів.
- Сфера застосування: Будівництво, архітектура, машинобудування.

SolidWorks (Dassault Systèmes)

- Призначення: 3D-моделювання механічних виробів.
- Особливості: Параметричне моделювання, інтеграція з аналізом міцності та руху.
- Сфера застосування: Машинобудування, приладобудування.

Autodesk Inventor

- Призначення: 3D-проєктування механізмів і збірок.
- Особливості: Генерація креслень, аналіз механізмів, інтеграція з САМ-системами.
- Сфера застосування: Виробництво, розробка обладнання.

CATIA (Dassault Systèmes)

- Призначення: Розробка складних виробів, поверхонь, аерокосмічних і автомобільних деталей.
- Особливості: Потужний модуль аналізу поверхонь і збірок.
- Сфера застосування: Авіабудування, автомобілебудування.

PTC Creo (раніше Pro/ENGINEER)

- Призначення: Параметричне 3D-моделювання.
- Особливості: Сильна інтеграція з PLM-системами.
- Сфера застосування: Промислове проєктування, виробництво.

Fusion 360 (Autodesk)

- Призначення: Інтегроване CAD/CAM/CAE середовище.

- Особливості: Хмарне зберігання, командна робота, симуляції.
- Сфера застосування: Прототипування, дизайн, дрібносерійне виробництво.

T-FLEX CAD

- Призначення: Параметричне моделювання.
- Особливості: Повна підтримка параметричних залежностей, інтеграція з ERP/PDM.
- Сфера застосування: Машинобудування, приладобудування.

Для роботи або навчання має важливе значення яка програма САПР використовується, особливо на етапі освоєння інженерного проектування. Вибір конкретного програмного забезпечення залежить від галузі, складності завдань і бюджету підприємства.

Опанування однієї САПР дозволяє глибше розуміти всі інструменти, ефективніше користуватися розширеними функціями, створювати більш складні й якісні проекти. Простіше організувати навчальний процес і заощадити кошти на придбання та підтримку продуктів.

Маючи один формат вихідної документації, команда уникає проблем із сумісністю, що дозволяє зосередитися на якості, ефективності та стабільності роботи. Це оптимальний шлях для професійного зростання, впорядкування проектної діяльності та економії ресурсів.

Autodesk Inc. – одна з провідних компаній у сфері розробки програмного забезпечення для систем автоматизованого проектування (САПР), медіа, анімації, будівництва та інженерії.

Більшість програм мають зручний і логічно організований інтерфейс, що спрощує навчання для новачків та пришвидшує роботу досвідчених користувачів, легко взаємодіють між собою. Програми відповідають міжнародним та регіональним стандартам (ISO, ANSI, ГОСТ, ДСТУ), що важливо для технічної документації.

Серед найбільш популярних програм сьогодні провідне місце займають **AutoCAD**, **SolidWorks** і **Autodesk Inventor**, кожна з яких має власну сферу призначення та специфіку використання.

AutoCAD призначена насамперед для створення 2D креслень, схем та технічної документації в архітектурі, будівництві з обмеженими можливостями аналізу. Це універсальний інструмент для графічного проектування, переважно з 2D-векторною графікою. Створення складних 3D-деталей та збірок є незручним і трудомістким.

SolidWorks більш доцільно використовувати для твердотільного 3D-моделювання та інженерного аналізу; орієнтований на машинобудування і промисловий дизайн. Він вважається одним із найбільш зручних та інтуїтивно зрозумілих для новачків у 3D-моделюванні. Має велику кількість додатків, плагінів, завдяки чому має велику популярність у користувачів.

Autodesk Inventor оптимізована для механічного проектування й симуляцій завдяки параметричності, точності у розрахунках, наявності спеціалізованих генераторів. Виконує задачі проектування і аналізу машин, валів, передач, підшипників. Добре оптимізований для керування великими та складними складальними одиницями. Autodesk Inventor більш ефективна для

комплексного машинобудівного проектування, розрахунків передач і рамних конструкцій.

Оскільки багато конструкторських відділів, особливо в Україні, досі активно використовують AutoCAD для 2D-креслень, Inventor забезпечує пряму інтеграцію DWG, дозволяючи використовувати 2D-дані як основу для 3D-моделей без втрати даних та необхідності складної конвертації.

Для опанування навчальної дисципліни «Сучасні методи комп'ютерного проектування вузлів і деталей машин», яка зосереджена на інженерних розрахунках, автоматизації проектування типових вузлів та цифровому прототипуванні, Autodesk Inventor пропонує більш комплексний та спеціалізований інструментарій, що безпосередньо відображає сучасні промислові практики у машинобудуванні.

1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ. ЗНАЙОМСТВО З ПРИКЛАДНИМИ ПАКЕТАМИ САПР ПІДСИСТЕМ ДВОВИМІРНОЇ (2D) ГРАФІКИ ТА 3D ТВЕРДОТІЛОГО (ОБ'ЄМНОГО) МОДЕЛЮВАННЯ

1.1 Знайомство із системою автоматизованого проєктування

Система автоматизованого проєктування – це програмне середовище, призначене для створення, редагування, аналізу та оптимізації технічної документації та 3D-моделей виробів. Вона забезпечує інженерів і конструкторів зручними інструментами для розроблення креслень, моделювання деталей, складання вузлів, перевірки їхньої працездатності та підготовки креслеників.

Під час знайомства із системою проєктування користувач отримує уявлення про інтерфейс програми, опановує основні функції (створення ескізів, побудова тривимірних моделей, виконання операцій редагування, вимірювань і перевірки геометрії), встановлює взаємозв'язки між деталями, складальними одиницями та кресленнями. Інструменти візуалізації та анімації, які дозволяють оцінити вигляд і рух механізмів до їхнього виготовлення.

Основна мета використання САПР – підвищення ефективності проєктування, скорочення часу розробки й забезпечення високої точності технічних рішень. Проєктування механічних передач, з'єднань тощо потребують значного часу на розрахунок і створення креслеників. Результатом роботи з прикладними програмами є комплект проєктно-конструкторської документації, достатньої для виготовлення та подальшої експлуатації об'єкта проєктування. Будь-яка програма, що працює з комп'ютерною графікою, так само як і будь-який додаток використовуваний в інженерних розрахунках, відноситься до систем автоматизованого проєктування [3].

Система SolidWorks забезпечує повний цикл розробки механічних виробів – від створення ескізу до аналізу та підготовки виробництва. Одним із важливих напрямів її використання є розрахунок і моделювання механічних передач. SolidWorks дозволяє не лише створювати геометричні моделі зубчастих, ланцюгових чи пасових передач, а й виконувати їх кінематичний і міцнісний аналіз. Design Library містить типові елементи передач (зубчасті колеса, шківни, зірочки, ланцюги тощо), є можливість параметричних налаштувань стандартних деталей з бібліотеки Toolbox (рис. 1.1).

Для автоматизованого розрахунку параметрів передач слугує модуль Power Transmission, модулі для кінематичного та динамічного аналізу – SolidWorks Motion / Simulation. Після автоматичного створення моделей елементів розрахованих передач їх можна вставити у збірку.

Інженер-конструктор розробляє конструкторську документації нових конструкцій машин, механізмів, деталей. Виконувати модернізацією існуючих виробів із метою підвищення надійності, економічності та зручності в експлуатації неможливо без розрахунків міцності. Проєктування - трудомісткий процес, який потребує знання механіки, опору матеріалів, машинознавства, володіння методами інженерного аналізу.

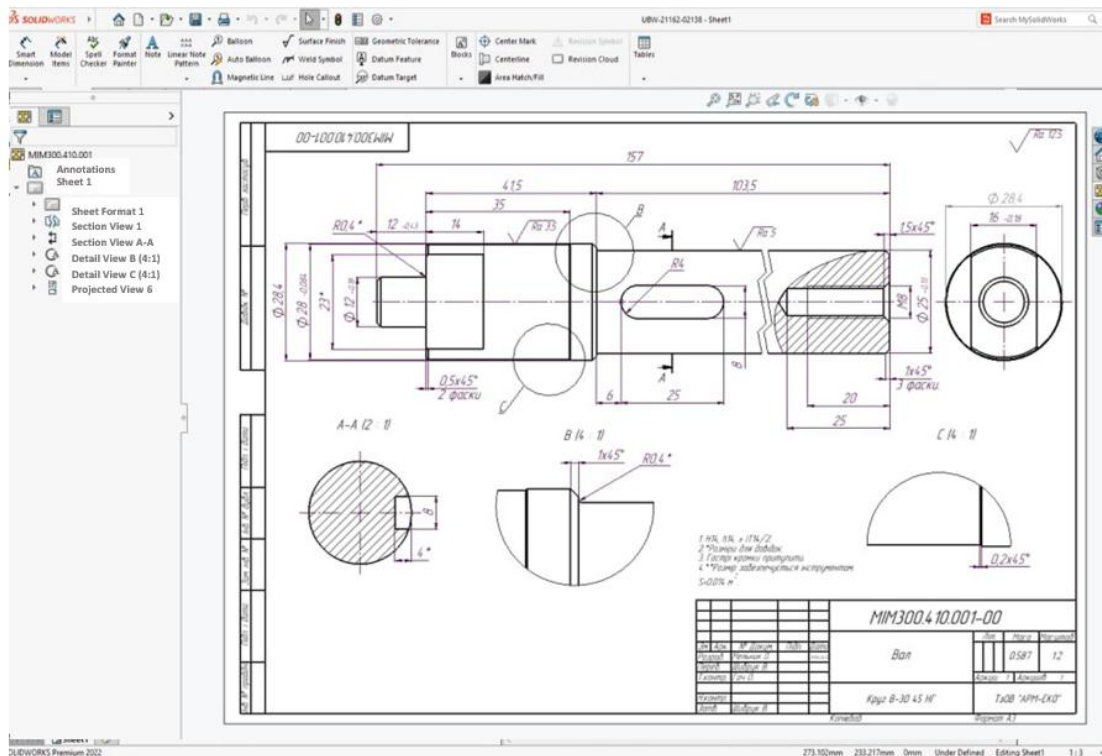


Рис. 1.1. Приклад кресленника в SolidWorks

Система [AutoCAD](#) та її спеціалізовані додатки знайшли широке застосування в машинобудуванні. Поточна версія програми включає в себе повний набір інструментів для комплексного тривимірного моделювання (підтримується твердотіле, поверхневе й полігональне моделювання). AutoCAD дозволяє отримати високоякісну візуалізацію моделей. Також у програмі реалізовано управління тривимірним друкком. До складу AutoCAD включена програма Inventor Fusion, яка реалізує технологію прямого моделювання. AutoCAD WS – безкоштовний інтернет-додаток на базі хмарних обчислень, а також програма для пристроїв на ОС й OS (iPad, iPhone), що дозволяє переглядати й редагувати файли формату DWG, завантажені в онлайн-сховище AutoCAD WS Onlineworkspace, при цьому набір інструментів для редагування досить обмежений. Слід зазначити, що відсутність тривимірної параметризації не дозволяє AutoCAD безпосередньо конкурувати з машинобудівними САПР середнього класу, такими як Inventor, SolidWorks та іншими. Хоча всі три системи належать до програм автоматизованого проектування, AutoCAD має низку особливостей, що роблять його зручним для певних видів робіт.

AutoCAD ідеально підходить для швидкого створення 2D-креслень та схем, що є основою технічної документації. У ньому легше виконувати точне креслення з великою кількістю умовних позначень, розмірів і текстових елементів. Інтерфейс AutoCAD оптимізований саме для креслярських робіт, тоді як Inventor і SolidWorks орієнтовані на моделювання 3D-об'єктів (рис. 1.2).

AutoCAD найкраще підходить для класичного 2D-креслення та документування, коли немає потреби у 3D-моделюванні, SolidWorks має ширші можливості для інженерного аналізу (CAE) і підготовки виробничої документації, Inventor ефективний для створення асоціативних креслень на

основі тривимірних моделей і забезпечує повну відповідність між моделлю та кресленням.

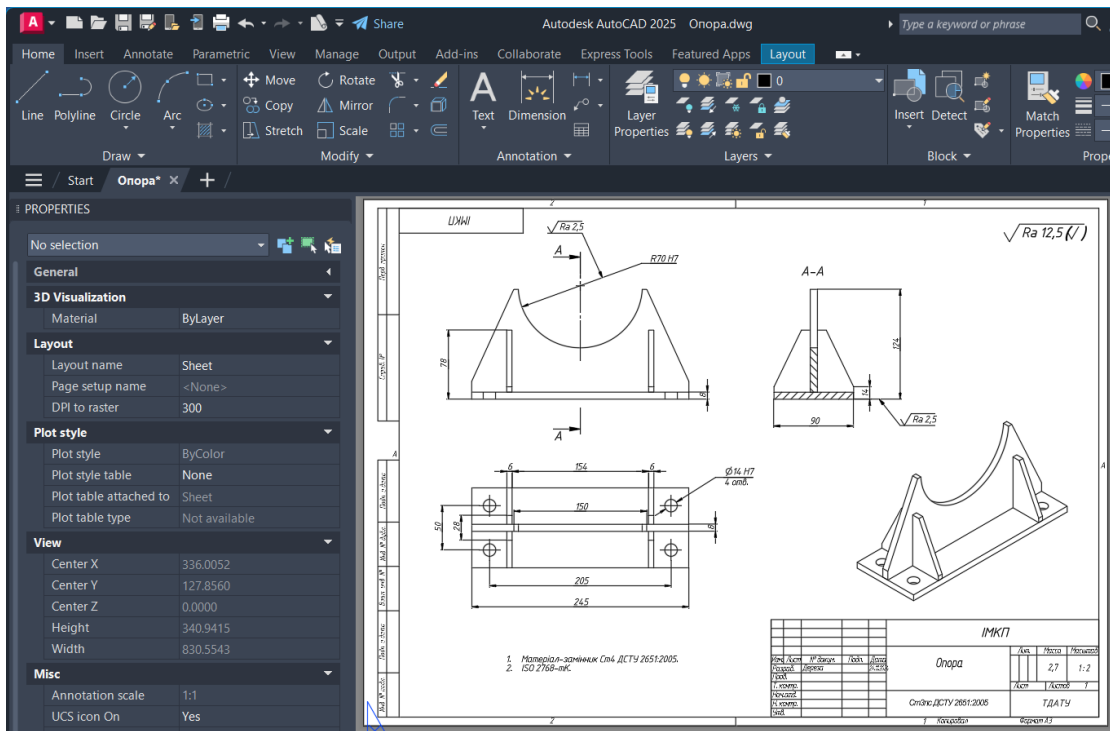


Рис. 1.2. Приклад 2D-кресленика в AutoCAD

Креслення генерується безпосередньо з тривимірної моделі деталі або збірки. Основні вигляди (фронтальний, зверху, збоку, ізометричний) створюються автоматично, без необхідності ручного креслення (рис. 1.3).

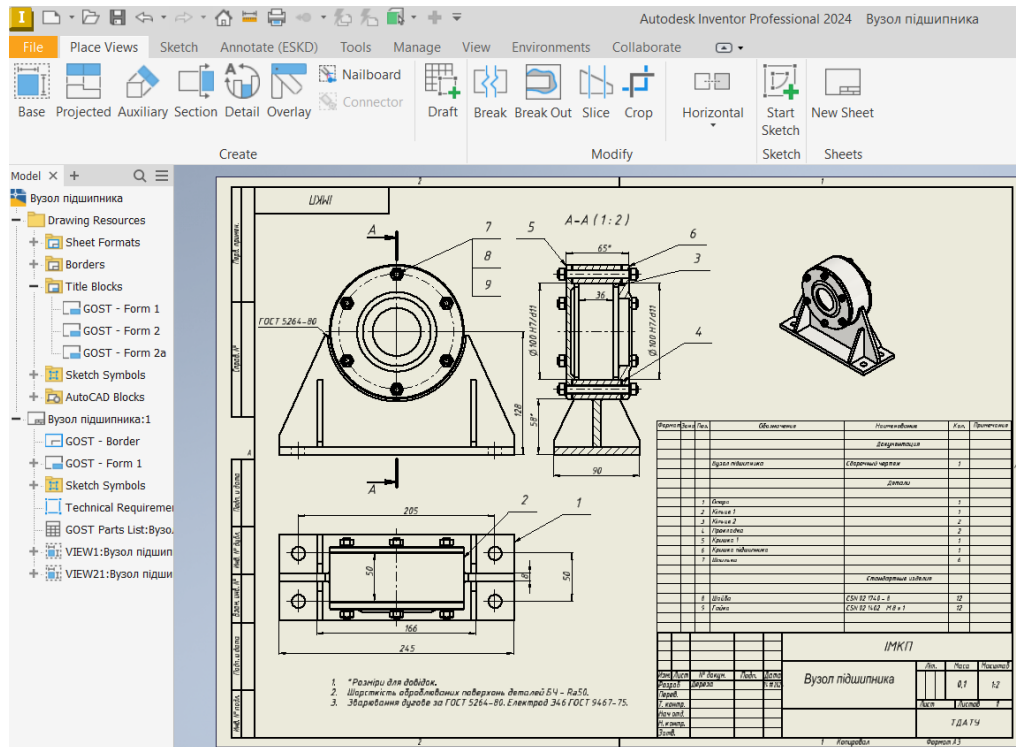


Рис. 1.3. Приклад 2D-кресленика в Inventor

Розміри, розрізи, осі симетрії, позначення отворів, шорсткості та інші елементи формуються з геометрії моделі, тому виключаються людські помилки. При внесенні змін у модель не потрібно переробляти креслення – система автоматично оновлює усі вигляди, розміри та специфікації. Це значно скорочує час на внесення змін і зменшує ймовірність неузгодженостей. Завдяки автоматизації побудови видів, оновленню розмірів і зв'язку з моделлю створення креслень у Inventor відбувається у кілька разів швидше, ніж у традиційних 2D-САПР.

Система Autodesk Inventor належить до сучасних 3D-CAD середовищ, у яких креслення формуються на основі тривимірної моделі. Це забезпечує високу точність, зручність і автоматизацію при підготовці конструкторської документації. Синтез 3D-моделей можливий видавлюванням, обертанням, по перетинах, по траєкторіях. Із 3D-моделі можна отримати 2D-креслення та специфікації матеріалів.

Підтримується колективна робота над проектом, в тому числі в межах однієї й тієї ж зборки. Передбачена автоматична перевірка кінематики, розмірів деталі з урахуванням положення сусідніх деталей у зборці. Зручність роботи конструкторів обумовлена тим, що асоціативні зв'язки задаються не шляхом опису операцій із параметрами і рівнянь, а безпосередньо визначенням форми і положення компонентів.

У сполученні із програмами Inventor і Solid Edge можна використовувати програму кінцево-елементного аналізу Cosmos/DesignSTAR, за допомогою якої проводять аналіз деформованого стану деталей, стаціонарних і нестаціонарних теплових процесів, динаміки рідин і газів, низькочастотних електромагнітних полів, визначають власні частоти коливання конструкцій.

Опанування систем проектування є важливою складовою підготовки сучасного інженера. Знання принципів роботи в САД-середовищі формує вміння швидко переходити від ідеї до реального виробу, розвиває просторове мислення та сприяє підвищенню якості проектних рішень.

1.2 Знайомство з системою твердотілого 3D моделювання

Програма AutoCAD орієнтувалася на 2D-креслення, однак сучасні версії мають повноцінні засоби твердотілого 3D-моделювання, що дозволяють створювати просторові об'єкти, аналізувати їхню форму, об'єм і взаємне розташування. Застосовується у машинобудуванні, архітектурі, будівництві, електротехніці та багатьох інших технічних галузях завдяки своїй універсальності та високій точності.

Твердотіле 3D-моделювання в AutoCAD ґрунтується на створенні об'ємних геометричних тіл та їх комбінуванні з використанням операцій булевої алгебри (об'єднання, віднімання, перетин).

Попри значні можливості, AutoCAD має певні обмеження порівняно з спеціалізованими 3D-САПР. Відсутність повної параметризації (зміни в моделі не завжди автоматично оновлюються), менше інструментів для аналітичних розрахунків і симуляцій. В програмі немає вбудованої бібліотеки стандартних виробів, але є різні способи отримати необхідні елементи: можна

використовувати готові блоки, завантажувати їх з онлайн-бібліотек або створювати власні. AutoCAD підтримує кілька типів бібліотек, що використовуються в різних видах проєктів.

У базовій версії AutoCAD (без Mechanical) більшість розрахунків потрібно виконувати вручну, також відсутні засоби для кінематичного аналізу або перевірки навантаження. AutoCAD є основою для переходу до більш спеціалізованих систем, таких як SolidWorks, Inventor або Fusion 360.

У SolidWorks застосовується параметричне твердотіле моделювання, тобто форма деталі визначається набором параметрів (розмірів, залежностей, геометричних обмежень). Будь-яка зміна параметра призводить до автоматичного оновлення всієї моделі, креслень і збірок.

Моделювання описується математично, що забезпечує коректні розрахунки об'єму, маси, площі поверхні. Система автоматично контролює стикування, співвісність, зазори та можливість руху механізмів, що перевіряє правильність збірки. Має велику бібліотеку стандартних компонентів (болти, підшипники, шпонки тощо), чого бракує у системі AutoCAD.

Завдяки зв'язку 3D-моделі з кресленнями і специфікаціями майбутній інженер-конструктор опановує повний цикл розроблення виробу – від задуму до випуску документації.

SolidWorks є одним із провідних інструментів сучасного інженера-конструктора. Його твердотіле моделювання, автоматизація креслень та інтеграція з аналітичними модулями дозволяють суттєво скоротити час проєктування, підвищити точність і якість технічної документації.

У системі Inventor використовується параметричний підхід до моделювання, при якому усі елементи моделі мають числові або геометричні параметри, пов'язані між собою логічними залежностями. Ця програма від компанії Autodesk призначена для проєктування та моделювання механічних компонентів і виробів.

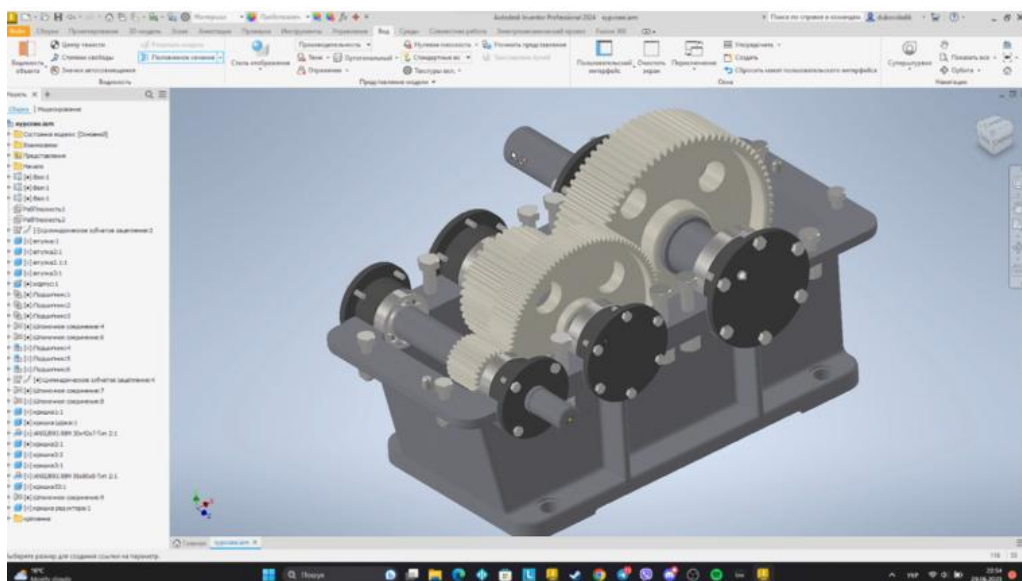


Рис. 1.4. Приклад 3D-моделювання в Inventor

Програмне забезпечення пропонує інструменти для моделювання як окремих деталей, так і великих складних збірок, що робить його придатним для машинобудування та промислового проектування.

Autodesk Inventor включає широкий спектр професійних інструментів для проектування: має параметричне і пряме моделювання, бібліотеки стандартних деталей (підшипники, кріпильні елементи, шпонки). Для проведення розрахунків механічних передач, підшипників, пружних елементів призначені генератори механічних вузлів.

Інтегрований модуль розрахунків FEA (Finite Element Analysis) дає змогу виконувати аналіз напружень і деформацій. Висока точність і відповідність стандартам з підтримкою ГОСТ, ISO, DIN й автоматизація розрахунків за вбудованими інженерними калькуляторами роблять Inventor потужним інструментом сучасного інженера, який поєднує засоби моделювання, розрахунку та документування в єдиному середовищі.

Саме для підтримки процесів проектування, виконання розрахунків і підготовки креслень створено генератор і калькулятор «Майстер проектування» Autodesk Inventor, призначення якого – прискорити ці етапи, зробити роботу зручнішою та забезпечити конструкторам можливість швидко вносити зміни до вже розроблених конструкцій.

Інтерфейс програми Autodesk Inventor побудований подібно до інших продуктів Autodesk, його вигляд залежить від активного середовища (рис. 1.5).

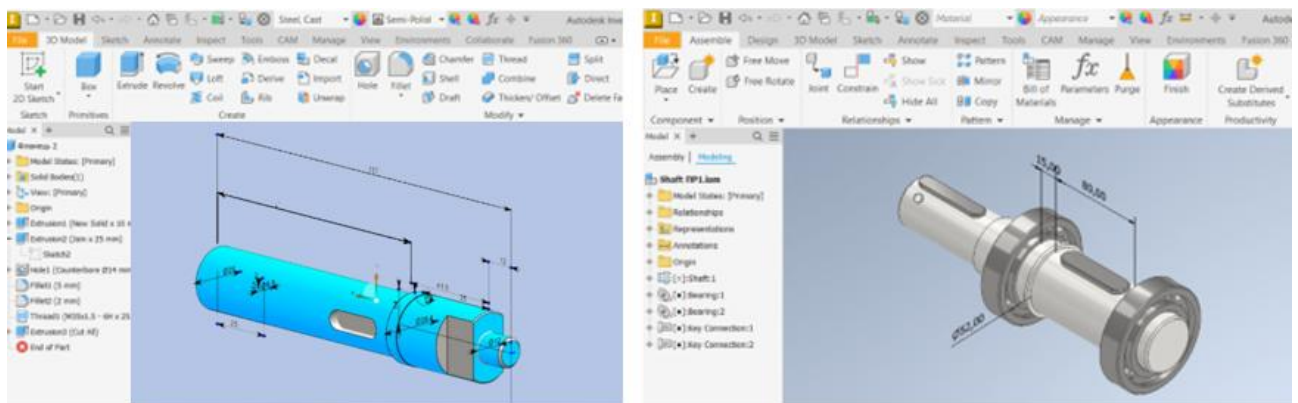


Рис. 1.5. Інтерфейс середовища деталі й збірки Autodesk Inventor

Autodesk Inventor містить кілька спеціалізованих середовищ, між якими користувач може переходити в межах одного проекту.

Початок створення **деталі** в середовищі **Autodesk Inventor** – це базовий етап, з якого починається будь-яке тривимірне моделювання. Після запуску програми у стартовому вікні Autodesk Inventor вибирається метричний шаблон і команда створення деталі **Create** → **Part**. Відкривається середовище моделювання деталі **Part Environment** (рис. 1.6).

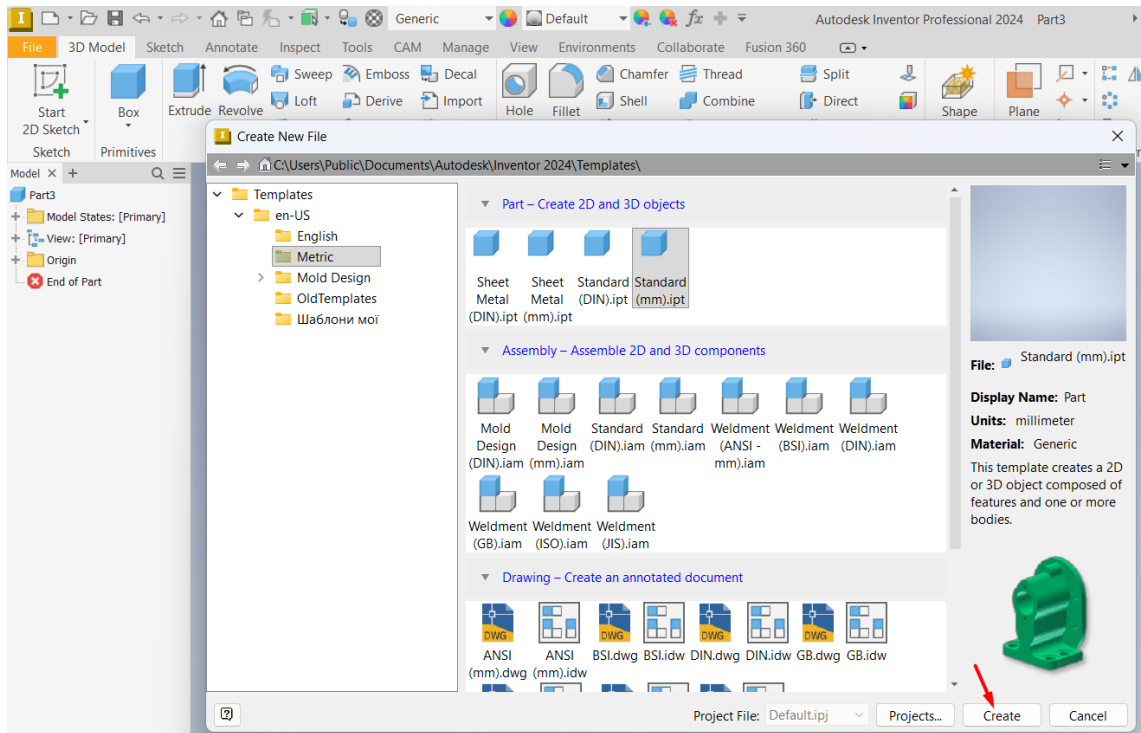


Рис. 1.6. Створення деталі

У вікні з'являються основні області:

- **Ribbon** – стрічка, що містить вкладки з командами (3D Model, Sketch, Inspect тощо).
- **Browser** – дерево побудови моделі ліворуч, де відображаються всі операції.
- **Graphics Window** – основна робоча зона, де створюється модель.
- **Navigation Bar** – засоби навігації: обертання, масштаб, панорамування.

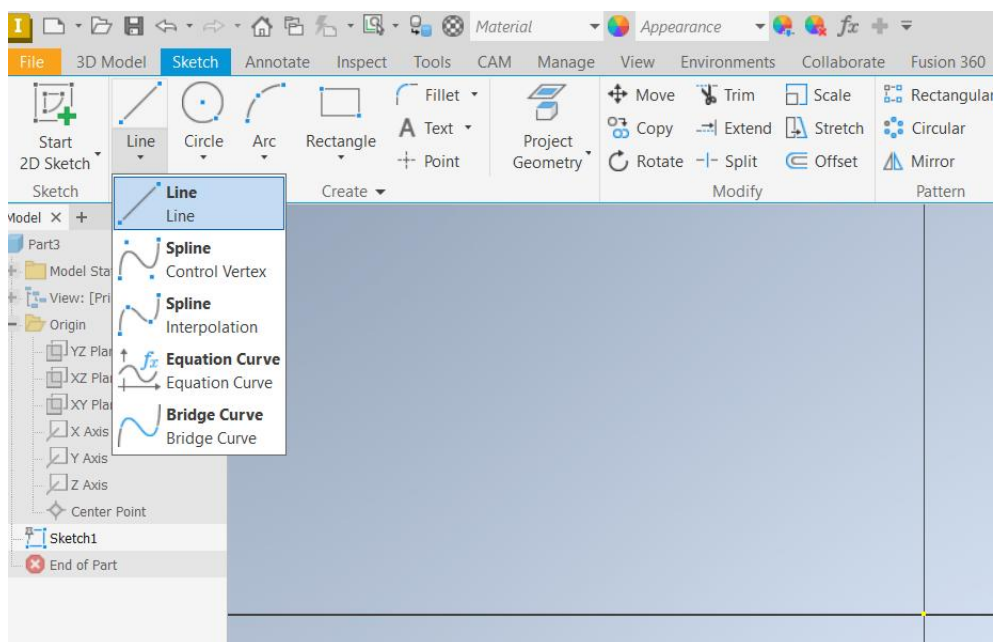


Рис. 1.7. Панель інструментів в середовищі ескізу Autodesk Inventor

1.3 Типи документів для проєктування

Основні типи документів для проєктування, що створюються та використовуються в програмах САПР, можна розділити на кілька ключових категорій, які відображають різні етапи та аспекти проєкту.

Документи 3D-моделювання містять геометричну інформацію про об'єкти та є серцем цифрового прототипу. Файл деталі містить повну геометрію однієї окремої деталі (виготовленої з одного матеріалу), зберігає історію побудови (дерево елементів), інформацію про матеріал, допуски та інші властивості. Файл збірки містить посилання на файли деталей та інших складань та визначає просторові взаємозв'язки між компонентами. Файл похідного елемента зберігає двовимірні ескізи, траєкторії, або інші допоміжні елементи, які є основою для побудови 3D-геометрії.

Документи 2D-креслення використовуються для стандартизованого обміну інформацією з виробництвом, відділом контролю якості та постачальниками. Містить види 3D-моделі, включає розміри, допуски, шорсткість поверхонь, технічні вимоги та маркування відповідно до національних стандартів (ДСТУ, ГОСТ, ISO).

Допоміжні та виробничі документи, такі як специфікація, розгортки, автоматично генеруються САПР для полегшення виробничого процесу.

Документи для аналізу та симуляції створюються в середовищі скінченно-елементного аналізу звіти яких автоматично генеруються САПР-системою.

Найпоширенішими універсальними форматами для обміну 3D-моделями між різними комерційними САПР-системами є **STEP** (.stp, .step) та **IGES** (.igs, .iges).

В SolidWorks існують три основні типи файлів: деталі (з розширенням **.sldprt**), складання (з розширенням **.sldasm**) та креслення (з розширенням **.slddrw**). Додатково існують інші формати, як-от STEP, STL, та Universal 3D, які дозволяють імпортувати та експортувати моделі з інших програм.

У **Autodesk Inventor** існує кілька типів документів, кожен з яких призначений для певного етапу проєктування – від створення окремих деталей до складання, креслень і презентацій.

Part (.ipt) – створення окремих деталей.

Assembly (.iam) – побудова складальних одиниць із деталей і підвузлів.

Drawing (.idw, .dwg) – створення 2D-креслень з 3D-моделей.

Presentation (.ipn) – візуалізація процесу складання/розбирання виробів.

Project (.ipj) – файл керування проєктом, який зберігає шляхи до всіх пов'язаних файлів.

Design Accelerator – розрахунок стандартних механічних вузлів (передач, валів, підшипників).

Зазвичай робота починається у документі деталі створенням 3D-моделі. За наявності кількох деталей можна зібрати їх у документі збірки. Кресленики можна створювати як із деталей, так і збірок.

1.4 Конструктивні елементи ступінчастих валів

Вали і осі слугують для встановлення обертових деталей машин, таких як зубчасті колеса, шківів, зірочки тощо. Вал призначено для підтримки розташованих на ньому деталей і для передачі крутного моменту. При роботі вал зазнає вигин і крутіння, а в окремих випадках додатково розтяг і стиск.

Вісь призначена тільки для підтримки розташованих на ній деталей. На відміну від валу вісь не передає крутного моменту і, отже, не випробовує кручення. Осі можуть бути нерухомими або обертатися разом з приєднаними до них деталями. За конструктивними ознаками вали і осі ділять на гладкі і ступінчасті, з буртиком (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Осі гладкі і з буртиком

Шплінт – дротяний стрижень напівкруглого перетину, зігнутий майже навпіл. Використовується як фіксуючий елемент слабо навантажених сполучених деталей і для запобігання самовідгвинчування гайок. Вставляється в наскрізний отвір, виступаючі кінці розлучаються (для зручності розведення одна половинка шплінта робиться довше іншої)

Найбільш поширена форма валів – ступінчаста. Така форма вала спрощує складання (за рахунок вільного пересування деталей вздовж вала) і дозволяє більш раціонально використовувати метал за рахунок зменшення розмірів менш навантажених ділянок, забезпечуючи принципову можливість створення рівномірних конструкцій.

За типом перерізу вали і осі бувають: суцільні і порожнисті. Порожністими вали виготовляють для зменшення ваги або коли через вали пропускають іншу деталь, підводять масло тощо.

В конструкції ступінчастого вала умовно виділяють наступні елементи: кінцеві ділянки; ділянки переходу від одного ступеня до іншого; місця посадки підшипників, ущільнень і деталей, що передають момент обертання. Кожен елемент має свою назву.

Цапфа (Ц) – ділянка валу (осі), яким він спирається на підшипник.

Шипом називається цапфа, розташована на кінці валу (осі) і призначена для сприйняття, в основному, радіального навантаження.

П'ятою називається цапфа, розташована на кінці валу (осі) і призначена для сприйняття, в основному, осьового навантаження.

Шийкою називається проміжна цапфа, розташована в середній частині вала (осі).

Заплічник (З) – перехідна торцева поверхня від одного перерізу валу (осі) до іншого, призначена для упору деталей, встановлених на валу або осі.

Буртик (Б) – кільцеве потовщення вала (осі), що становить одне ціле з валом (віссю).

Канавка (К) - поглиблення на поверхні меншого діаметру між сусідніми ступенями валів: призначена для щільного прилягання деталі, що насаджується до заплічника (буртику), виходу шліфувального круга, при обробці поверхні меншого діаметру, виходу різьбонарізного інструменту. Ці канавки підвищують концентрацію напружень.

Галтель (Г) – криволінійна поверхня плавного переходу від меншого перерізу валу (осі), до плоскої частини заплічника або буртика.

Фаска (Ф) – скошена частина бічної поверхні валу (осі) у торця вала (осі), заплічника, буртика. Слугує для полегшення складання та запобігання травмування рук.

Вибір раціональних геометричних розмірів та конструктивних елементів ступінчастих валів.

Посадкові поверхні валів під маточини насаджуваних деталей виконують циліндричними або конічними. Діаметр цих поверхонь приймають більшим за діаметр сусідніх ділянок для зручності монтажу. Діаметри посадкових поверхонь обирають з ряду нормальних лінійних розмірів, а діаметри під вальниці кочення (підшипники) – відповідно до стандартів на них.

Перехідні ділянки між двома суміжними ступенями валів виконують:

- з рівцем із закругленням для виходу шліфувального круга при обробці посадкових поверхонь. Ці рівці підвищують концентрацію механічних напружень;
- з галтеллю сталого радіуса;
- з галтеллю перемінного радіуса, що сприяє зниженню концентрації напружень, а тому, застосовується на суттєво навантажених ділянках валів.

Ефективними засобами для зниження концентрації напружень у перехідних ділянках є виконання розвантажувальних рівців, збільшення радіусів галтелей, виконання ступенів великого діаметра порожнистими. Деформаційне зміцнення (наклеп) галтелей обкочуванням роликками підвищує несучу здатність валів і осей.

Розміри стандартних конструктивних елементів валів регламентовано відповідним стандартом. Вибираються з рекомендованих значень додатка.

Вибір галтелей та канавок для виходу шліфувального круга

Радіуси заокруглень галтелей, розміри фасок приймають за в залежності від діаметра вала. Тут слід зазначити, що для підвищення технологічності виготовлення вала розміри галтелей та фасок приймають однаковими по всій довжині вала і обираються залежно від найменшого діаметра вала.

В місцях з недостатнім запасом міцності радіуси галтелей слід збільшувати. В особливих випадках слід застосовувати еліптичні галтелі або з двома радіусами.

Вхідні фаски на валу для посадки манжет та зубчастих коліс рекомендують робити довжиною 5 мм під кутом 5-10°.

Шпонковий паз (Ш) – поглиблення на валах для установки шпонок. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають обертовий момент.

Для підвищення технологічності виготовлення вала шпонкові пази приймають однаковими по ширині і обирають згідно до діаметра меншої шийки вала. Завдяки масовому застосуванню валів і осей в механізмах, для них розроблені нормативи на виконання різних конструктивних елементів.

Хвостовики валів. Вихідні кінці валів виконують конічними, циліндричними або шліцьовими. Переважне поширення набуває конічна форма кінцевої ділянки валу, яка забезпечує точне і надійне з'єднання, можливість легкого монтажу і демонтажу встановлюваних деталей.

Галтельні переходи на відміну від канавкових викликають меншу концентрацію напружень, тому такі переходи особливо бажано розташовувати в місцях, де запаси міцності малі.

В місцях розташування зубчастих коліс вал зазвичай зазнає найбільших навантажень, тому тут слід зберігати галтельні переходи. Для підвищення зручності монтажу і збереження галтельного переходу шийку вала роблять коротшою за довжину маточини колеса.

1.5 Методика конструювання деталей

Конструювання деталей із використанням спеціалізованого програмного забезпечення (SolidWorks , Autodesk Inventor, CATIA тощо) – це процес створення цифрових моделей виробів із можливістю параметричного редагування, аналізу та автоматизованого формування креслень, який замінює ручне креслення автоматизованими методами.

Створення 3D-моделі починається з побудови ескізів (2D-контурів) із застосуванням операцій об'ємного моделювання, таких як видавлювання, обертання, витягування по траєкторії, перехід тощо. Далі додаються елементи оформлення: фаски, заокруглення, отвори.

Методика конструювання деталей в програмі 3D-моделювання:

- створити новий файл деталі;
- обрати площину побудови (XY, XZ, YZ);
- побудувати ескіз профілю інструментами побудови (лінії, кола, прямокутники, дуги);
- виконати операцію видавлювання або обертання;
- створити додаткові елементи (отвори, вирізи, фаски);
- призначити матеріал і перевірити масу;
- створити креслення.

Піктограми команд створення й редагування тривимірних елементів допомагають зорієнтуватись в призначенні інструментів.

Вибір базової площини при побудові ескізу залежить від конфігурації моделі й зручності перегляду. Таким чином визначається орієнтація деталі в просторі та її початкова база координат.

При створенні ескізу (2D-контур) використовуються інструменти побудови, допоміжні осі та точки, застосовуються геометричні залежності (паралельність, перпендикулярність, симетрія, співвісність). Після нанесення розмірів необхідно переконатися, що ескіз повністю визначений.

По завершенні побудови ескізу він перетворюється на базову площину профілю для тривимірної операції. Ескіз повинен бути повністю замкнений. Залежно від типу деталі вибирається відповідна операція об'ємного моделювання:

- **Extrude** – створює тіло з ескізу на задану глибину;
- **Revolve** – створює тіло обертання навколо осі;
- **Sweep** – будує тіло за профілем уздовж шляху;
- **Loft** – формує перехід між двома ескізами

Для побудови додаткових елементів моделі створюються нові ескізи на інших гранях для вирізів, отворів, перехідних ділянок тощо з метою наближення її до реальної форми деталі. Після призначення матеріалу деталі система автоматично визначить масу, щільність, момент інерції.

Ескізи зберігають свої властивості незалежно від того, де використовуються їхні фрагменти, що дозволяє користувачам перетаскувати елементи ескізів у реальному часі відповідно до раніше встановлених правил їх включення в збірку [3].

Алгоритм створення деталі за допомогою операції видавлювання **Extrude** однаковий в різних програмах 3D-моделювання (рис.1.9).

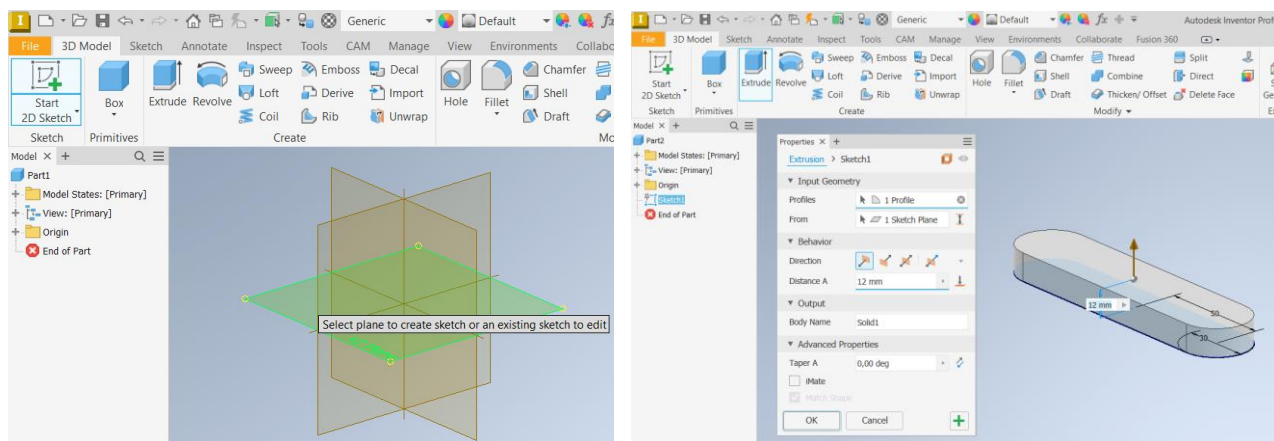


Рис. 1.9. Створення деталі операцією Extrude

Операція видавлювання також може бути використана для створення вирізів, якщо вибрано відповідний напрям видавлювання й піктограми **Cut**. У цьому випадку отримуємо отвір або виїмку в моделі. По завершенні побудови основної форми деталі допрацьовуються додаткові елементи, наприклад **Chamfer** (рис. 1.10).

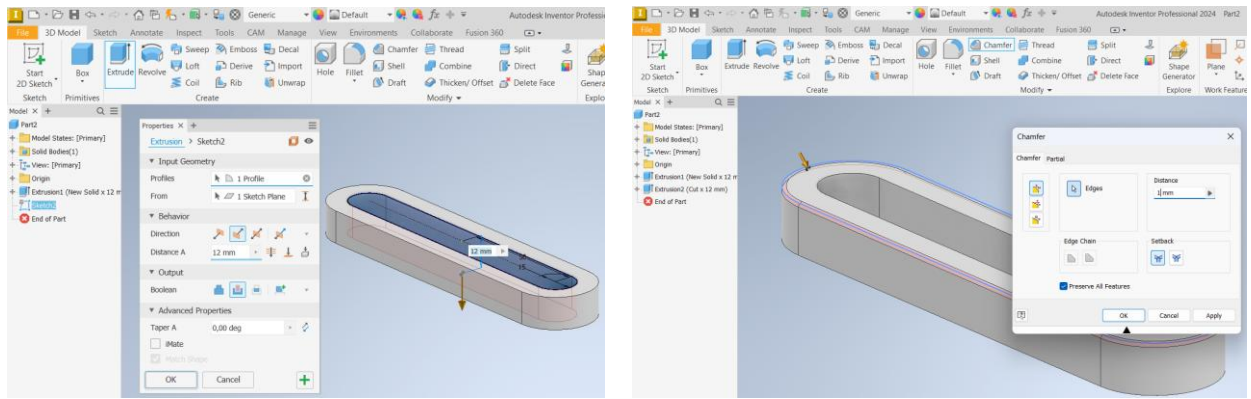


Рис. 1.10. Побудова додаткових елементів

Для створення деталі типу “тіло обертання” (наприклад, вал, втулка, шків, конус тощо), найдоцільнішим способом є використання операції **Revolve**, оскільки вона забезпечує точність, простоту побудови та повну відповідність фізичній формі таких виробів, особливо тих, що виготовляються токарним способом.

Опис побудови 3D-моделей різними способами наведено в багатьох літературних джерелах, які використовують при знайомстві з курсами комп’ютерного моделювання [1, 3, 6]. Створення моделі починається з побудови ескізу шляхом обертання його навколо осі на заданий кут (рис. 1.11).

Можна обертати по повному колу або за допомогою стрілки задавати кут повороту. Також можна вручну ввести кут повороту для деталі [3].

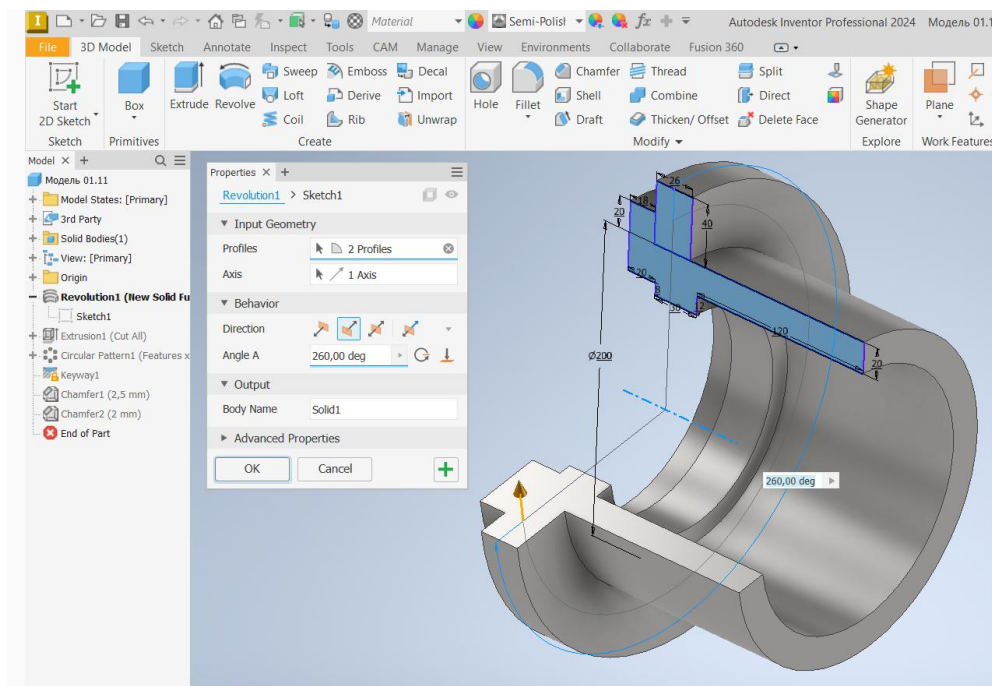


Рис. 1.11. Побудова деталі операцією Revolve

Способи побудови моделі вала у двох провідних системах САПР – SolidWorks та Autodesk Inventor майже однакові. У SolidWorks акцент робиться на зручності та швидкості побудови, у Autodesk Inventor – на параметричній точності, стандартизації та можливості інтеграції з розрахунковими модулями (Stress Analysis, Dynamic Simulation).

Побудова моделі вала в SolidWorks зазвичай виконується за допомогою операції обертання. Це ефективний метод, оскільки вал є тілом обертання. Після створення файлу деталі у дереві конструювання обертається площина для ескізу, наприклад, **Front Plane** або площина зверху **Top Plane**. На панелі інструментів вибирається ескіз **Sketch**. Інструментом **Line** будується профіль половини перерізу вала (ступінчастий контур) від осі обертання. Важливо, щоб нижня лінія профілю співпадала з віссю обертання.

Для операції обертання слід додати осьову лінію **Centerline** уздовж осі обертання (наприклад, горизонтальну лінію, що співпадає з нижньою лінією профілю).

Слід задати всі необхідні діаметри та довжини ділянок вала відповідно до креслення, додати необхідні взаємозв'язки. При нанесенні розміру діаметра вказують лінію профілю та осьову лінію, тоді SolidWorks автоматично запропонує розмір діаметра. У результаті нанесення розмірів лінії ескізу повинні стати чорними, ескіз повністю визначений. При побудові деталі операцією обертання виділити побудований профіль, вказати осьову лінію, напрям та кут повороту (360°). Після створення моделі вала можна додати інші конструктивні елементи за допомогою відповідних команд (округлення, фаски, пази тощо). Цей базовий підхід дозволяє створити більшість типів валів.

Крім того, для створення елементів твердотілої геометрії можуть використовуватися масиви елементів - лінійні і кругові, а також дзеркальні копії елементів [6].

У Autodesk Inventor існує не лише класичний спосіб побудови вала через ескіз і операцію *Revolve*, але й автоматизований метод – за допомогою Генератора компонентів валів **Shaft Component Generator**.

Кожен із підходів має свої переваги та недоліки й використовується залежно від кваліфікації конструктора, вимог до моделі та методики навчального процесу. Обидва методи дозволяють створити точну 3D-модель вала в Autodesk Inventor. Метод з Генератором компонентів вала автоматизує багато кроків і включає інженерні розрахунки, тоді як метод обертання забезпечує більшу гнучкість у створенні нестандартних форм.

Традиційне моделювання за допомогою обертання дає більше творчого контролю над формою, але вимагає ручного додавання стандартних елементів пізніше. Після створення нового файлу деталі вибирається початок 2D ескізу **Start 2D Sketch** і відповідна робоча площину (наприклад, XY).

Далі будується половинний профіль вала за допомогою інструментів **Line** аналогічно побудові в SolidWorks. Лінія, що представляє вісь обертання, має бути однією з ліній профілю або окремою осьовою лінією. Після нанесення розмірів і додавання залежностей отримаємо повністю визначений ескіз.

По завершенні ескізу вибирається операція **Revolve**. Inventor автоматично визначить замкнутий профіль і, якщо використовувалась осьова лінія, вибере її як вісь обертання. В іншому випадку слід вибрати їх вручну. Після створення базової форми вала щоб додати необхідні деталі використовуються інші інструменти моделювання (Chamfer, Fillet, Thread, Extrude для пазів).

Такий спосіб сприяє кращому засвоєнню 3D-моделювання студентами, оскільки передбачає поопераційне формування тіла. Зміни можна вносити на

будь-якому етапі ескізу чи операції. Але створення валу з великою кількістю переходів займає значно більше часу, розрахунки вала на міцність та стійкість необхідно виконувати вручну. Тому починати можна з класичного моделювання, а потім переходити до генератора, щоб освоїти автоматизацію проектування та розрахунків.

Використання **Shaft Component Generator** рекомендовано для складних валів, є оптимальним для виконання стандартних розрахункових задач. Цей підхід належить до параметричного конструювання і використовується для швидкого створення типових валів із набору стандартних елементів.

Він дозволяє:

- швидко формувати комплексну модель вала з декількох сегментів;
- додавати стандартні елементи вала (канавки, фаски, шпонкові пази, різьби);
- одразу розраховувати напруження, крутний момент і міцність;
- автоматично створювати вузол передачі (з'єднання з підшипниками, муфтами, шестернями).

Генератор валів в Autodesk Inventor – це потужний інструмент, що дозволяє створювати **параметричні, стандартизовані й розрахункові моделі валів** без ручного креслення ескізів. Його використання доцільне на етапах конструкторського проектування вузлів машин, де потрібно швидко створити вал і перевірити його на міцність. Призначений для професійного проектування складних вузлів.


Працює генератор компонентів валу **Shaft Component Generator** в файлі збірки. Кожна ступень валу будується за відповідною формою (циліндр, конус, багатогранна поверхня). Для полегшення сприйняття інформації використовується графічна панель інструментів та дерево перерізів. Для кожної ступені вала вказується його розміри – діаметр і довжина [3].

На кожній ділянці вала можна створити додаткові елементи, кожний додатковий елемент має назву й піктограму (рис. 1.12).


Конструктивні елементи на валу:

 Fillet – сполучення (галтель);

 Chamfer – фаска;

 Lock Nut Groove – паз контргайки;

 Thread – різьба;

 Plain Keyway Groove – звичайний шпонковий паз,

 Keyway Groove with one rounded end – шпонковий паз з одним закругленим кінцем.

Діалогове вікно різьби можна використовувати для введення параметрів елемента різьби у генератор компонентів валу. Вказати розміри різьби, тип, розмір, клас та напрямок. Описи розмірів, що використовуються, зберігаються в електронній таблиці, в яку можна додавати типи і розміри різьбових елементів.

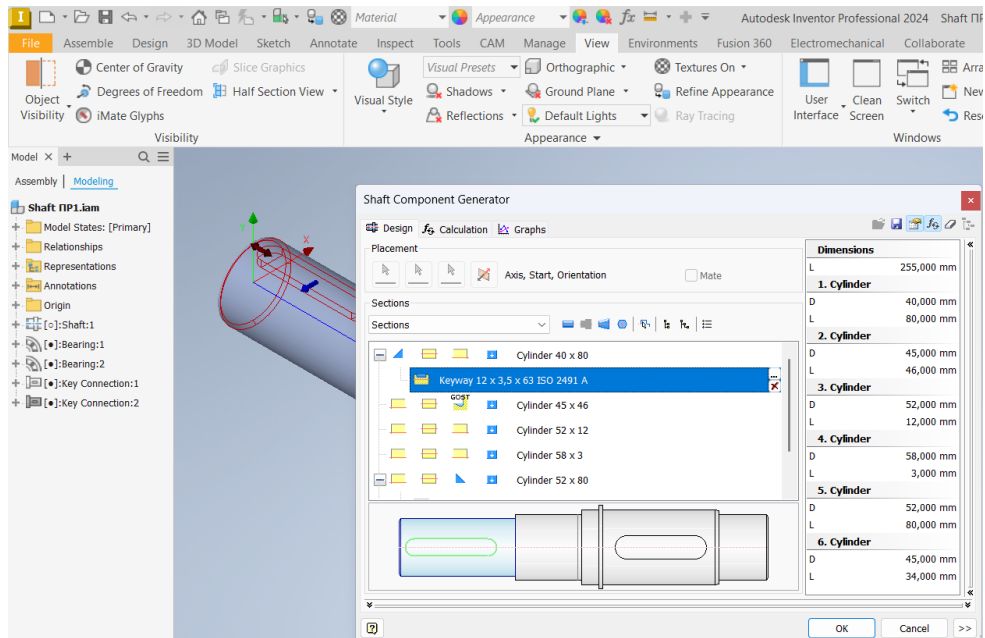














Рис. 1.12. Побудова вала в **Shaft Component Generator**

Генератор компонентів вала надає можливість побудувати канавки на валу різних типів в залежності від вибраного стандарту:

-  Reliefs (SI Units) – просічення, виконані за стандартом SI Units;
-  Reliefs (DIN) – просічення, виконані за стандартом DIN;
-  Reliefs (GOST) – просічення, виконані за стандартом ГОСТ;
-  Add Keyway groove – додати паз під шпонку;
-  Add Retaining Ring – додати стопорне кільце;
-  Add Wrench – додати лиски під ключ;
-  Add Relief - D (SI Units) – додати просічення типу D;
-  Add Through Hole – додати наскрізний отвір;
-  Add Groove - A – додати канавку типу A;
-  Add Groove - B – додати канавку типу B.

Отвори на торцях вала можна побудувати справа й зліва:

-  Insert Cylindrical Bore – вставити циліндричний отвір;
-  Insert Conical Bore – вставити конічний отвір.

Для побудови внутрішньої різьби спочатку вставити циліндричний отвір, потім додати різьбу. В нижній частині діалогового вікна можна переглянути в двомірному режимі зображення побудованого вала (рис. 1.13).

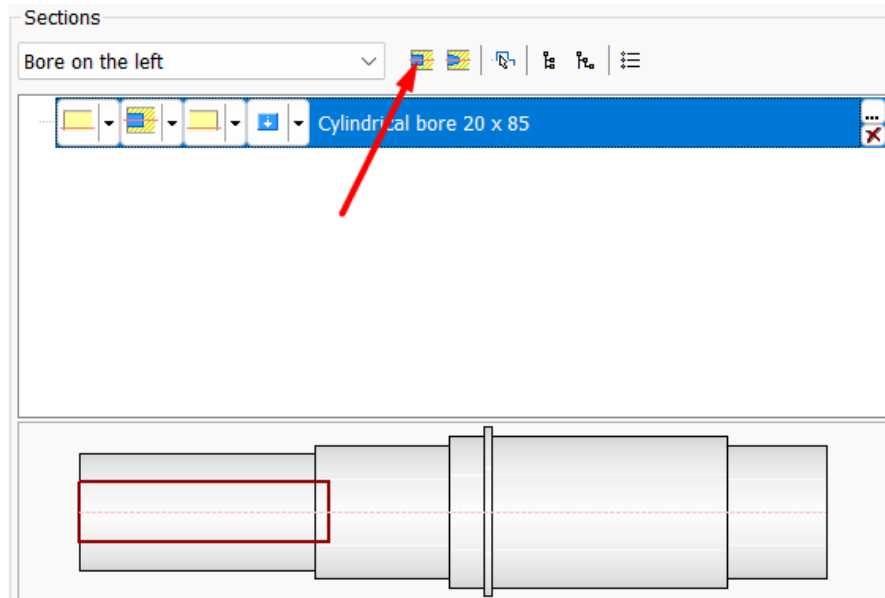


Рис. 1.13. Побудова отвору на валу

Форма валу по довжині визначається розподілом навантаження і умовами технології виготовлення і збірки. По умові міцності допустимо і доцільно конструювати вали перемінного перетину, що наближаються до тіл рівного опору. Ступінчаста форма вала зручна у виготовленні і збірці, а уступи валів можуть сприймати великі осьові сили.

Конструкція валів залежить від типу й розмірів установлених на них деталей, в залежності від яких виконують відповідні конструктивні елементи. Перелік доступних елементів, які можна створити на валу, вибирається натисненням відповідної піктограми: канавку для стопорного кільця, кругову канавку різних профілів, в т.ч. стандартну, наскрізний радіальний отвір, лиски тощо (рис. 1.14).

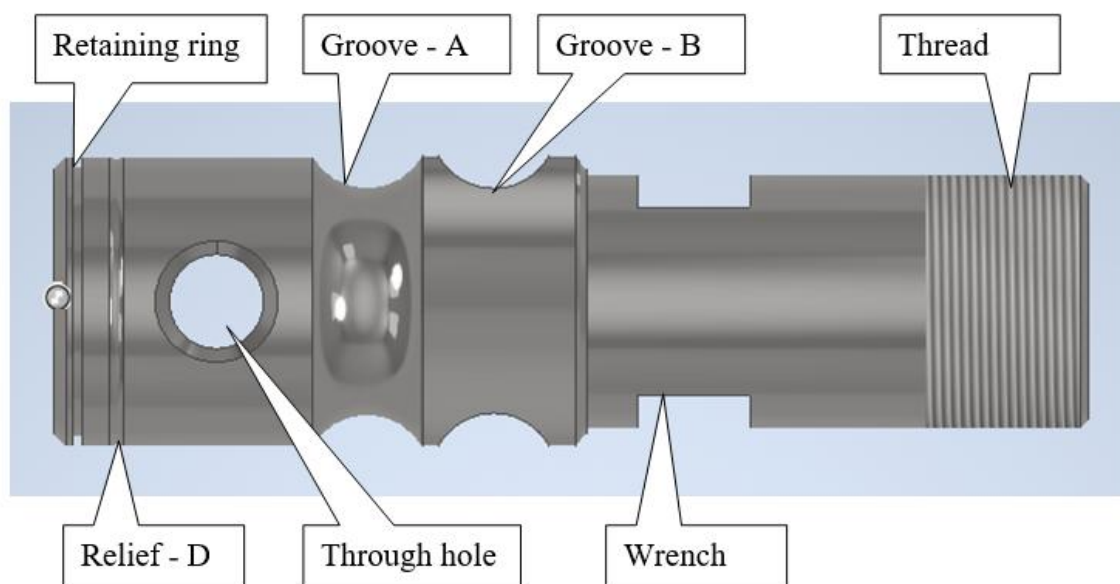


Рис. 1.14. Конструктивні елементи на валу

1.6 Розрахунок вала

Розрахунок вал виконується за допомогою вкладки **Calculation**. Призначається матеріал для вала, додаються навантаження та опори. Панель інструментів завдання навантажень містить параметри навантажень і опор [2, 13]. Основні види навантажень доступні на вкладці Loads в описі навантаження **Load description** (рис. 1.15):

- ↓ Radial Force – радіальна сила;
- Axial Force – осьова сила;
- ▮ Continuous Load – розподілене навантаження;
- ↷ Bending Moment – згинальний момент;
- ↻ Torque – крутний момент;
- ↻ Common Load – загальне навантаження.

Натиснувши на піктограму сили чи моменту, слід заповнити числові значення й відстані розташування параметрів.

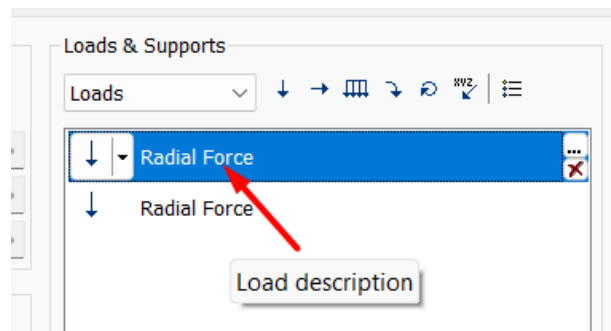


Рис. 1.15. Вкладка опису навантаження на вал

Для проведення розрахунку вала вводяться значення сил, що діють на вал: радіальної сили, осьової сили, розподілених навантажень, згинального моменту, крутного моменту. Вказуються відстані розташування цих сил. Також, натиснувши правою кнопкою на полі вкладки, можна вибрати відповідні види навантажень (рис. 1.16).

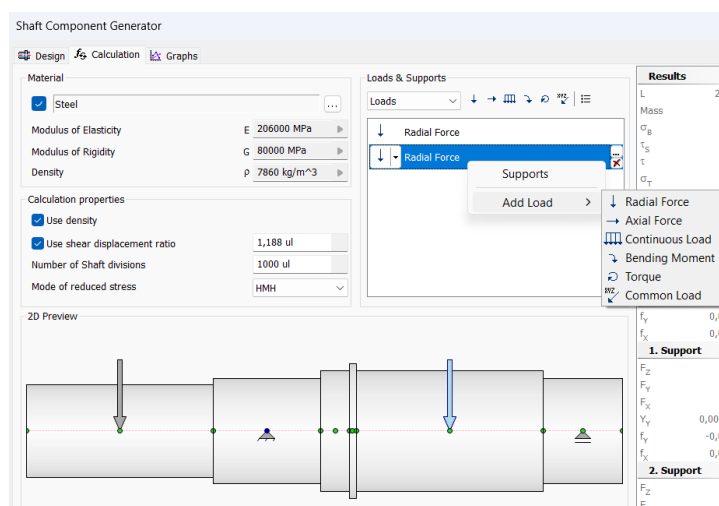


Рис. 1.16. Вибір виду навантаження на вал

Визначаються точки перерізу, в яких можна розмістити навантаження та опори. За необхідністю можна перетягати мишею опори по всій довжині валу. Тільки одна опора є носієм осьового навантаження і діаграма з її зображенням відрізняється від діаграм інших опор:

 Add Fixed Support – фіксована опора;

 Add Free Support – вільна опора.

Прийоми роботи з елементами списку опор ті ж самі, що і з конструктивними елементами та навантаженнями. Опор може бути стільки, скільки потрібно, але фіксована може бути тільки одна (рис. 1.17).

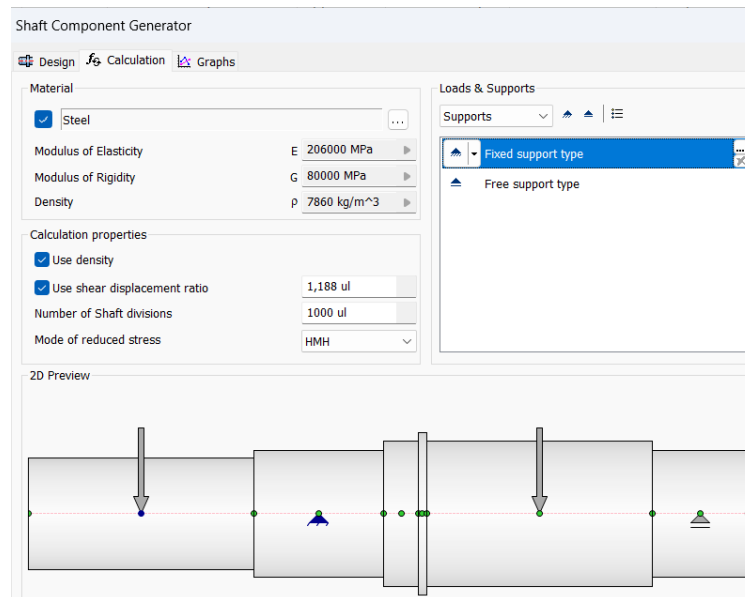


Рис. 1.17. Вибір типу опор

Натисканням на ліву частину кнопки піктограми опори відкривається діалогове вікно з характеристиками опори, які потрібно вибрати або задати залежно від навантажень на вал (рис. 1.18).

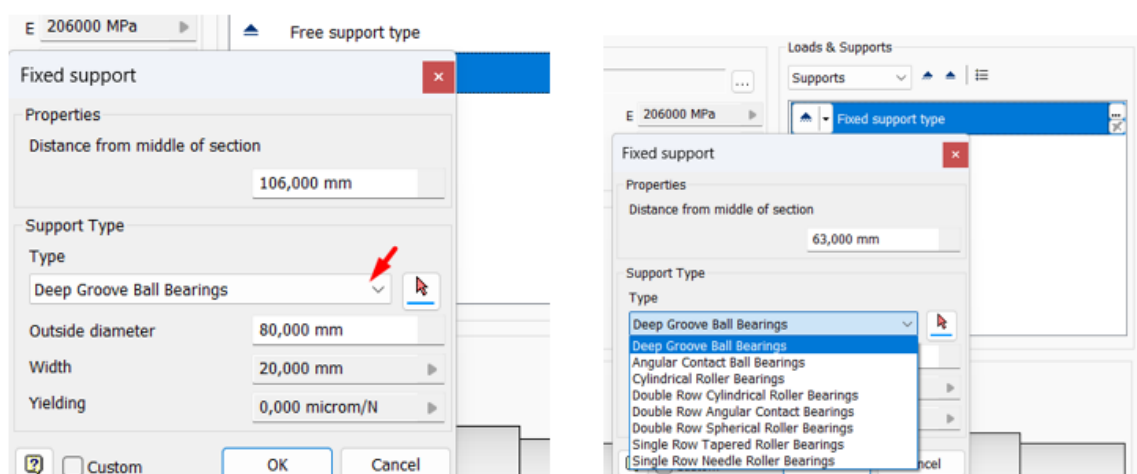


Рис. 1.18. Вибір характеристик опори

Вкладка параметрів матеріалів **Material** призначена для вибору матеріалу валу і введення його характеристик, в базі даних якої приведені середні

значення для основних груп матеріалів (рис. 1.19). Можна додати також свій користувачький матеріал з певними властивостями.

Material	S_y [MPa]	E [MPa]	G [MPa]	μ [ul]	ρ [kg/m ³]	
Enter Text Here	Enter Text Here	Enter Text...	Enter Text ...	Enter Text ...	Enter Text Here	
Grey cast iron		160	102000	41000	0,25	7160
Malleable cast iron		180	160000	64000	0,27	7160
Steel		300	206000	80000	0,3	7860
Cast steel		400	200000	80000	0,26	7160
Steel, nickel		380	205000	80000	0,29	8280
Stainless steel		300	190000	73000	0,3	8030
Brass		100	100000	37000	0,34	8500
Bronze		120	103000	45000	0,31	8800
Aluminum, alloy		70	73000	26000	0,33	2700
Magnesium alloys		100	43000	17000	0,26	1750
Copper		60	108000	40000	0,35	8930

Рис. 1.19. Призначення матеріалу вала

Розрахунок вала проводиться як балка на кількох опорах. Після введення необхідних параметрів слід натиснути кнопку розрахунку **Calculation**. Результати розрахунку в текстовому вигляді представлені праворуч на вкладках розрахунку **Calculation** та додатково у вигляді епюр на вкладці графіків **Graphs** (рис. 1.20).

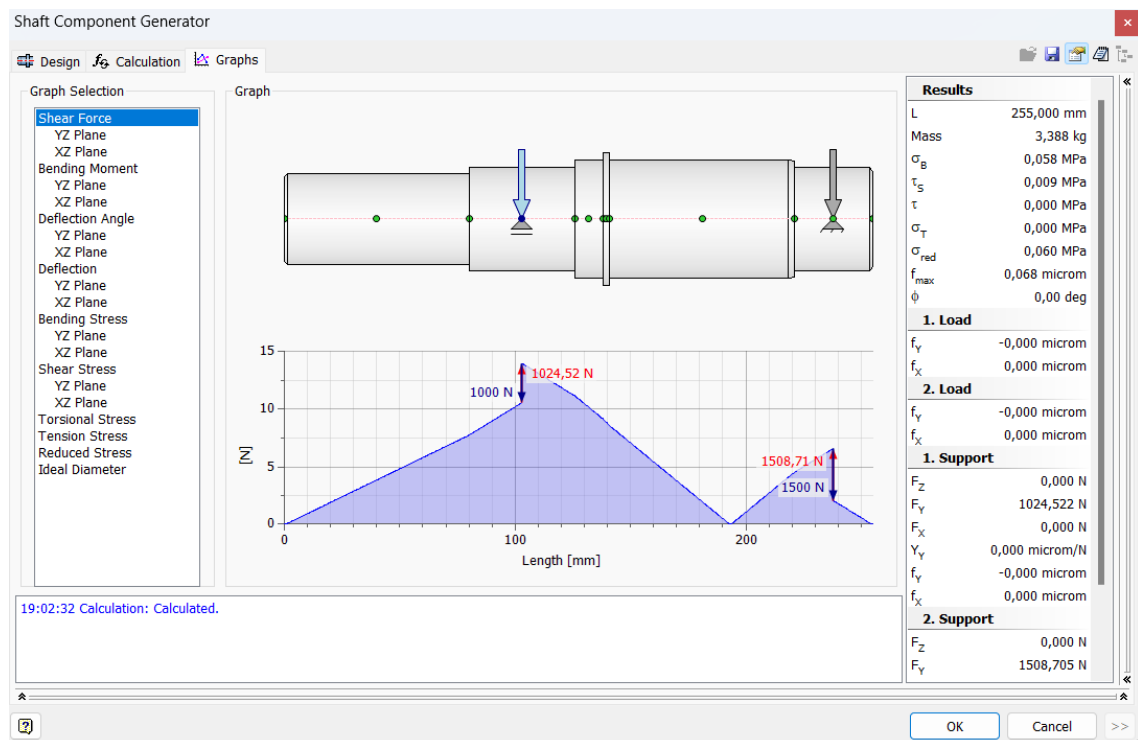


Рис. 1.20. Вкладка Graphs діалогового вікна генератора компонентів вала

Можна додати, видалити конструктивні елементи та перерізи, відредагувати параметри розрахунку. Якщо необхідно змінити значення

розрахунку, після знов натисніть кнопку **Calculation** для перегляду перевірки міцності.

В області результатів **Results** відображаються обчислені значення. Наприклад, величина опору в опорах, відхилення та поворот у місцях опор. Навантаження, максимальні напруження при згинанні та крученні, кут закручування і маса валу.

При наявності некоректних розрахунків, виділених червоним кольором, слід виправити вихідні параметри і знов виконати розрахунок. Звіти розрахунків відображаються в області зведення повідомлень. При коректному виконанні розрахунку натискається **ОК** для збереження результату проектування.

Таким чином, для комплексного інженерного проектування та серійного виробництва доцільніше використовувати Autodesk Inventor.

1.7 Отримання робочого кресленника вала

У Autodesk Inventor існують два принципово різні способи створення креслень:

1. Створення 2D-кресленника безпосередньо у файлі креслення,
2. Автоматичне формування креслення на основі 3D-моделі.

При створенні 2D-кресленника безпосередньо у файлі кресленника він створюється з нуля, без асоціації з 3D-моделлю. Усі вигляди, розміри, лінії, написи створюються користувачем вручну за допомогою 2D-інструментів, відсутній зв'язок із моделлю. Такий спосіб підходить для ескізних або навчальних креслень, схем, діаграм. Має низьку точність, оскільки всі розміри задаються вручну, трудомісткий при складних деталях.

Найбільш доцільним для інженерного проектування є другий спосіб, оскільки він забезпечує асоціативний зв'язок між моделлю та кресленням. Програма автоматично генерує проєкції, усі розміри, отвори, фаски, різьби можуть автоматично підхоплюватися з моделі, можна створювати розрізи, перерізи, розгортки, таблиці, специфікації. Це значно скорочує час оформлення документації.

Во всіх програмах кресленник при інженерному проектуванні формується саме за такою схемою: 3D-модель → створення нового документа креслення → вибір моделі → розміщення проєкцій → оформлення → збереження.

Як у SolidWorks, так і в Autodesk Inventor, креслення створюється на основі тривимірної моделі, однак відрізняється інтерфейсом, логікою дій, налаштуваннями стандартів і типами зв'язків між моделлю та кресленням.

У середовищі Autodesk Inventor кресленник створюється на основі 3D-моделі автоматично, із можливістю редагування згідно з вимогами стандартів (ДСТУ, ISO, ANSI, DIN тощо), з повною підтримкою параметрів ЄСКД. Акцент зроблено на точності, параметричності та відповідності міжнародним стандартам, тому його частіше використовують у промисловому конструкторському проектуванні.

Для створення робочого кресленника в Autodesk Inventor потрібно вибрати шаблон **.idw** або **.dwg**.

Після відкриття середовища креслення вибирається шаблон аркуша із можливістю редагування стандарту. Інструментом Base View вибирається модель, масштаб, тип проєкції, вставляється головний вид і необхідна кількість проєкцій. Ізометричний вид можна вставити одночасно або окремо, із різними параметрами відображення (рис. 1.21).

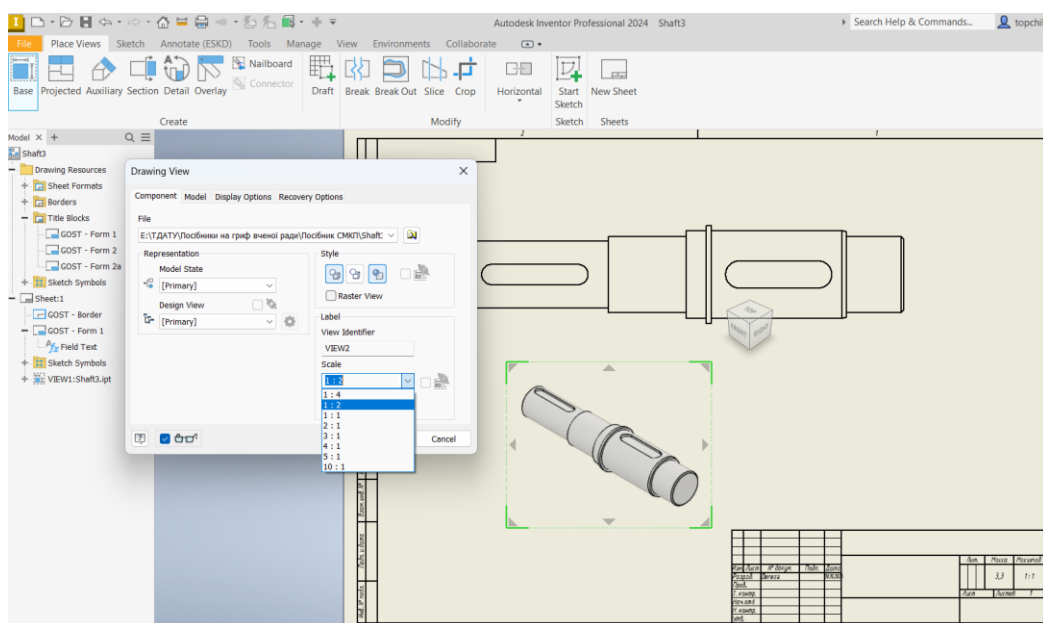


Рис. 1.21. Створення кресленника вала

Інструмент *Annotate* → *Retrieve Model Dimensions* допомагає з вибором розмірів, які потрібно відобразити (рис. 1.22).

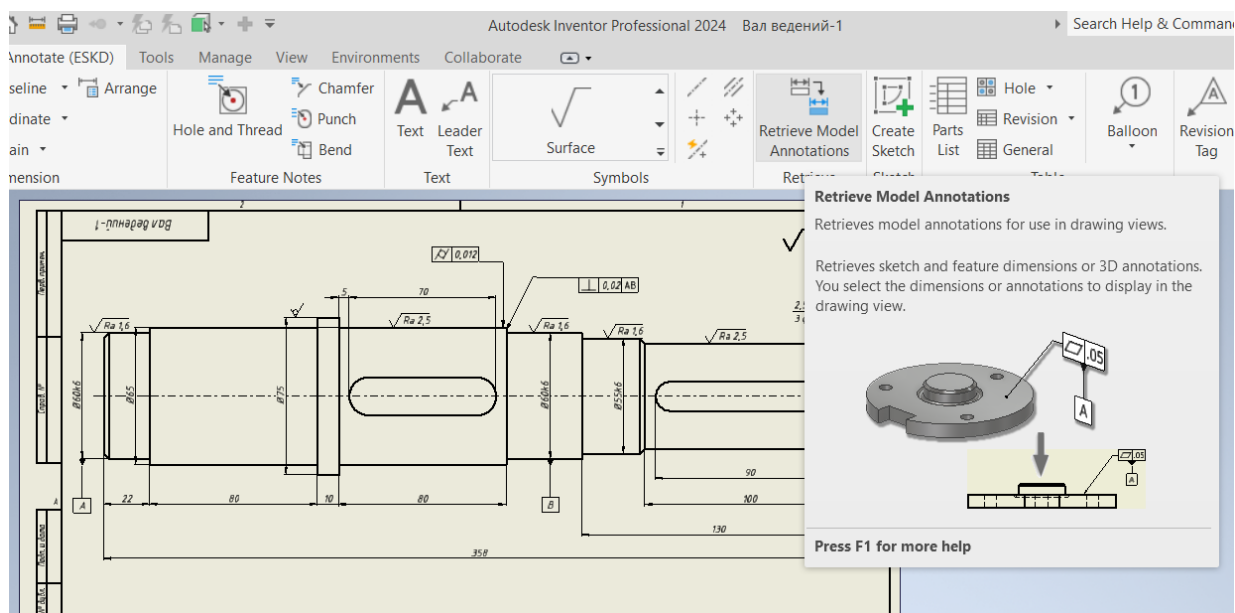


Рис. 1.22. Оформлення кресленника

Для відповідності українським стандартам (ДСТУ/ГОСТ ЄСКД) часто потрібне додаткове налаштування шаблонів кресленників, основного напису, стилів розмірів та виносков. За стандартами використовується **Style and Standards Editor**, де можна задати повний набір параметрів ЄСКД (шрифт, товщину ліній, масштаби). Матеріал і маса деталі підтягуються автоматично

через *iProperties* → *Physical*. Це може включати встановлення спеціальних шрифтів (наприклад, GOST type A/B), або використання шаблонів, розроблених самими користувачами.

Основний напис заповнюється з *iProperties* моделі, повністю редагований у шаблоні. Редагування основного напису просте завдяки повному налаштуванню структури штампа в *Title Block Editor* (рис. 1.23).

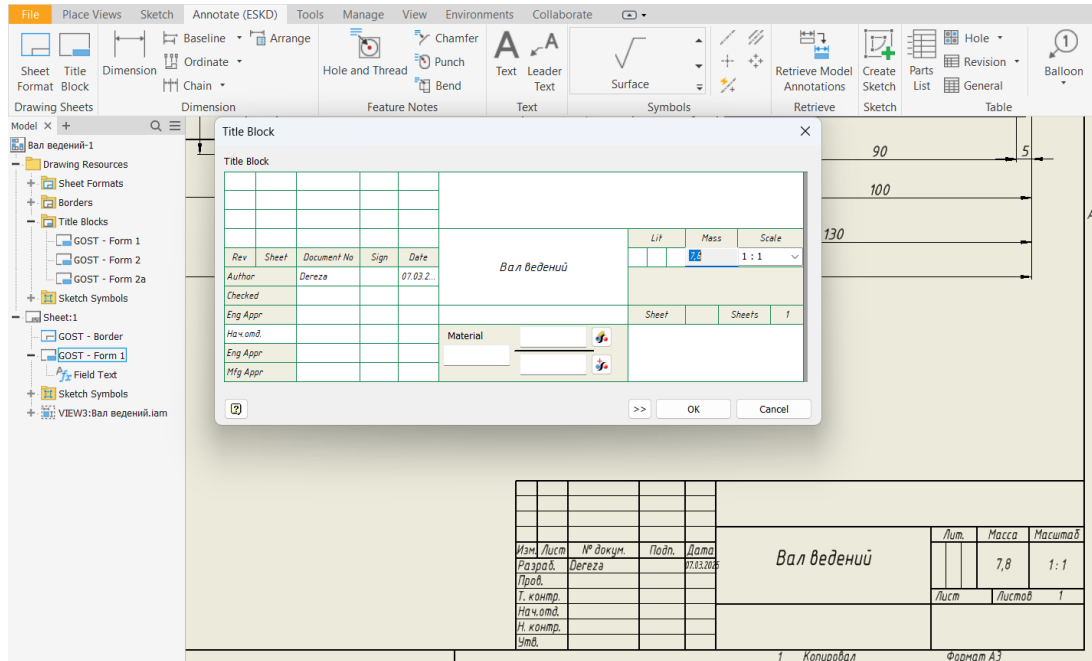


Рис. 1.23. Редагування основного напису в Edit Definition

Контрольні питання

1. Що таке система автоматизованого проектування (САПР)?
2. Які основні завдання вирішуються за допомогою САПР?
3. Наведіть приклади сучасних систем автоматизованого проектування.
4. Що входить до структури проєкту в САПР-системі?
5. Які етапи включає методика конструювання деталей у САПР?
6. Назвіть способи побудови вала в САПР.
7. Які переваги має автоматизоване створення креслень із 3D-моделі?
8. Назвіть геометричні форми ступенів валу та основні типи елементів, які можна на них розташувати.
9. Які типи документів можна створити у САПР-середовищі?
10. Як відбувається взаємозв'язок між 3D-моделлю та кресленням у САПР?
11. Які можливості надає програма Autodesk Inventor?
12. Чому знання САПР-систем є важливим для підготовки сучасного інженера?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 1

1. Програма Autodesk Inventor це:

- а) система управління базами даних;
- б) система для моделювання, проектування;
- в) система програмування;
- г) операційна система.

2. Яка компанія розробила Inventor?

- а) Лукойл;
- б) Аскон;
- в) Autodesk;
- г) Adobe.

3. Дати визначення поняття "циліндрична ділянка вала"

- а) ділянка вала, обмежена замкнутою циліндричною поверхнею і двома паралельними площинами, що перетинають її;
- б) ділянка вала, обмежена замкнутою криволінійною поверхнею і двома паралельними площинами, що перетинають її;
- в) ділянка вала, обмежена замкнутою конічною поверхнею і двома паралельними площинами, що перетинають її;
- г) ділянка вала, обмежена замкнутою сферичною поверхнею і двома паралельними площинами, що перетинають її.

4. Призначення «Генератора компонентів валу»

- а) створення деталі та проведення розрахунків;
- б) виконання робочих креслеників деталей;
- в) побудова кінематичних схем;
- г) моделювання зварних з'єднань.

5. Які додаткові елементи вала можна побудувати за допомогою «Генератора компонентів валу»?

- а) фаску;
- б) пружину;
- в) муфту;
- г) підшипник.

6. Які види валів застосовуються у зубчастих редукторах загального призначення?

- а) прямі ступінчасті;
- б) колінчасті;
- в) гнучкі;
- г) порожнисті.

7. Вказати деталі, що обслуговують обертальний рух

- а) вали та осі;
- б) зубчасті передачі;
- в) передачі гвинт-гайка;
- г) пасові передачі.

7. Для чого на валах і в отворі з різьбою виконують фаски?

- а) для щільності різьбового з'єднання;
- б) з метою правильного заходження мітчиків та плашок при нарізанні різьби;
- в) для виходу шліфувального круга;
- г) для виходу долб'яків.

8. Вказати деталі, що обслуговують обертальний рух

- а) вали та осі;
- б) зубчасті передачі;
- в) передачі гвинт-гайка;
- г) пасові передачі.

9. Методика конструювання вала в Inventor

- а) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 2D;
- б) використанням операцій Extrude чи Revolve або за допомогою генератора компонентів валу;
- в) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 3D;
- г) використанням бібліотеки стандартних виробів.

10. Вкажіть форми ступіней вала, які можна побудувати за допомогою генератора компонентів валу

- а) черв'ячні, зубчасті, хвильові;
- б) циліндричні, конічні, сферичні;
- в) пасові, ланцюгові;
- г) концентричні, архімедові.

11. Який з інструментів Autodesk Inventor призначений для автоматизованого створення геометрії валів?

- а) Hole Wizard;
- б) Shaft Generator;
- в) Part Builder;
- г) Gear Assistant.

12. Який тип об'єктів у Inventor створює Shaft Generator додатково до самого вала?

- а) моделі різців для оброблення;
- б) стандартні канавки, шпонкові пази, посадки;
- в) експорт у формат STL;
- г) розгортки поверхонь.

13. Який крок необхідний першим при створенні вала в САПР в класичний спосіб?

- а) запуск модуля розрахунку на міцність;
- б) створення ескізу поперечного перерізу;
- в) імпорт моделі з інтернету;
- г) налаштування рендеру.

14. У чому полягає ключова відмінність між класичним моделюванням та моделюванням через Shaft Generator?

- а) Shaft Generator працює тільки з 2D;
- б) Shaft Generator використовує бібліотеки стандартних елементів і автоматизує геометрію;
- в) класичний метод забороняє використання ескізів;
- г) класичний метод застосовується тільки для креслень.

15. У якому випадку варто віддати перевагу ручному моделюванню?

- а) коли вал складається з 2–3 стандартних ділянок;
- б) коли вал нестандартний і не описується типовими бібліотеками;
- в) коли потрібний швидкий розрахунок;
- г) коли модель експортується в STEP.

2. ПРОЄКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

2.1 Основні параметри зубчастих коліс

Зубчасте колесо або шестірня – основна деталь зубчастої передачі у вигляді диска з зубцями на циліндричній або конічній поверхні, що входять в зачеплення з зубами іншого зубчастого колеса (рис.2.1). У машинобудуванні прийнято мале зубчасте колесо з меншим числом зубів називати **шестірнею**, а більше – **колесом**. Однак часто всі зубчасті колеса називають шестірнями. Зубчасті колеса зазвичай використовуються парами з різним числом зубів з метою перетворення обертального моменту і числа обертів валів на вході і виході. Колесо, до якого обертаючий момент підводиться ззовні, називається ведучим, а колесо, з якого момент знімається – веденим. Якщо діаметр ведучого колеса менше, то обертаючий момент веденого колеса збільшується за рахунок пропорційного зменшення швидкості обертання, і навпаки. Згідно з передаточним відношенням, збільшення крутного моменту буде викликати пропорційне зменшення кутової швидкості обертання веденого колеса, а їх добуток – механічна потужність – залишиться незмінним. Дане співвідношення справедливе лише для ідеального випадку, не враховує втрати на тертя і інші ефекти, характерні для реальних пристроїв.

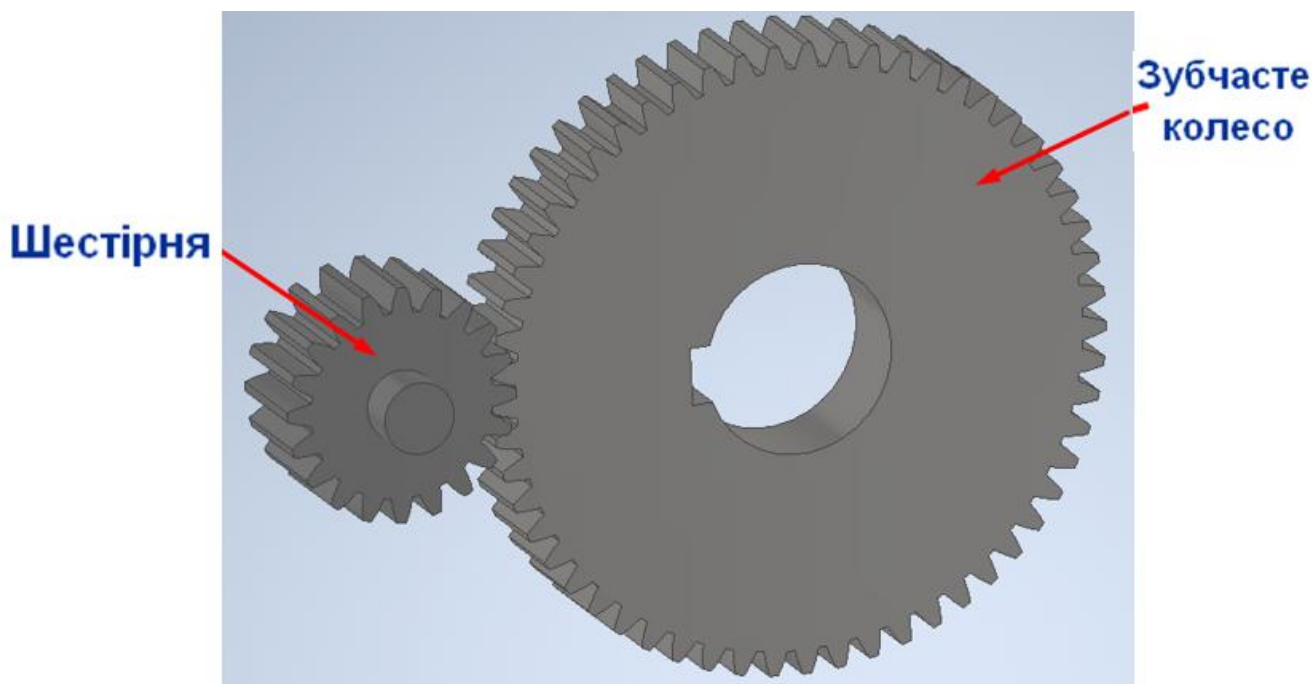


Рис. 2.1. Циліндрична зубчаста передача

Шестірню сучасного редуктора виготовляють, як правило, разом із валом (рис. 2.2). Тому доцільно побудувати модель вала й потім розмістити на ній зубчастий вінець.

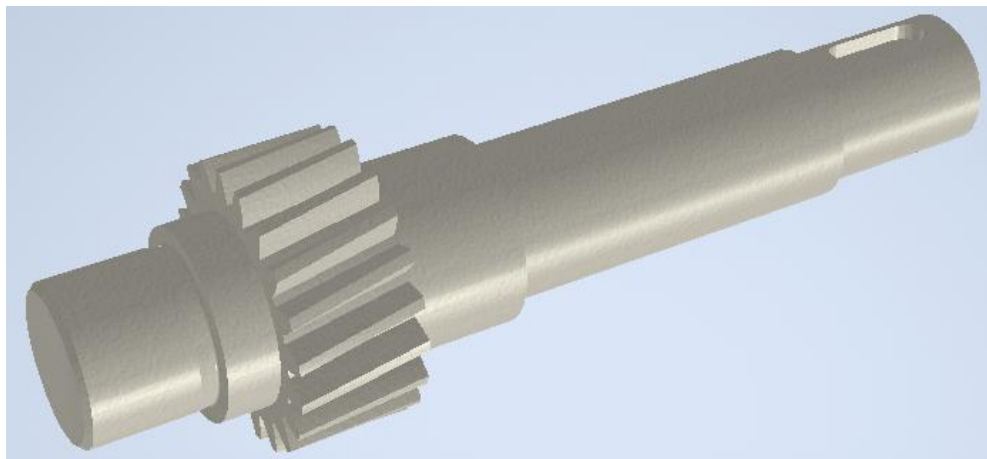


Рис. 2.2. Вал-шестірня з циліндричною шестірнею

Цілісна конструкція зменшує загальну вартість валу і шестерні, збільшує жорсткість валу, що сприятливо позначається на роботі зубчастого зачеплення, особливо при консольному розташуванні одного з коліс (рис. 2.3).



Рис. 2.3. Вал-шестірня з консольним розташуванням

Шестірню виготовляють окремо від валу, якщо вона значно більша за вал по діаметру, або якщо це обумовлено якими-небудь спеціальними причинами (рис. 2.4). Однак існує умова обов'язкового виконання валу-шестірні:

$$X = 0,5 \cdot (d_{f1} - d) \cdot t_1 \leq 2,5 \cdot m_t,$$

де d_{f1} – діаметр западин шестерні, мм;

m_t – торцевий модуль, мм.

Всі інші складові зрозумілі з рисунку 2.6.

Конструкція шестірні, що наведена на рисунках 2.4 та 2.5, застосовується при діаметрах $d_a < 80$ мм і виготовляється з круглого прокату, або поковок.

Конструкцію сталевого зубчастого колеса вибирають залежно від його діаметра, масштабів виробництва і конкретних умов заводу-виготовлювача. Тому не можна скласти жорсткі універсальні правила конструювання коліс. Однак є рекомендації і деякі усереднені співвідношення.

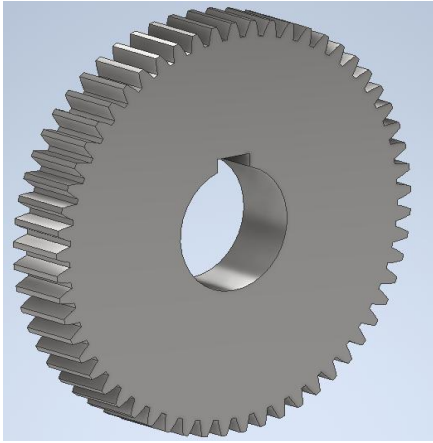


Рис. 2.4. Шестірня
циліндричної передачі

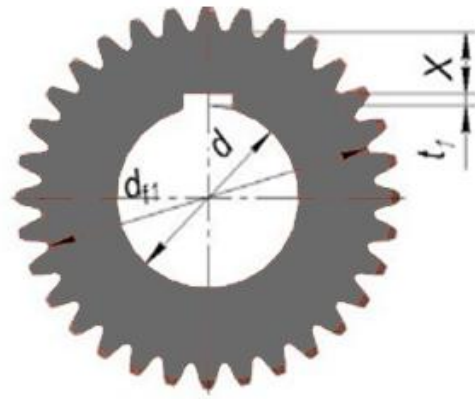


Рис. 2.5. Умова обов'язкового
виконання вала-шестірні

Способи виконання сталевих зубчастих коліс: з круглого прокату; кованими; штампованими; виливком; складовими.

Форму зубчастого колеса при невеликих розмірах виконують плоскою (рис. 2.6, а) або з матчиною, що виступає (рис. 2.6, б).

В одиничному і дрібносерійному виробництві зубчасті колеса діаметром менше 150 мм виконують з круглого прокату або поковок і, як правило, найпростішої форми. Щоб зменшити обсяг точної обробки різанням, на дисках коліс виконують виточки глибиною 1...2 мм (рис. 2.6).

При великих діаметрах коліс їх виготовляють вільним куванням з подальшою токарною обробкою.

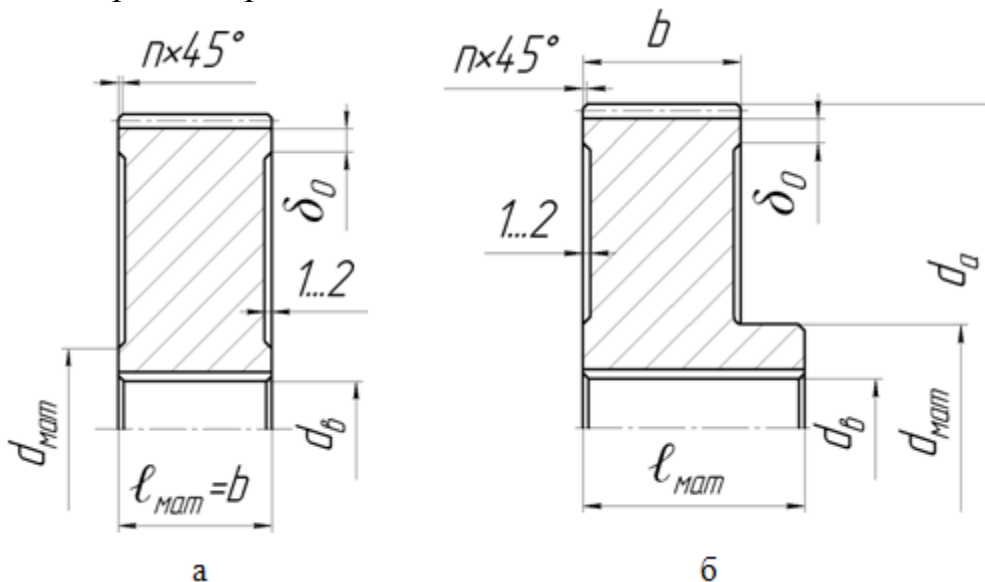


Рис. 2.6. Циліндричні зубчасті колеса з $d_a < 150$ мм

Довжину посадкового отвору колеса бажано приймати рівною або більше ширини зубчастого вінця.

Розміри конструктивних елементів зубчастого колеса визначають згідно рекомендацій (табл. 2.1).

В дисках роблять 4...6 отворів. Отвори служать для кріплення колеса при обробці заготовки і дозволяють обробляти отвір під вал і зовнішню поверхню

обода з однієї установки, а також використовуються при транспортуванні коліс. При великих розмірах отворів вони служать для зменшення маси коліс, у литих колесах - для виходу ливарних газів при виливці.

Таблиця 2.1. Розміри конструктивних елементів зубчастого колеса

Параметр	Співвідношення
Довжина маточини	$\ell_{\text{мат}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{в}}$
Товщина обода зубчастого вінця	$\delta_0 = (2,5 \dots 4)m_n$
Товщина диска	$c = (0,3 \dots 0,5)b$
Діаметр маточини	$d_{\text{мат}} = 1,6d_{\text{в}}$
Внутрішній діаметр обода	$D_0 = d_f - 2 \cdot \delta_0$
Діаметр розташування технологічних отворів	$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{\text{мат}})$
Діаметр технологічних отворів	$d_{\text{отв}} \approx 0,25 \cdot (D_0 - d_{\text{мат}})$
Кількість отворів у диску	4...6

Прийняту довжину маточини слід узгодити з розрахунковою і з діаметром посадкового отвору в залежності від вибраного стандарту.

Заготовки для коліс діаметром до 600 мм найчастіше отримують за допомогою вільного кування. Колесо виконується з розташованим посередині диском товщиною близько третини ширини колеса. Обробці підлягають всі поверхні заготовки.

Основні розміри конструктивних елементів циліндричного зубчастого колеса діаметром менше ніж 600 мм, виготовленого за допомогою вільного кування, наведено на рисунку 2.7.

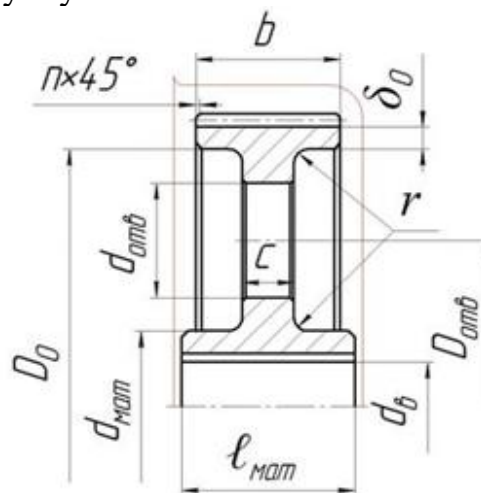


Рис. 2.7. Конструкція циліндричного зубчастого колеса з $d_a < 600$ мм

Для зменшення впливу термічної обробки зубчастих коліс на точність геометричної форми товщину диска визначають з рекомендацій $c \approx 0,3b$.

На торцях зубчастого вінця виконують фаски розміром:

$$n = (0,5 \dots 0,7) \cdot m_n$$

Фаски округляють до стандартного значення. На прямозубих зубчастих колесах фаску виконують під кутом 45° , на косозубих і шевронних колесах при

твердості робочих поверхнь $HV \leq 350$ під кутом 45° , а при $HV \geq 350$ під кутом $15...20^\circ$. Гострі крайки на торцях маточини, кутах обода притупляють фасками, розміри (мм) яких приймають по таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Рекомендовані розміри фасок

d, мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
n, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

У середньо-, великосерійному і масовому виробництві при діаметрах до 600 мм колеса виготовляють переважно штампуванням.

Штампування відрізняється високою продуктивністю і максимально наближає форму заготовки до форми готового колеса. Внутрішня поверхня обода, зовнішня поверхня маточини і поверхні диска штампованих коліс зазвичай не обробляються.

В зубчастих колесах відповідальних передач, що працюють на великих кутових швидкостях і виготовлені з високим класом точності, можна не обробляти лише диск з обох сторін. В менш відповідальних передачах, які працюють на невеликих кутових швидкостях, є можливість не обробляти внутрішню поверхню обода, зовнішню поверхню маточини і поверхні диска. Такий підхід значно підвищує продуктивність виготовлення штампованих коліс.

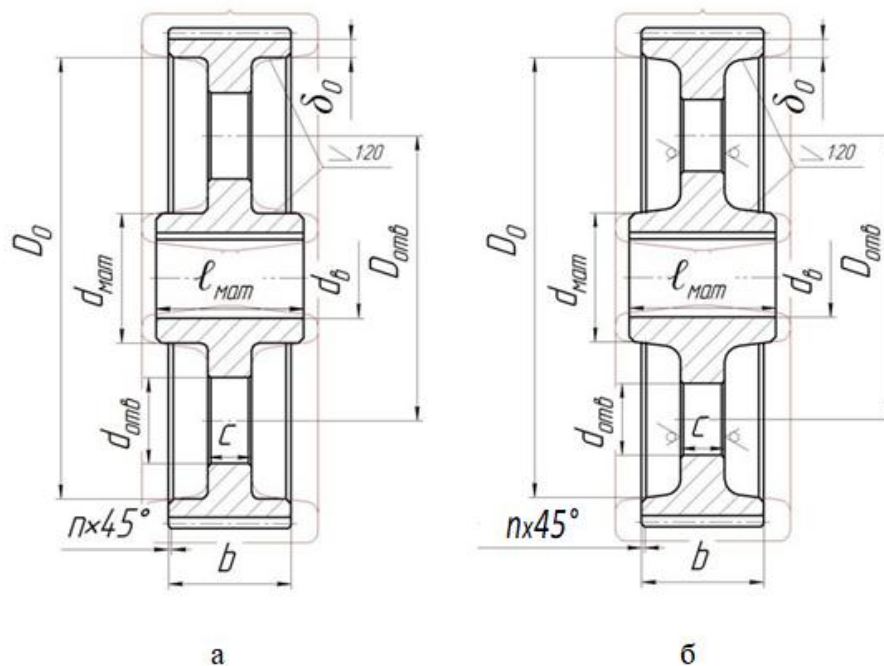


Рис. 2.8. Конструкція циліндричного зубчастого колеса виготовленого за допомогою двосторонніх штампів

Колеса великих діаметрів виготовляють зазвичай литими, колеса порівняно тихохідних і мало навантажених передач – литими і при менших діаметрах. Також литими виготовляють чавунні колеса, що застосовуються в відкритих тихохідних мало навантажених передачах.

Зубчасті колеса, виготовлені за рахунок литва, бувають:

- з прямим диском $d_a \leq 500$ мм;
- з похилим диском $d_a \leq 600$ мм;

із спицями $d_a = 400 \dots 1000$ мм.

Еліптичні спиці застосовують для малонавантажених передач. **Хрестообразні** та **таврові** – для середньонавантажених передач. **Двотаврові** – для важконавантажених передач.

Основні розміри конструктивних елементів коліс виготовлених за допомогою литва наведені на рисунку 2.9 а, б.

Діаметр маточини для зубчастих коліс, виготовлених з чавуну, визначають з наступного співвідношення:

$$d_{\text{мат}} = 1,8 \cdot d_g.$$

В індивідуальному виробництві колеса великих діаметрів виконують також зварними і бандажованими (при $d_a > 600$ мм).

Дефіцит часу, викликається зростанням обсягів розробок, а також підвищення рівня складності виробів, що проєктуються, спонукають конструкторів до пошуку все нових програмних засобів автоматизації різних етапів проектної діяльності. Бажання кожного інженера – більше результатів при менших зусиллях – засноване на прагненні позбутися від монотонних, повторюваних дій і зосередитися на творчому процесі.

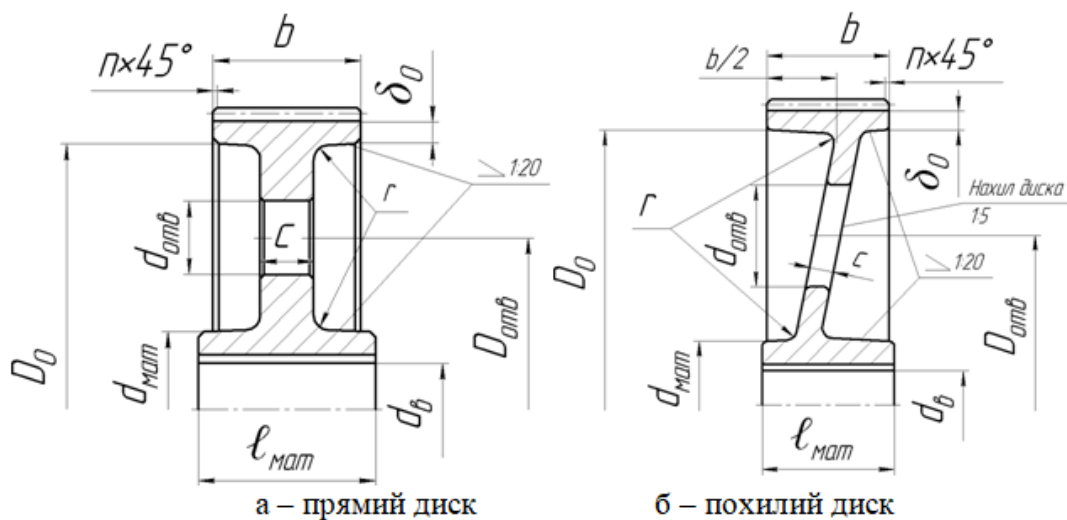


Рис. 2.9. Конструкція циліндричного зубчастого колеса виготовленого за допомогою литва

Створення тіл обертання – невід'ємна частина проєктування механічних пристроїв. Нехай не найскладніша, але віднімає багато часу, причому неважливо, чи створюєте ви тривимірну модель чи плоский кресленик.

На сьогодні існують програмні продукти, призначені для тривимірного проєктування – це інтегровані системи моделювання тіл обертання. З їх допомогою можна:

- Без особливих зусиль створити прості ступені коліс (маточини) і побудувати на їх поверхнях різні конструктивні елементи (шліцьові і шпонкові ділянки, канавки, кільцеві пази і т.д.). Форма моделі може бути різною: циліндр, конус, шестигранник, квадрат, сфера.
- Спроєктувати і розрахувати елементи механічних передач.
- Доповнити креслення автоматично згенерованими видами і

перерізами моделі, таблицями параметрів і виносними елементами зубчастих передач.

- Виконати геометричні розрахунки та розрахунки на міцність і довговічність зубчастих передач.

За допомогою систем САПР розрахунок параметрів і створення моделей стануть етапами автоматизованого проектування. Потрібно лише викликати потрібні команди, ввести вихідні дані і запустити завдання на виконання.

По закінченні розрахунку конструктор отримає відомості про якість зачеплення. Якщо всі параметри в нормі, вже на цьому етапі можна створити модель. Але можна продовжити розрахунок і перевірити проєктовану передачу на міцність і довговічність.

2.2 Використання стандартів при розрахунку зубчастих передач

У процесі проектування та розрахунку циліндричних зубчастих передач застосування державних і міжнародних стандартів є обов'язковою умовою забезпечення технічної надійності, уніфікації та взаємозамінності деталей. Стандарти задають принципи побудови профілю зуба, нормують параметри модулів, визначають допустимі навантаження, методики перевірочних і проєктних розрахунків, а також встановлюють вимоги до точності виготовлення та контролю передач. Це дозволяє отримувати розрахункові результати, співставні незалежно від програмного забезпечення, методик викладача чи виробничих можливостей підприємства.

Використання стандартів також дає можливість спростити інтеграцію деталей у складні механізми: зубчасті колеса, виготовлені за різними методами або на різних підприємствах, залишаються сумісними, якщо побудовані за однаковими нормами. У середовищі систем 3D-проекування застосування ISO та ДСТУ-EN забезпечує коректну перевірку міцності передач, правильний підбір геометричних параметрів, відповідність сучасним нормам технічних стандартів України та ЄС, уникаючи застарілих підходів та методик.

Дотримання вимог стандартів у проектуванні та розрахунку зубчастих передач є обов'язковою умовою сучасного машинобудування. Адже стандарти забезпечують взаємозамінність деталей. Зубчасте колесо, виготовлене за стандартом, може працювати в парі з іншим колесом, виготовленим в іншому місці і в інший час, без появи заклинювань, зазорів чи невідповідностей.

Стандарти встановлюють допустимі відхилення профілю, радіальні і осьові биття, погрішності нормалі, відхилення міжцентрової відстані. Це дає можливість прогнозувати якість зачеплення та забезпечити плавність і рівномірність роботи.

Стандарти містять розрахункові формули, коефіцієнти, методики визначення допустимих напружень. Завдяки цьому можливе проектування передачі з гарантованим ресурсом, враховуються реальні умови навантаження. Тому передача, розрахована за стандартом, легко і недорого виготовляється, може перевірятися стандартними засобами вимірювання.

При опануванні курсу «Сучасні методики комп'ютерного проектування вузлів і деталей машин» потрібні базові знання з деталей машин. У сучасній інженерній освіті України під час викладання дисципліни «Деталі машин» та методичного забезпечення розрахунків зубчастих передач застосовуються переважно національні переклади міжнародних стандартів (ДСТУ ISO, ДСТУ EN) та частково застарілі, але загальновідомі стандарти серії ГОСТ.

Значна частина цих джерел і досі використовується, адже містить коректні в інженерному сенсі методики, дані таблиць і логіку оцінки міцності. Тому частина кафедр продовжує посилається на ГОСТ як на історичну та методичну основу, навіть якщо формально вони припинили чинність як державні стандарти України. Така ситуація зумовлена особливостями нормативної спадковості, освітнього процесу та промислових реалій України.

Більшість міжнародних стандартів ISO з теорії, кінематики, геометрії, точності та розрахунку міцності зубчастих передач – зокрема ISO 21771, ISO 6336 та ISO 1328 – офіційно гармонізовані в Україні та діють у вигляді ДСТУ ISO чи ДСТУ EN ISO. Це забезпечує відповідність української інженерної освіти міжнародним вимогам, відкриває можливість інтеграції в європейський інженерний простір і дозволяє студентам опановувати методики, аналогічні тим, що застосовуються у CAD/CAM/CAE системах (SOLIDWORKS, Autodesk, Siemens NX тощо). Для викладачів це означає наявність актуальної нормативної бази, яка розвивається разом із світовою галуззю машинобудування та не суперечить чинним виробничим нормам ЄС.

Машинобудівні підприємства України теж часто використовують ГОСТ як довідковий матеріал. Це означає, що випускники мають уміти читати і застосовувати обидві системи нормативів. Викладання з урахуванням ISO/ДСТУ та ГОСТ формує універсальність інженерної підготовки та забезпечує студентів інструментарієм для роботи як з новими стандартами, так і з документацією, яка ще залишилась на підприємствах.

Професійні CAD-системи, які застосовуються у навчальному процесі, переважно використовують саме методи ISO 6336 для перевірки на міцність зубчастих передач. Це стимулює викладачів системно переходити до міжнародної методичної бази й водночас адаптувати її до уже освоєних студентами принципів і методик, сформованих за ГОСТ. Результатом є гнучка й актуальна система інженерної підготовки, яка враховує як історичні умови становлення українського машинобудування, так і сучасні вимоги міжнародної технічної стандартизації.

2.3 Проектування циліндричних зубчастих передач в SOLIDWORKS

Велика номенклатура зубчастих пар, які для виготовлення потребують перерахунку по стандарту ДСТУ, спонукають інженерів-конструкторів до пошуку все нових програмних засобів автоматизації різних етапів проектної діяльності. Можна побудувати модель зубчастого колеса «вручну», використовуючи засоби 3D-моделювання [6], але це потребує часу й знань відповідних стандартів.

Для ручної побудови зубчастого колеса в SolidWorks створюють креслення профілю зуба на основі розрахунків, а потім використовують операцію Масив по колу (Circular Pattern) для його копіювання по всьому колу. Потім створюють корпус колеса шляхом видавлювання (Extruded Boss/Base).

Для такого моделювання необхідно виконати попередні розрахунки параметрів передачі. Розраховується модуль колеса, який є ключовим параметром, що визначає розміри зуба та взаємодії коліс. Будується коло, що відповідає діаметру ділительного кола колеса. Будується профіль одного зуба. Для прямозубих коліс профіль зазвичай викреслюється з одного боку від осі ескізу. Для точної побудови профілю можна використовувати функції побудови кривих або вписати його в задані рамки.

Для створення зубчастого вінця його ескіз із профілем зуба копіюється по колу з використанням функції масиву по колу Circular Pattern. Створення корпусу колеса виконується витисненням ескізів зубів на задану ширину колеса.

За потреби додаються додаткові елементи, такі як отвір під вал, шпонковий паз або шліци, з використанням відповідних інструментів моделювання. Побудова таким способом дає якісну модель колеса але потребує доволі багато часу, певних навиків моделювання й наявності відповідних стандартів.

При користуванні бібліотекою проектування з теки **Toolbox** вибирається відповідний стандарт (наприклад, ГОСТ, ANSI, ISO). Далі перейти до категорії трансмісії **Power Transmission** > Зубчасті колеса **Gears**.

Після перетягування зубчастого колеса в робочу область налаштовуються його параметри (модуль, кількість зубців, крок, напрям зуба тощо) у вікні конфігурації. Потім слід додати друге колесо, додати відповідні залежності для отримання зубчастої передачі.

Використання бібліотеки **Toolbox** у SOLIDWORKS для створення зубчастих коліс має значні переваги, пов'язані зі швидкістю та дотриманням стандартів. Зубчасте колесо створюється практично миттєво, що значно прискорює процес проектування, особливо на етапах попереднього або загального компонування. Не потрібно вручну розраховувати та викреслювати профіль евольвенти, вирізати зуби чи створювати параметричні рівняння.

Toolbox містить готові параметричні моделі, які відповідають основним міжнародним стандартам. Це гарантує, що колесо матиме коректну геометрію для правильного зачеплення, але також має певні недоліки, які обмежують гнучкість і деталізацію моделювання.

Хоча колеса виглядають правильно, вони часто є спрощеними графічними моделями, а не ідеально точною евольвентою, необхідною для високоточних інженерних розрахунків (наприклад, аналіз міцності).

Для високоточного машинобудування, де потрібна модифікація профілю або детальний інженерний аналіз, краще використовувати ручне моделювання на основі рівнянь (використовуючи, наприклад, таблиці або макроси для створення евольвенти) або спеціалізовані програми-плагіни.

Компанія Camnetics розробила модуль **GearTrax**, за допомогою якого можна створювати елементи трансмісій. Програмне забезпечення Camnetics

GearTrax є самостійним Standalone-модулем, який може будувати широкий спектр зубчастих передач за різними стандартами [23].

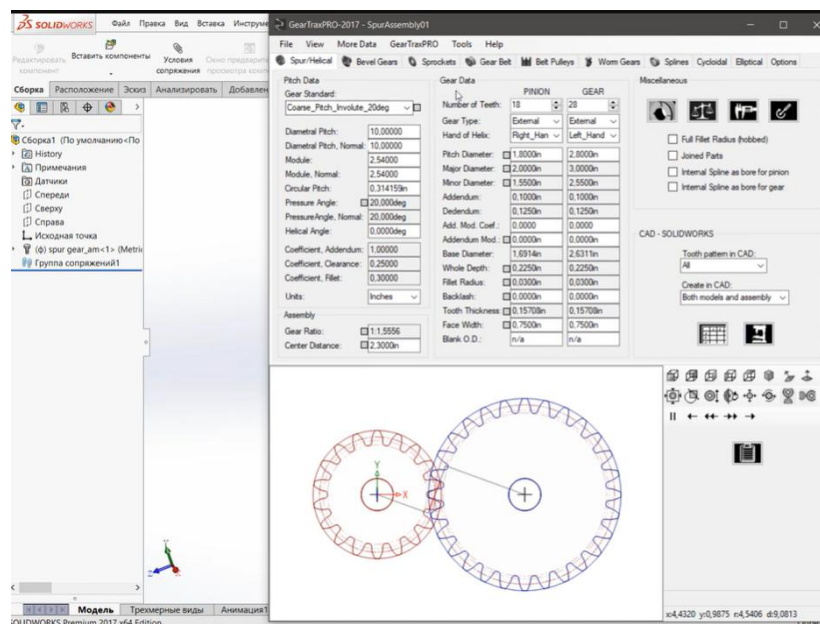


Рис. 2.10. Проектування циліндричної зубчастої передачі в GearTrax

Сучасні системи автоматизованого проектування надають широкі можливості для реалізації всіх етапів проектування – від параметричного моделювання до інженерного аналізу (CAE). Для розрахунку зубчастих передач у SolidWorks додатки GearTrax та GearTeq дозволяють гнучко працювати з елементами передач безпосередньо в середовищі SolidWorks .

При проектуванні циліндричних зубчастих передач у SOLIDWORKS використовуються стандарти, закладені в бібліотеку *Design Library*, модуль *Toolbox*, а також стандарти, прийняті в машинобудуванні.

У SOLIDWORKS найбільш поширеними є стандарти серії ISO (Міжнародні стандарти), DIN (Німеччина), AGMA (США). Розрахунок основних параметрів ведеться саме за ISO, DIN, AGMA.

SOLIDWORKS безпосередньо не включає ГОСТ як стандарт зубчастих передач, але в машинобудуванні використовують ДСТУ ISO 6336 – Український аналог ISO. У випадку роботи з ГОСТ їх параметри вводяться вручну.

GearTrax/GearTeq – це зручні й корисні інструмент для створення моделей зубчастих передач із базовими параметрами, особливо для користувачів SOLIDWORKS , але вони мають істотні обмеження й недоліки, особливо при роботі зі складнішими чи нестандартними передачами.

Незважаючи на переваги у генерації геометрії, ці модулі здебільшого фокусуються на геометрії деталі. Вони не є повноцінними інструментами для комплексного інженерного аналізу передачі (наприклад, аналізу міцності методом кінцевих елементів, аналізу контактних напружень, теплових розрахунків), для чого потрібні інші, ще більш спеціалізовані CAE-системи.

2.4 Проектування коліс циліндричних зубчастих передач за допомогою генератора **Spur Gears Component Generator**

Розробка власного проєкту автоматизованим способом на основі стандартів, присутніх в **Autodesk Inventor**, дозволяє заощаджувати на екстенсивному моделюванні вузла і деталей.

Для виконання цього завдання необхідно мати результати розрахунку:

- циліндричної зубчастої передачі, виконаною раніше, а саме: модуль; кількість зубців для кожного колеса; ширина зубчастих вінців;
- значення силових факторів, що діють в передачі;
- результати моделювання валів, виконані раніше;
- вибрані підшипники.

Генератор майстра проектування відкривається в останньому допустимому стані, в якому компонент був вставлений в вузол Autodesk Inventor.

Відкриття файлу проєкту і запуск генератора.

1. Вибрати як активний (активувати) СВІЙ проєкт.
2. Відкрити файл проєкту (...iam).
3. На стрічці натиснути вкладку **Design** > **Power Transmission** > **Spur Gears**.

Діалогове вікно генератора компонентів зубчастих зачеплень **Spur Gears Component Generator** відкривається на вкладці **Design**. Тут можна ввести особливі параметри, задати розташування циліндричних зубчастих коліс і вибрати методи розрахунку.

Вкладка **Design** поділена на декілька груп вкладень, в яких можна задати різні параметри. У області **Common** містяться параметри, спільні для обох зубчастих коліс, наприклад модуль або кут нахилу зуба.

У меню вибору моделі **Design Guide** наведено п'ять можливих варіантів моделей і розрахунків.

Доступність полів редагування на вкладці **Design** залежить від значення, вказаного в полі вибору моделі. Для кожного методу потрібно вказувати свої параметри. У цій області містяться параметри, які можуть розрізнятися для зубчастих коліс, наприклад, число зубців або ширина грані. Крім того, тут розташовані кнопки для визначення розташування цих двох коліс.

За допомогою розкритого меню можна вибрати тип колеса, що вставляється (рис. 2.11):

Component – компонент;

Feature – елемент;

No Model – без моделі.

При необхідності вставки одного зубчастого колеса в області зубчастого колеса **Gear 1** у списку вибирають **Component**, в області зубчастого колеса **Gear 2** у списку вибирають **No Model**. В такому випадку буде вставлене лише колесо **Gear 1** як нова деталь.

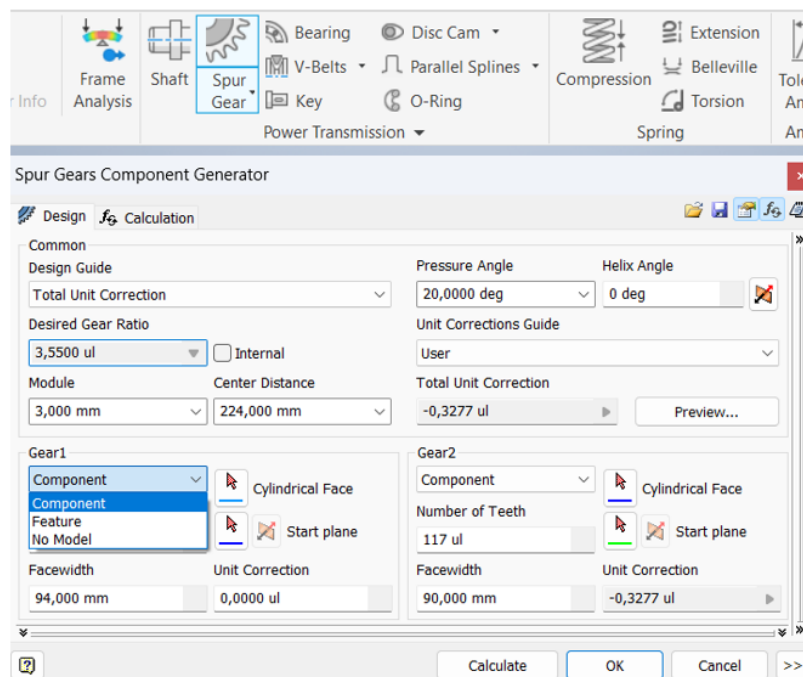


Рис. 2.11. Діалогове вікно **Spur Gears Component Generator**

Генератор зубчастих циліндричних зачеплень дозволяє вставити до двох зубчастих коліс за один раз, для цього в обох областях зубчастих коліс **Gear 1** і **Gear 2** слід вибрати **Component** [16].

При наявності деталі з достатнім діаметром колесо можна вставити як елемент деталі при виборі типу колеса **Feature**. Тоді зубчасте колесо буде вставлене в вузол як елемент валу.

Команди циліндричної грані **Cylindrical Face** та початкової площини **Start plane** стають активними й елементи можна вставити в збірку.

Також для вставки обчислення без компоненту або елемента можна вибрати параметр **No Model** без вставки моделі, буде виконуватись тільки розрахунок.

За замовчуванням зубчасте колесо **Gear 2** має більшу кількість зубів і воно є ведучим в розрахунку. Якщо змінити значення і вставити більше зубів для зубчастого колеса **Gear 1**, воно буде вважатися ведучим.

Кут зачеплення **Pressure Angle** стандартний 20° , параметр кута нахилу зуба **Helix Angle** можна змінювати в межах від 0° до $+55^\circ$.

У списку завдання методу розрахунку загального коефіцієнта зміщення зубів **Unit Correction Guide** доступні такі параметри:

User - користувальницький;

In Gear Ratio – Розподіл загального коефіцієнта зміщення через передатне відношення;

With Comp. of Slips – за допомогою розрахунку проковзування (розподіл загального коефіцієнта зміщення з компенсацією відносного проковзування);

According to Merrit – згідно Merrit (розподіл загального коефіцієнта зміщення за пропонуваними виразами) (рис. 2.12).

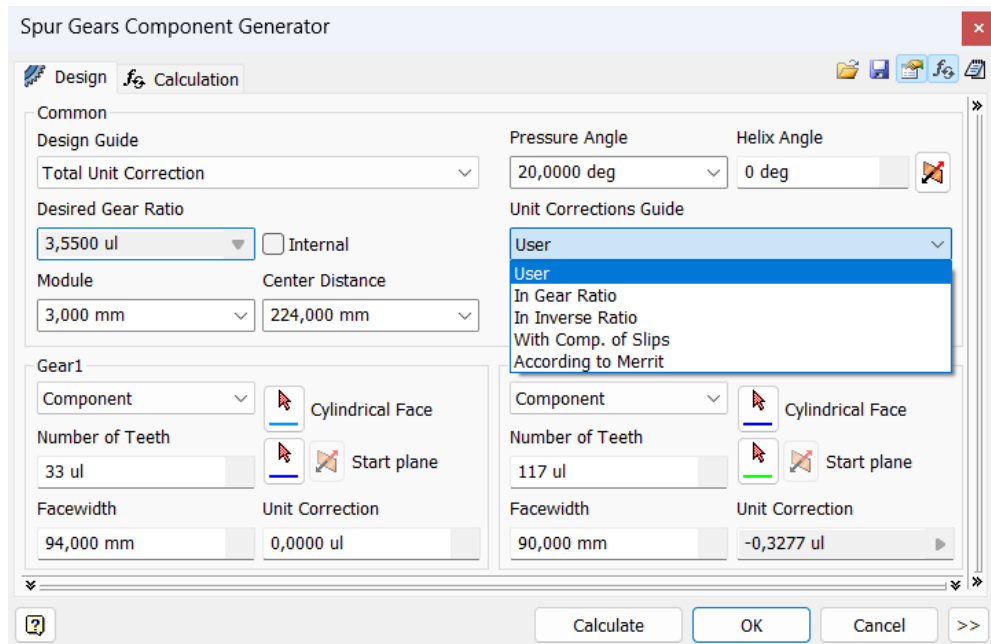


Рис. 2.12. Методи розрахунку коефіцієнта зміщення зубів

Розміри коліс та зображення їх зачеплення між собою та з інструментальною рейкою доступні після натиснення кнопки перегляду **Preview**.

На вкладці **Preview** можна переглянути параметри шестірні й колеса, перемикаючи кнопки Gear 1 та Gear 2. Справа на панелі **Results** відображені параметри відповідного елемента зубчастої передачі (рис. 2.13).

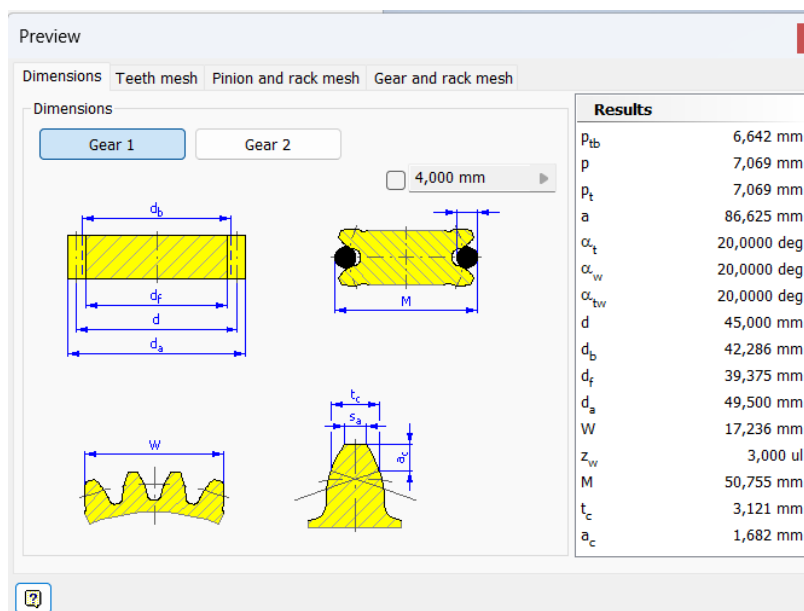


Рис. 2.13. Вікно перегляду параметрів передачі

Додаткові параметри. При натисненні в правому нижньому кутку вкладки кнопки додаткових параметрів **More options** >> відкриється область з іншими параметрами проектування зубчастих зачеплень. Наприклад, при виборі вхідного типу **Input Type** значення **Number of Teeth** кількість зубців є заданим значенням.

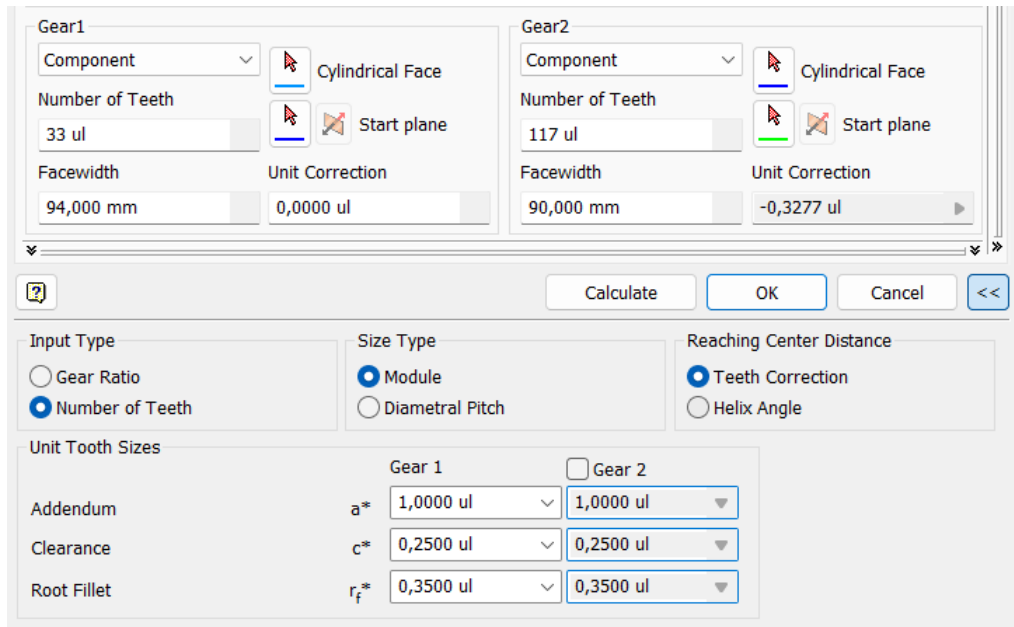


Рис. 2.14. Вибір типу вхідних параметрів

На вкладці розрахунку **Calculation** задається метод та тип розрахунку міцності, які будуть використовуватись при розрахунку.

Доступні такі методи розрахунку міцності **Method of Strength Calculation: ANSI/AGMA 2001-D04:2005** – при виборі цього методу розрахунок базується на розрахунку консольної балки. Враховують вплив більшості факторів, які задаються на доступній вкладці **Factors**;

Legacy ANSI – вибирається стандарт ANSI попередньої версії;

Bach (simple design) – розрахунок простої моделі ґрунтується на розрахунку консольної балки, допускає дію загальної кругової сили тільки на один зуб;

Merrit (complex design) – розрахунок складної моделі ґрунтується на розрахунку консольної балки, допускає дію загальної кругової сили тільки на один зуб;

ISO 6336:1996, DIN 3993:1988, CSN 01 4686:1988 – ці розрахунки базуються на розрахунку консольної балки, враховуючи використання різних стандартів.

Нижчі вкладки на панелі призначені для завдання навантажень **Load** та розрахунок пропорцій міцності для розрахунку сил, моментів та швидкостей за допомогою зазначеної потужності **Power**, кількості обертів **Speed** та ККД **Efficiency** зубчастої передачі.

Результати. Для перегляду панелі результатів **Results** із списком обчислених значень слід двічі клацнути подвійну лінію справа або один раз клацнути кутову дужку. Позначені сірим значення відповідають результатам, які не співпадають із значеннями, введеними на вкладці проєкту. Для отримання результатів розрахунку введених значень натиснути кнопку **Calculation** (рис. 2.15).

Матеріал зубчастих коліс вибирається на вкладці **Material Values** зі спадного списку окремо для кожного колеса.

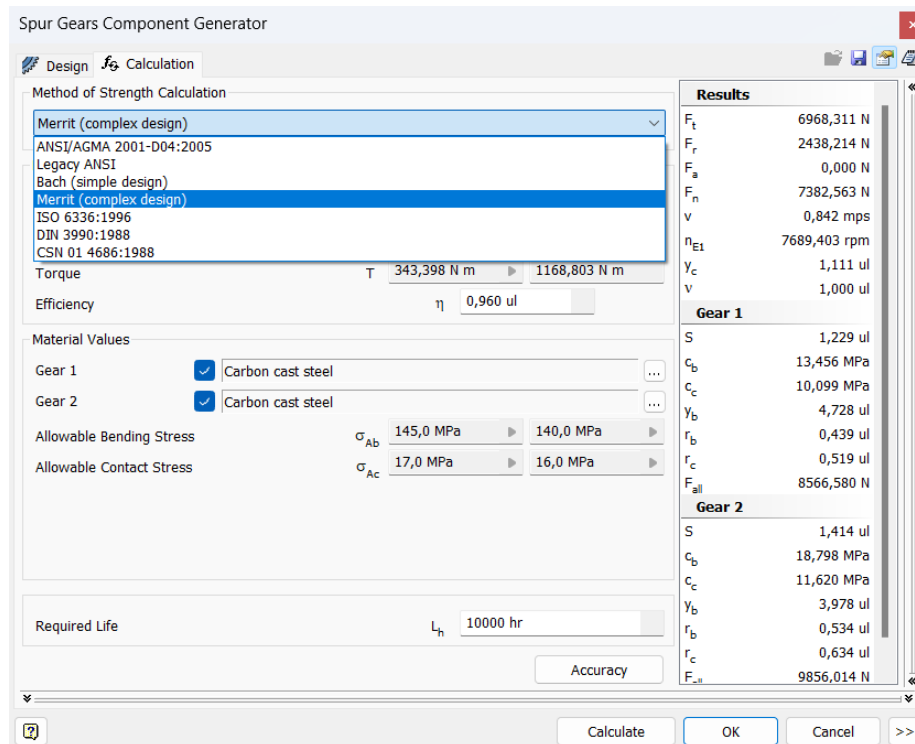


Рис. 2.15. Вибір методу розрахунку передачі

Діалогове вікно для введення стандарту та ступеня точності відкривається натисненням кнопки **Accuracy**. Для стандарту CSN список містить усі значення. Деякі з цих значень не можна вибрати у довільному порядку. Якщо вибрати значення, яке не відповідає ліворуч, воно не буде автоматично підставлено. Вибирається та вводиться найближче допустиме значення [16].

Відображення додаткових параметрів проєктування зубчастих циліндричних зачеплень відкривається натисненням кнопки **<<** в правому нижньому куті. В залежності від вибраного типу розрахунку **Type of Load Calculation** вибираються певні вхідні параметри й програма сама визначає розрахункові параметри. Проєктні розрахунки виконуються при виборі одного із параметрів підбору матеріалу **Material Design** або геометрії **Geometry Design** (рис. 2.16).

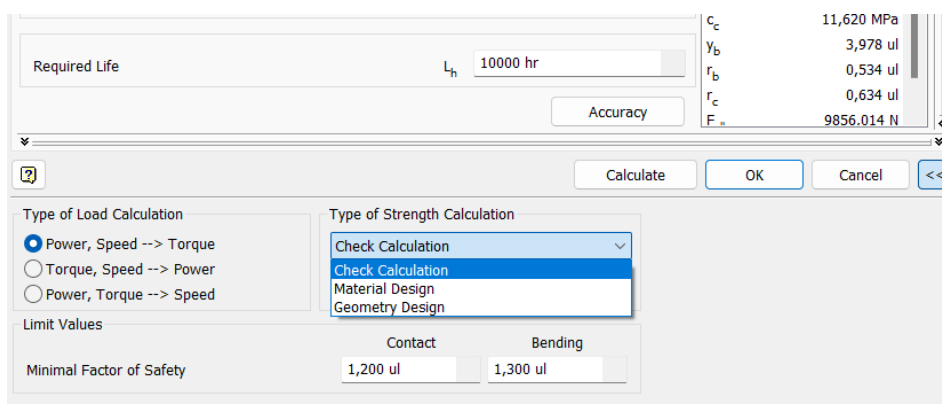


Рис. 2.16. Вікно додаткових параметрів розрахунку передачі

Поправочні коефіцієнти задаються у діалоговому вікні коефіцієнтів **Factors** відповідного методу розрахунку міцності (рис. 2.17). Значення деяких

коefficientів система приймає відповідно до введених даних (ступені точності, ширини вінця, кута нахилу зубів, тощо).

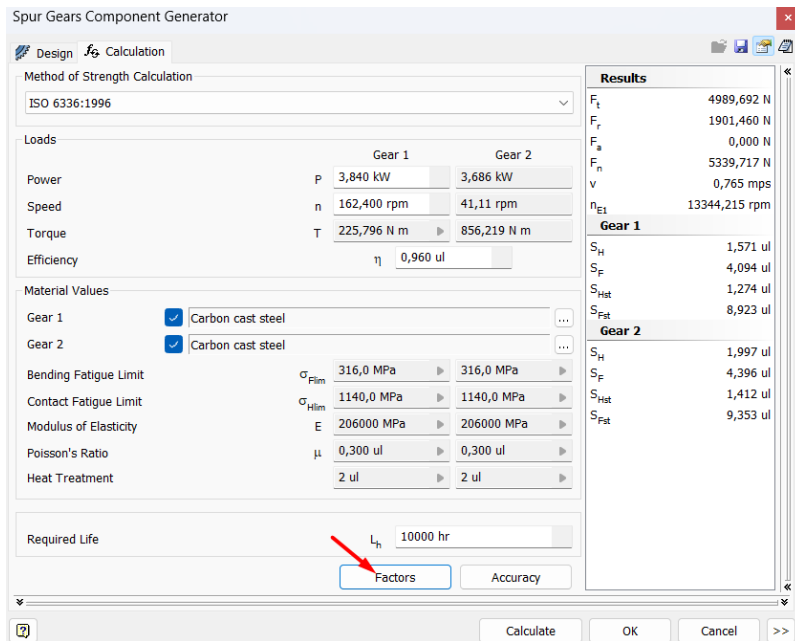


Рис. 2.17. Відкриття вікна коефіцієнтів

Значення коефіцієнтів поверхневого навантаження $K_{H\beta}$ визначається за кінематичною схемою. Для цього слід вибрати кінематичну схему, відповідну механізму, що проектується. Відображення кінематичної схеми зубчастого механізму відбувається при натисненні кнопки з трьома крапками (рис. 2.18).

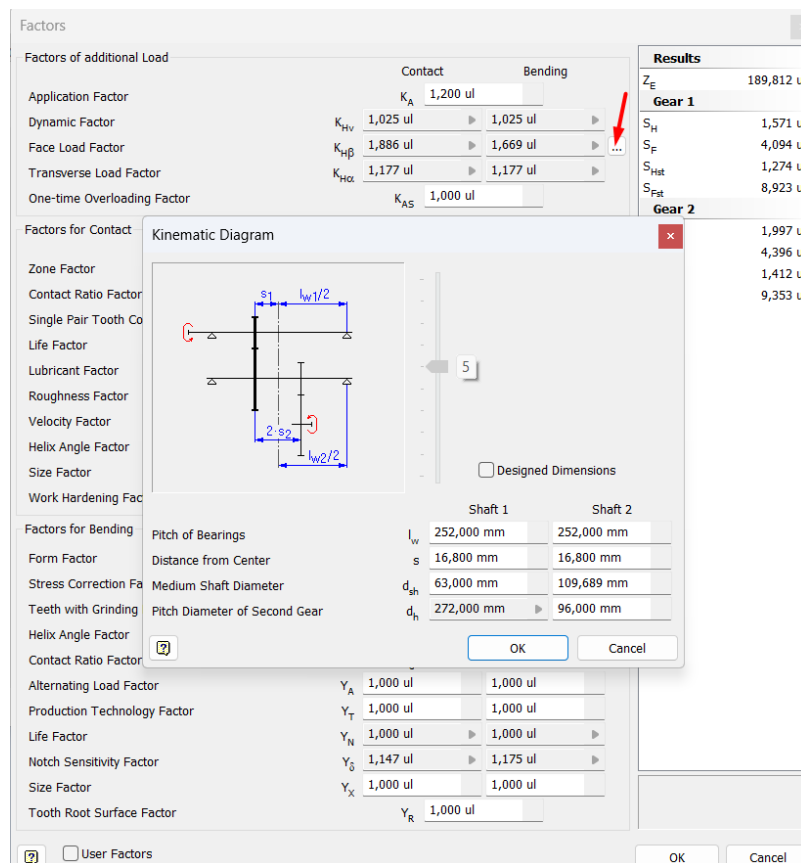


Рис. 2.18. Вибір кінематичної схеми передачі

Щоб вибрати відповідну діаграму та вставити значення розміру, слід перемішувати стрілку до певного номеру схеми. Це діалогове вікно можна відкрити, лише якщо вибрано параметр **ISO, DIN** або **CSN** у списку методу розрахунку міцності **Metod of Strength Calculation** на вкладці **Calculation**.

Щоб впевнитись, що міцнісні параметри передачі забезпечені, деякі прийняті параметри, отримані після проектного розрахунку, можна змінювати й виконати перевірючий розрахунок.

2.5 Вибір параметрів зубчастих зачеплень

На вкладці **Design** доступність полів редагування залежить від поточного вибору моделі. Вибір типу обчислення геометрії ведеться згідно вибору моделі **Design Guide**. Зі спадного меню доступні такі типи обчислення (рис. 2.19):

Module and Number of Teeth – розрахунок модуля та кількості зубів виходячи з міжосьової відстані та інших вхідних параметрів;

Number of Teeth – розрахунок кількості зубів виходячи з міжосьової відстані та інших вхідних параметрів;

Center Distance – розрахунок міжосьової відстані виходячи зі всіх вхідних параметрів;

Total Unit Correction – загальний коефіцієнт зміщення – використовується для розрахунку сумарного коефіцієнта зміщення виходячи з міжосьової відстані та решти вихідних параметрів. Цей параметр рекомендується включати для підсумкових коригувань проекту.

Module – використовується для розрахунку модуля виходячи з міжосьової відстані та решти вихідних параметрів.

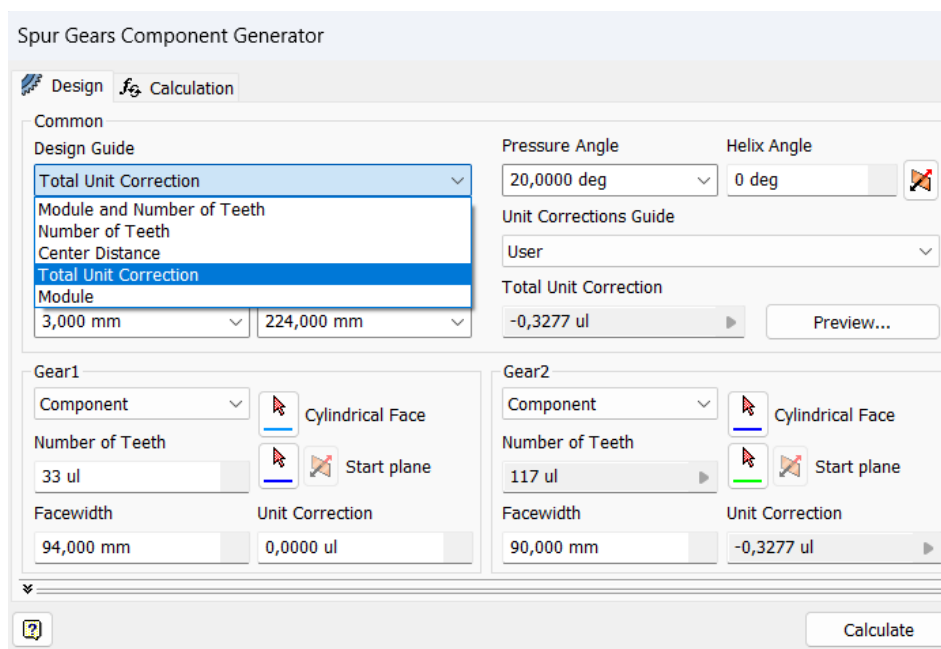


Рис. 2.19. Вікно вибору розрахунку передачі

Необхідне передаточне відношення, модуль і міжосьова відстань вибираються зі стандартних значень спадних меню відповідних вкладок:

Desired Gear Ratio, Module й **Center Distance**. Ці вкладки стають доступними при виборі відповідного типу розрахунку (рис. 2.20).

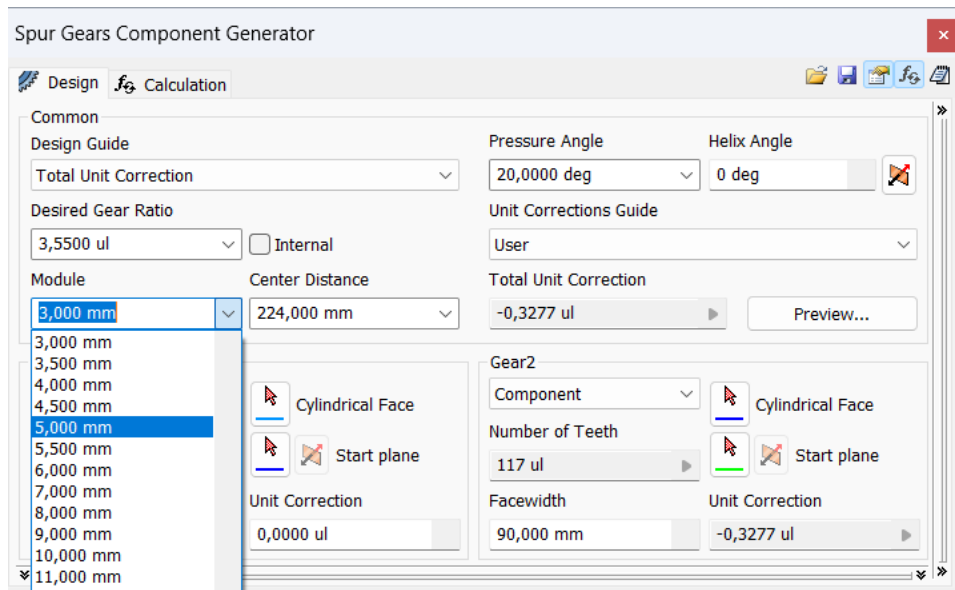


Рис. 2.20. Вибір модуля передачі

За замовчуванням у зубчастого колеса 2 більше зубів й воно є ведучим в розрахунку. Якщо змінити значення і вставити більше зубів для зубчастого колеса 1, воно вважатиметься ведучим.

При розрахунку зубчастої передачі з колесами внутрішнього зачеплення активується кнопка **Internal**. Циліндричне зубчасте зачеплення з великою кількістю зубів автоматично перетворюється на розряд зубчастих коліс внутрішнього зачеплення [16].

Для визначення додаткових параметрів зубчастих коліс слід натиснути кнопку **More options**, розташовану в правому нижньому кутку вкладки **Spur Gears Component Generator** (рис. 2.21).

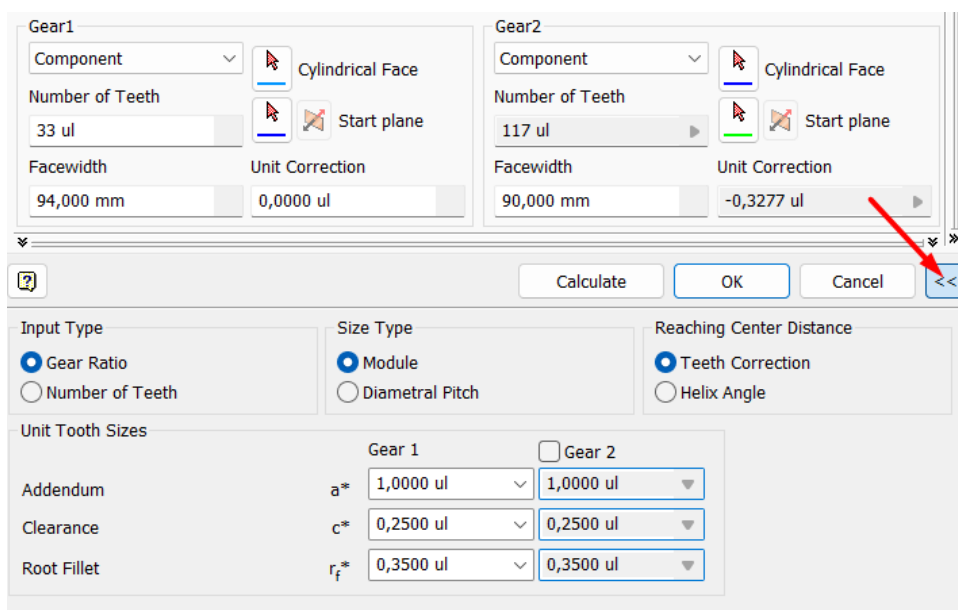


Рис. 2.21. Визначення додаткових параметрів зубчастих коліс

У групі полів тип розміру **Size Type** вибираються значення модуля **Module** або діаметрального кроку **Diametral Pitch**.

Якщо з меню вибору моделі вибрано параметри **Module and Number of Teeth** або **Module**, модуль стає недоступний, його можна розрахувати на основі інших параметрів. Цей параметр доступний, якщо в області додаткових параметрів Тип розміру вибрано параметр Модуль.

При проєктуванні зубчастих зачеплень в метричній зборці параметр **Module** вибирається генератором за умовчанням. У разі проєктування зубчастих передач з використанням англійських одиниць виміру в генераторі вибирається параметр діаметрального кроку **Diametral Pitch**.

2.6 Розміщення зубчастого колеса

Вставка зубчастого колеса як елемента. У розділі зубчастого колеса зі списку вибрати **Feature**, команди циліндричної грані та початкової площини стають активними. Для визначення розміщення зубчастого колеса натиснути в групі полів **Gear 1** кнопку зі стрілкою циліндричної грані **Cylindrical Face**, у графічному вікні вибрати циліндричну грань. Діаметр перетину вала повинен бути більшим або рівним зовнішньому діаметру зубчастого колеса.

Для визначення у вузлі початкової площини вибрати кнопку зі стрілкою початкової площини **Start Plane**, у графічному вікні вибрати початкову площину вала (рис. 2.22).

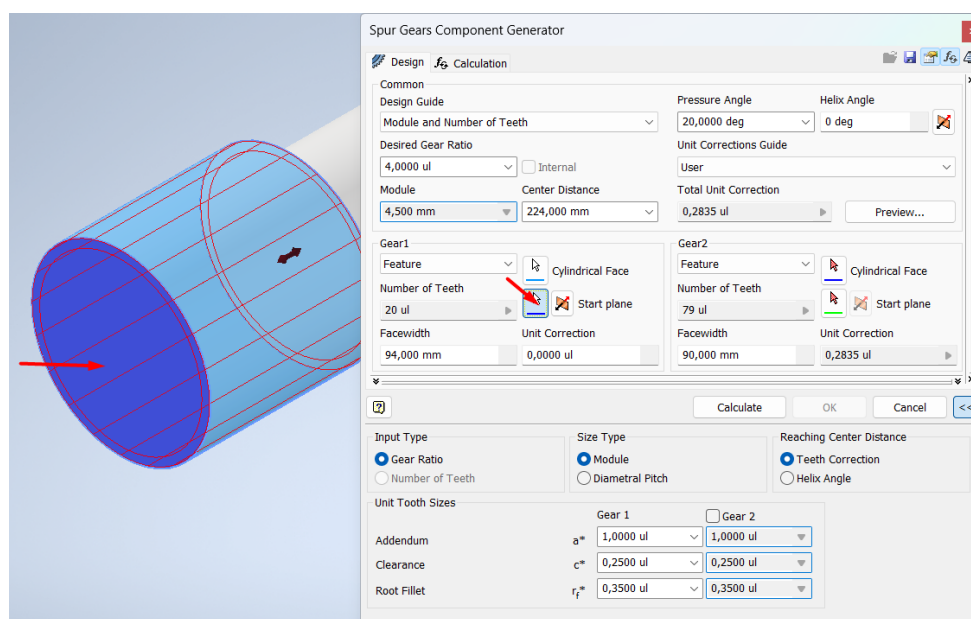


Рис. 2.22. Вставка зубчастого колеса як елемента

Розміщення другого зубчастого колеса зачеплення виконується аналогічно. У групі полів **Gear 2** натиснути кнопку **Cylindrical Face**, вибрати циліндричну грань відповідного вала в графічному вікні, щоб розмістити друге зубчасте колесо. Для визначення у вузлі початкової площини вибрати кнопку початкової площини **Start Plane**, у графічному вікні вибрати початкову площину цього ж вала.

Вставка зубчастого колеса як компонента. У розділі зубчастих коліс групі полів **Gear 1** й **Gear 2** зі списку вибрати **Component** й натиснути ОК. В графічній частині отримаємо модель зубчастої передачі (рис. 2.23).

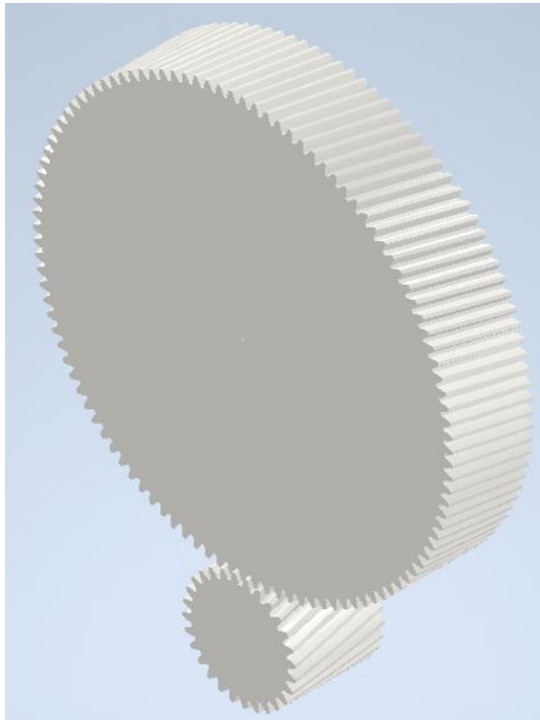


Рис. 2.23. Генерація зубчастих коліс як компонентів

На вкладці **Calculation** можна виконати розрахунок та перевірку міцності. При необхідності зображення лише одного зубчастого колеса у розділі зубчастих коліс групі полів **Gear 1** й **Gear 2** зі списку вибрати **Component** або **No Model** для відповідного колеса та натиснути ОК. В графічній частині отримаємо модель відповідного зубчастого колеса. Розрахунок зубчастих коліс, вставлених як компоненти, виконується аналогічно описаному вище.

В тих випадках, коли відомі всі параметри, й потрібно вставити тільки модель без виконання розрахунків або перерахунків значень, використовується Генератор зубчастих циліндричних коліс, щоб просто вставити модель зубчастого колеса у збірку.

Слід мати на увазі, що крива форми зуба, згенерованого в Inventor, має спрощену уяву й Генератор створює тільки вінець циліндричної зубчастої передачі. Додаткові елементи (отвори, маточини, фаски тощо) будуються для кожної моделі окремо у файлі збірки або відкриваються окремі файли на кожну модель. Після оновлення всі власноруч добавлені елементи зберігаються й у збірці.

Обидва інструменти (Toolbox в SOLIDWORKS та Component Generator в Inventor) зазвичай генерують спрощену геометрію зуба, а не ідеально точний профіль евольвенти, необхідний для високоточного виробництва чи FEA-аналізу. Проте інструмент Inventor є кращим за рахунок інтеграції розрахунку міцності та автоматизації створення збірки.

2.7 Формування файлу з результатами розрахунків

Після виконання розрахунку область попереднього перегляду оновиться, з'явиться повідомлення про успішне виконання розрахунку. У графічному вікні відобразиться циліндрична зубчаста передача, побудована з урахуванням всіх введених значень.

Результати розрахунків зубчастої передачі можуть бути збережені у вигляді окремого файлу. Формування файлу здійснюється натисканням кнопки **Results** у правому горішньому куті вікна (рис. 2.24).

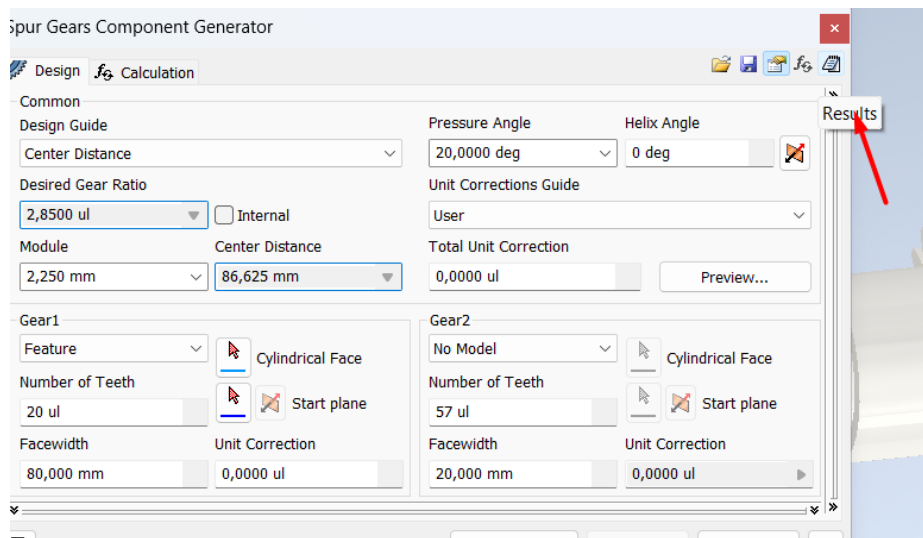


Рис. 2.24. Збереження результатів розрахунку

Натисканням кнопки **Results**, отримуємо **Генератор компонентів Spur Gears**, де розміщено всю інформацію про проєкт (рис. 2.25).

Результати розрахунку зубчастої передачі подаються у форматі *.htm і можуть бути збережені також у форматах *.mht та *.txt.

Генератор компонентів Spur Gears (Версія: 2021.2 (збірка 252289000, 289))
10.09.2023

Інформація про проєкт

Гід
Посібник з проєктування - Центральна відстань
Посібник із виведення одиниць - користувач
Тип розрахунку навантаження - Розрахунок крутного моменту для заданої потужності та швидкості
Тип розрахунку на міцність - Чековий розрахунок
Метод розрахунку міцності - ISO 6336:1996

Загальні параметри

Передаточне число	i	2,8500 вул
Бажане передавальне число	γ_B	2,8500 вул
Модуль	m	2250 мм
Кут спіралі	β	0,0000 град
Кут тиску	α	20 000 град
Центральна відстань	a_w	86 625 мм
Відстань центру продукту	a	86 625 мм
Загальна корекція одиниць	Σx	0,0000 вул
Круговий крок	стор	7 069 мм
Базовий круглий крок	P_{tb}	6642 мм
Кут робочого тиску	α_w	20 000 град
Коефіцієнт контакту	ϵ	1,6667 вул
Граничне відхилення паралельності осей	f_x	0,0130 мм
Граничне відхилення паралельності осей	f_y	0,0065 мм

Шестерні

Рис. 2.25. Збережені результати розрахунку

2.8 Отримання робочого кресленика зубчастого колеса

Для створення робочого кресленика вибрати шаблон аркуша із можливістю редагування стандарту. Інструментом Base View вибирається модель, масштаб, тип проєкції, вставляється головний вид і необхідна кількість проєкцій аналогічно створення робочого кресленика вала (рис. 1.21). Інструментом *Retrieve Model Dimensions* додати розміри, які потрібно відобразити (рис. 2.26). Матеріал і маса деталі підтягуються автоматично через *iProperties* → *Physical*.

Оформлення робочого кресленика циліндричного зубчастого колеса в SolidWorks або Autodesk Inventor вимагає дотримання інженерних стандартів (наприклад, ДСТУ/ГОСТ або ISO/ASME). Головна особливість полягає в тому, що більшість даних про зубчастий вінець подається не на розмірних лініях, а у спеціальній таблиці параметрів (Table of Tooth Data).

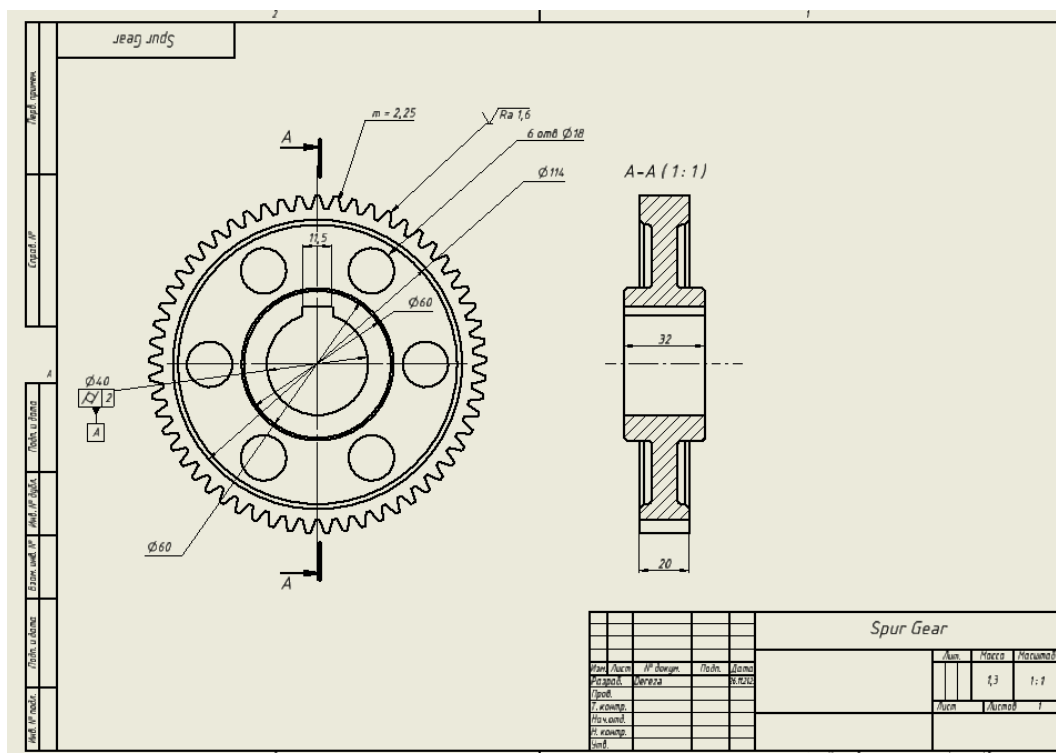


Рис. 2.26. Кресленник зубчастого колеса

Основний напис заповнюється аналогічно оформленню кресленника вала (рис. 1.23).

При створенні кресленика з 3D-моделі системи SolidWorks або Autodesk Inventor зазвичай показують реалістичний профіль зубців (з урахуванням налаштувань 3D-моделі).

Для переходу на спрощене зображення (як того вимагає стандарт) часто потрібно ручне або автоматизоване спрощення (використання спеціальних функцій для відображення ліній западин і ділильних кіл).

SolidWorks або Autodesk Inventor не мають вбудованого функціоналу для автоматичного створення Таблиці параметрів зубчастого колеса. Вони можуть генерувати подібні таблиці, але їхній вигляд і зміст за замовчуванням можуть відрізнятися від ЄСКД (використовуючи ISO-стандарти).

Toolbox/Design Accelerator - вбудовані бібліотеки для швидкого створення моделей, але їх інтеграція в кресленник вимагає певного налаштування.

SolidWorks та Autodesk Inventor є більш гнучкими та поширеними у світі системами, але для попередні налаштування шаблонів відповідності вимогам ЄСКД/ДСТУ потрібних стилів та, можливо, використання бібліотек, особливо для автоматизованого створення таблиці параметрів зубчастого колеса.

Контрольні питання

1. Назвіть способи проектування циліндричних зубчастих передач засобами САПР.
2. Які основні геометричні параметри необхідно визначити для проектування циліндричної зубчастої передачі?
3. Перерахуйте етапи створення моделі зубчастого колеса в Inventor.
4. Наведіть відмінності при проектуванні циліндричної шестірні й вала-шестірні.
5. Як призначити матеріали для циліндричних зубчастих коліс у генераторі циліндричних зубчастих передач?
6. Який матеріал слід вибрати для проектування зубчастих коліс?
7. В чому різниця призначення типу колеса як компонент і елемент?
8. Як можна переглянути розміри зубчастих коліс, побудованих за допомогою генератора зубчастих передач?
9. Як визначити додаткові параметри зубчастих коліс?
10. Яким чином можна зберегти результати розрахунку зубчастої передачі в Inventor?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 2

1. Який основний інструмент в Autodesk Inventor використовується для параметричного проектування та розрахунку циліндричних зубчастих передач?

- a) Spur Gears;
- б) Frame Generator;
- в) Stress Analysis;
- г) Content Center.

2. Як йде побудова моделі зубчастого колеса в Autodesk Inventor?

- a) згори вниз;
- б) згідно генератора Майстра проектування;
- в) згідно додатку "Вали й механічні передачі";
- г) по колу.

3. Який елемент конструкції зубчастого колеса не генерується автоматично інструментом Spur Gears Generator і має бути доданий вручну?

- а) діаметр кола вершин зубів;
- б) ширина зубчастого вінця;
- в) профіль зуба за евольвентою;
- г) шпонковий паз або отвір для штифта.

4. Якщо після розрахунку в Генераторі виявилось, що коефіцієнт запасу міцності менший за допустимий для контактної міцності, яке конструктивне рішення є найбільш ефективним для підвищення надійності?

- а) замінити матеріал на сталь меншої твердості;
- б) збільшити модуль або ширину вінця;
- в) зменшити число зубів на колесі;
- г) збільшити радіус галтелі біля основи зуба.

5. Вкажіть один з можливих варіантів типу розрахунку в генераторі компонентів циліндричного зубчастого зачеплення

- а) ширина;
- б) модуль і кількість зубів;
- в) діаметр вала;
- г) матеріал.

6. В якому форматі можна зберегти результати розрахунків зубчастої передачі в Spur Gears Component Generator?

- а) .htm;
- б) .ipt;
- в) .iam;
- г) .dwg.

7. Як можна подивитися розміри коліс та зображення їх зачеплення між собою?

- а) натисненням кнопки Preview;
- б) відкривши вкладку Design;
- в) натисненням кнопки додаткових параметрів;
- г) натисненням кнопки Results.

8. Яким чином можна зберегти результати розрахунків зубчастої передачі?

- а) у вигляді окремого файлу;
- б) можна тільки переглянути у вкладці Results;
- в) результати не зберігаються;
- г) результати записуються у специфікацію.

9. Які дані розрахунку повинно мати для проєктування коліс зубчастих передач в Autodesk Inventor?

- а) число пасів;
- б) модуль, число зубів, ширину зубчастих вінців;
- в) матеріал вала;
- г) ділильні діаметри коліс.

10. Назвіть основні можливості генераторів зубчастих передач

- а) розробка власного проєкту автоматизованим способом на основі стандартів;
- б) створення вала та проведення розрахунків;
- в) виконання робочих креслеників деталей;
- г) побудова кінематичних схем.

11. Ширину диска (с) зубчастого колеса визначають відносно

- а) ширини зубчастого вінця;
- б) нормального модуля;
- в) колового зусилля на колесі;
- г) ділильного діаметра зубчастого колеса.

12. Вкажіть додатковий елемент побудови зубчастого колеса

- а) шпонка;
- б) шпонковий паз;
- в) зубчастий вінець;
- г) зуб.

13. Паз на моделі зубчастого колеса призначений для

- а) розміщення шпонки;
- б) виходу шліфувального круга;
- в) розміщення манжети;
- г) розміщення підшипника.

14. При створенні циліндричного колеса в Inventor:

- а) моделюється тільки вінець;
- б) автоматично додаються отвори та маточина;
- в) отворів не можна додати;
- г) заповнення параметрів не потрібне.

15. Яке з коліс циліндричної передачі має більшу ширину зубчастого вінця?

- а) ширина коліс однакова;
- б) колесо;
- в) шестірня;
- г) залежить від консольного розташування колеса.

3. ПРОЄКТУВАННЯ КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

3.1 Основні параметри конічних зубчастих коліс

Сталеві конічні зубчасті колеса, як і циліндричні, виконують точеними з круглого прокату, кованими, штапованими, за допомогою литва.

Зуби конічних коліс виконуються трьох форм. Найбільш поширеною формою зуба є наступна: зуб конічного колеса пропорційно зменшується в залежності від відстані до торця (форма 1). Існують також конструкції, у яких вершини ділильного конуса і конуса западин не збігаються (форма 2). Зустрічаються колеса з рівно високим зубом (форма 3).

Осьова форма 1, яка є окремим випадком форми 2, застосовується для коліс з прямим зубом і в окремих випадках – з круговим. Для коліс з круговим зубом найчастіше використовують форму 2. Форма 3 застосовується рідше попередніх, і в основному для не ортогональних передач.

Шестірня конічної передачі має, зазвичай, консольне розташування, тому її бажано проектувати у вигляді вала-шестерні (рис. 3.1).

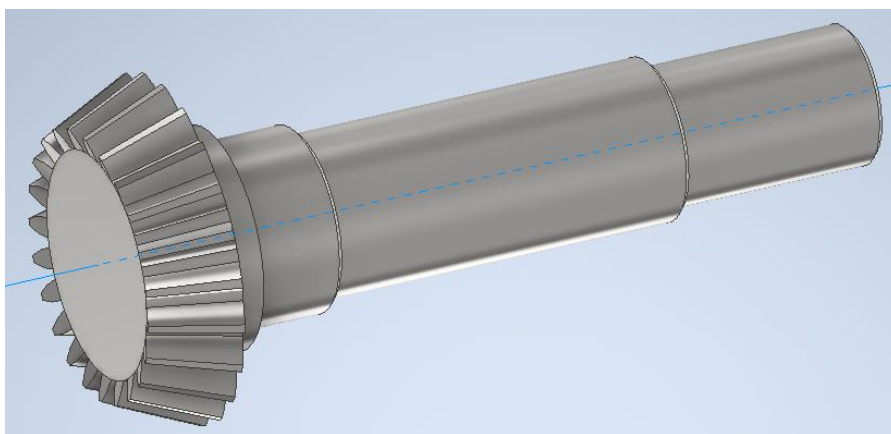


Рис. 3.1. Вал-шестірня конічної передачі

Але це не стосується випадків, якщо шестірня значно більше валу по діаметру. Конструктивні форми конічних зубчастих коліс із зовнішнім діаметром вершин зубів $d_{ae} \leq 120$ мм показано на рисунку 3.2.

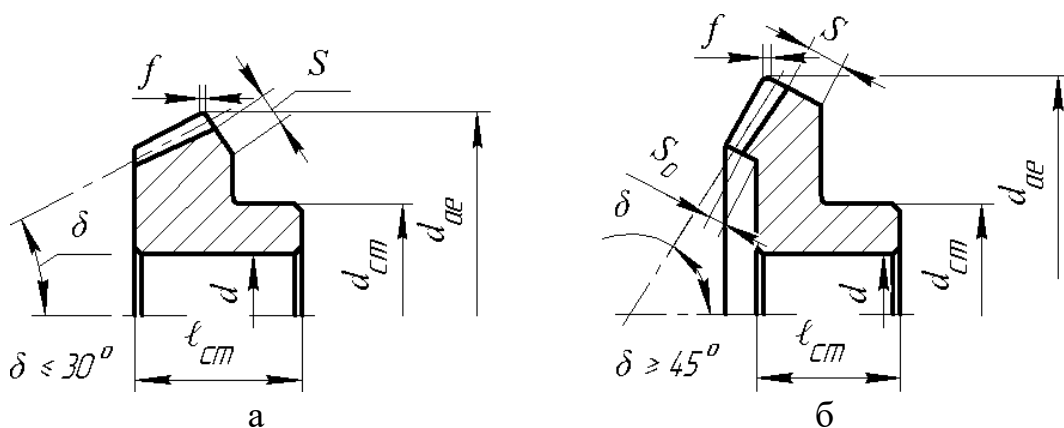


Рис. 3.2. Конічні колеса з $d_{ae} \leq 120$ мм

При куті ділильного конуса конічного колеса $\delta \leq 30^\circ$ їх виконують по рисунку 3.2, а з колового прокату, а при куті $\delta \geq 45^\circ$ – за рисунком 3.2, б з поковок. Якщо кут ділильного конуса знаходиться між 30 і 45° , то припускаються обидві форми конічних коліс. Розмір маточини визначають за співвідношеннями для циліндричних зубчастих коліс.

Товщину обода S визначають із співвідношення:

$$S = 2,5 \cdot m_{te} + 2; \quad S_o \geq 1,2 \cdot m_{te},$$

де m_{te} – зовнішній модуль.

Радіуси заокруглень мають бути ≥ 1 м. Товщина диска встановлюється графічно.

На торцях зубів виконують фаски розміром $f = 0,5 \cdot m_{te}$ з округленням до стандартного значення. Фаски знімають паралельно вісі отвору колеса.

Колеса конструюють з маточиною, яка виступає за торець диска з сторони більшого конуса.

Конструкції конічних зубчастих коліс з зовнішнім діаметром вершин зубів $d_{ae} \geq 120$ мм наведено на рисунку 3.3. При одиничному і мілкосерійному виробництві колеса виконують по рисунку 3.3, а з поковок, а при крупносерійному виробництві по рисунку 3.3, б за допомогою штампування.

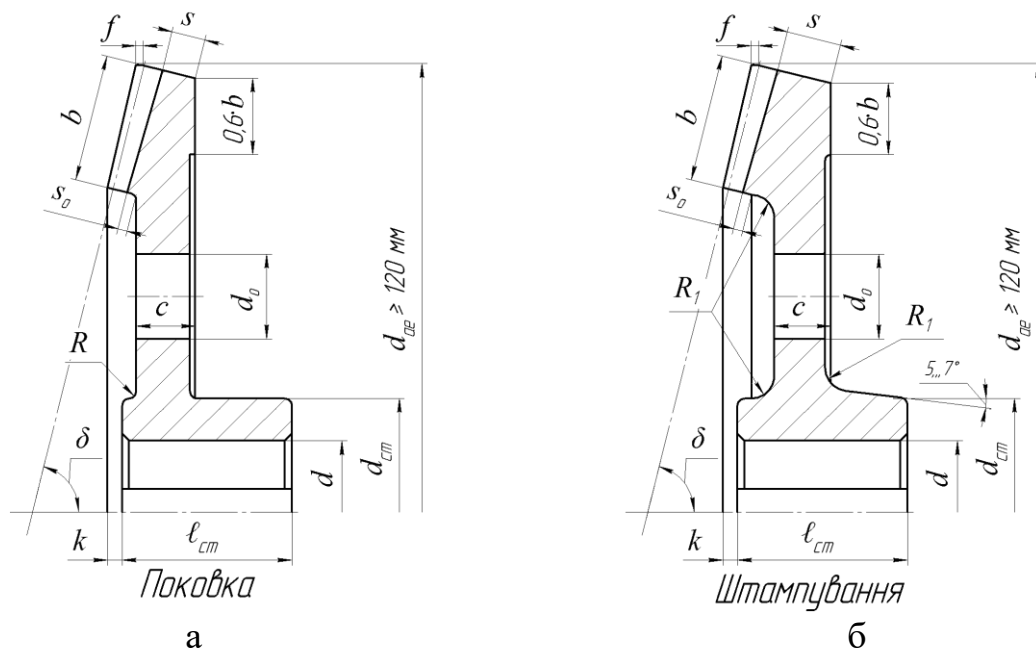


Рис. 3.3. Конічні колеса з $d_{ae} \geq 120$ мм

Товщину диска c визначають із залежності:

$$c \approx 0,5 \cdot (S + \delta_{mat}) \geq 0,25 \cdot b,$$

де δ_{mat} – товщина маточини:

$$\delta_{mat} = 0,3 \cdot d.$$

Радіуси заокруглень: $R \geq 1$; $R_1 \geq 6$ мм. В дисках роблять 4...6 отворів.

Розміри отворів складають: $d_o \geq 25$ мм. Розмір k приймається

конструктивно. Для зменшення об'єму точної механічної обробки на диску, з сторони більшого конуса, виконують виточки глибиною 1...2 мм.

Конструкції конічних зубчастих коліс з зовнішнім діаметром вершин зубів $d_{ac} \geq 180$ мм при одиничному і мілкосерійному виробництві колеса виконують складовими, а при крупносерійному виробництві за допомогою литва.

Дефіцит часу, викликається зростанням обсягів розробок, а також підвищення рівня складності проєктованих виробів, спонукають конструкторів до пошуку все нових програмних засобів автоматизації різних етапів проєктної діяльності. Бажання кожного інженера - більше результатів при менших зусиллях - засноване на прагненні позбутися від монотонних, повторюваних дій і зосередитися на творчому процесі.

Створення тіл обертання – невід'ємна частина проєктування механічних пристроїв. Нехай не найскладніша, але віднімає багато часу, причому неважливо, чи створюєте ви тривимірну модель або плоске креслення. Для обох випадків на сьогодні існують програмні продукти, призначені для тривимірного проєктування – це інтегровані системи моделювання тіл обертання.

З їх допомогою можна:

- без особливих зусиль створити прості ступені коліс (маточини) і побудувати на їх поверхнях різні конструктивні елементи (шліцьові і шпонкові ділянки, канавки, кільцеві пази і т.д.). Форма моделі може бути різною: циліндр, конус, шестигранник, квадрат, сфера;
- спроектувати і розрахувати елементи механічних передач;
- доповнити креслення автоматично згенерованими видами і перерізами моделі, таблицями параметрів і виносними елементами зубчастих передач;
- виконати геометричні розрахунки та розрахунки на міцність і довговічність зубчастих передач.

За допомогою системи Autodesk розрахунок параметрів і створення моделей стануть етапами **автоматизованого** проєктування. Потрібно лише викликати потрібні команди, ввести вихідні дані і запустити завдання на виконання.

По закінченні розрахунку конструктор отримає відомості про якість зачеплення. Якщо всі параметри в нормі, вже на цьому етапі можна створити модель. Але можна продовжити розрахунок і перевірити проєктовану передачу на міцність і довговічність.

3.2 Проєктування конічних зубчастих передач в SOLIDWORKS

Проєктування конічних зубчастих передач у SOLIDWORKS можна виконати як і циліндричних передач декількома способами: вручну, використовуючи ескізи та операції моделювання, за допомогою вбудованої бібліотеки **Toolbox** або додатка **GearTrax**.

Проєктування конічного зубчастого колеса вручну в SOLIDWORKS без використання Toolbox є значно складнішим, ніж для циліндричного колеса, оскільки геометрія евольвенти тут лежить на сфері. Загальний підхід полягає у

використанні елемента Вирізати по траєкторії **Sweep Cut** або Кругового масиву **Circular Pattern**, спираючись на точні геометричні розрахунки.

Перш ніж почати моделювання, також необхідно мати повний набір розрахункових геометричних даних. Ці розрахунки виконуються на основі модуля та кутів початкового конуса.

Найскладніший етап - це створення профілю зуба (евольвенти), оскільки профіль конічного колеса моделюється як евольвента на еквівалентному циліндричному колесі, розташованому на задньому конусі. Цей ручний метод забезпечує максимальну точність геометрії для інженерного аналізу, але вимагає точних початкових розрахунків і є дуже трудомістким.

При користуванні бібліотекою проектування з теки **Toolbox** вибирається відповідний стандарт (наприклад, ГОСТ, ANSI, ISO). Далі перейти до категорії трансмісії **Power Transmission > Bevel Gear**.

Після перетягування конічного зубчастого колеса в робочу область налаштовуються його параметри у вікні конфігурації. Потім слід додати друге колесо, розташувавши його певним чином, враховуючи геометрію конічної передачі (осі валів конічних коліс повинні перетинатись) і наклавши певні залежності.

Для розрахунку конічних зубчастих передач у **SOLIDWORKS** також можна застосовувати додаток **GearTrax**. Середовище **SOLIDWORKS** дозволяє автоматизувати процес створення конічних коліс за допомогою спеціалізованих модулів і бібліотек елементів, здійснити візуалізацію взаємного зачеплення, а також провести перевірку та оцінку працездатності механізму (рис. 3.4).

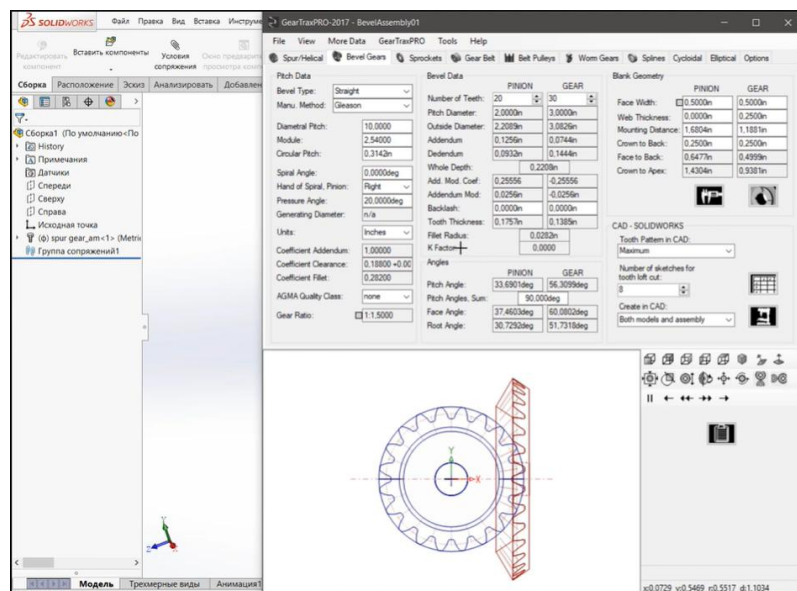


Рис. 3.4. Проектування конічної передачі в додатку GearTrax

Завдяки вбудованим інструментам для розрахунку і моделювання напружено-деформованого стану (наприклад, **SolidWorks Simulation**) можливо визначити розподіл навантажень у зубчастому вінці та оптимізувати конструкцію колеса з метою підвищення його міцності й довговічності.

Проектування конічних зубчастих передач у SOLIDWORKS можуть включати складність створення точної геометрії, особливо для складних профілів зубів, обмежені можливості для аналізу навантажень та вібрацій.

До того ж процес створення та налаштування складних конічних передач може зайняти значний час, адже ручне введення параметрів для кожного елемента передачі є трудомістким.

Проектування зубчастих передач у SOLIDWORKS має значні обмеження, особливо коли йдеться про точність геометрії та складні конструктивні модифікації, які є критичними для високоточного машинобудування. Моделі Toolbox призначені насамперед для візуалізації та компонування збірок (assemblies), а не як точні деталі для виробництва.

3.3 Проектування коліс конічних зубчастих передач за допомогою генератора **Bevel Gears Component Generator**

Розробка власного проекту автоматизованим способом в Autodesk Inventor на основі стандартів дозволяє економити на екстенсивному моделюванні вузла і деталей.

Генератор обчислює всі основні характеристики виготовлення, перевіряє розміри, обчислює розмір сил, що навантажують, і перевіряє міцність згідно стандартів Bach, Merrit, CSN 01 4686, ISO 6336, DIN 3991, ANSI/AGMA 2001-D04: 2005 або ANSI.

Для виконання цього завдання необхідно мати результати розрахунку:

- конічної зубчастої передачі, виконаного раніше, а саме: модуль;
- кількість зубців для кожного колеса; ширина зубчастого вінця;
- значення силових факторів, що діють в передачі;
- результати моделювання валів, виконані раніше;
- вибрані підшипники.

Відкриття файлу проекту і запуск генератора:

1. Вибрати як активний (активувати) СВІЙ проект.
2. Відкрити файл проекту (...iam).
3. На стрічці натиснути вкладку **Design** > **Power Transmission** > **Bevel Gears**.

Генератор майстра проектування відкривається в останньому допустимому стані, в якому компонент був вставлений в вузол Autodesk Inventor.

Діалогове вікно генератора компонентів конічних зубчастих зачеплень **Bevel Gears Component Generator** відкривається на вкладці **Design**. Тут можна ввести особливі параметри, задати розташування конічних зубчастих коліс і вибрати методи розрахунку (рис. 3.5).

Утримання натиснутої клавіші **Ctrl** при виборі команди **Bevel Gears** дає змогу завантаження генератора зубчастих зачеплень з даними установки за замовчанням.

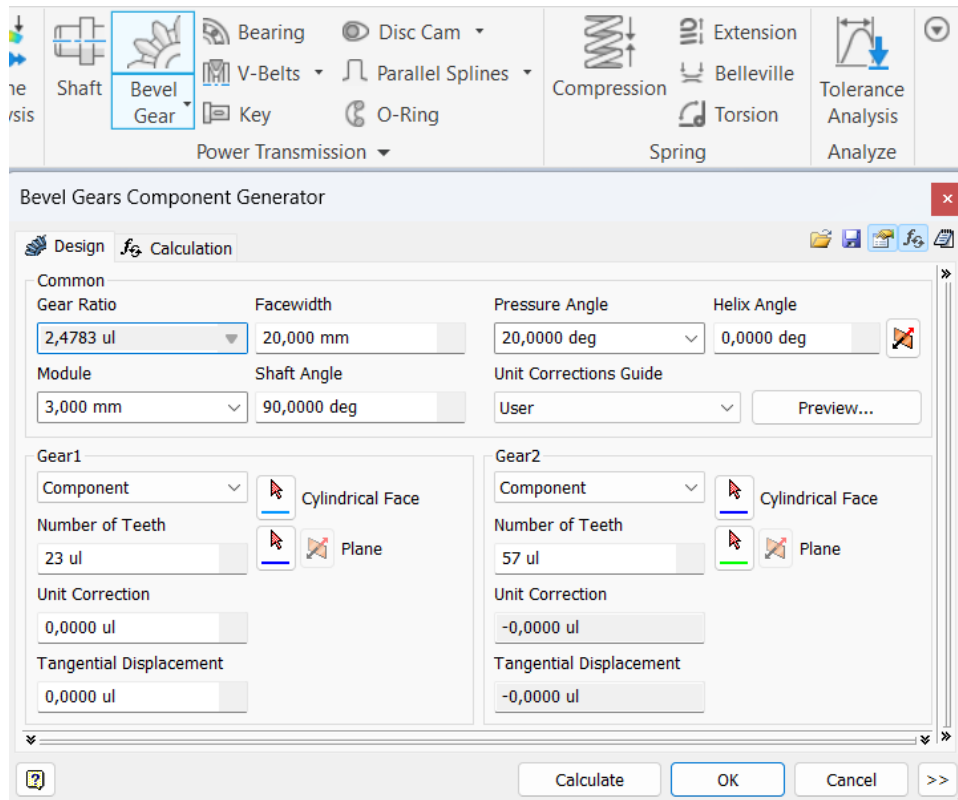


Рис. 3.5. Діалогове вікно **Bevel Gears**

Вкладка **Design** поділена на декілька груп полів **Common**, в яких можна задати спільні для обох коліс передачі параметри. У цій області містяться параметри, спільні для обох зубчастих коліс, наприклад модуль або кут нахилу зуба. Виконується розрахунок розмірів та перевірка міцності конічного зубчастого зачеплення з прямими та косими зубами.

Для проектування конічних зубчастих коліс визначаються загальні характеристики коліс: передаточне число **Gear Ratio**, модуль **Module**. Ширина конічних коліс **Facewidth** однакова, кут між осями валів **Shaft Angle** конічних коліс, як правило, становить 90° .

Кут зачеплення **Pressure Angle** стандартний 20° , параметр кута нахилу зуба **Helix Angle** можна змінювати в межах від 0° до $+55^\circ$.

За допомогою меню, що розкривається, можна вибрати тип колеса, що вставляється (рис. 3.6). Проектування конічних зубчастих передач засобами майстра проектування передбачене як:

Component – компонент;

No Model – без моделі, вставляється тільки розрахунок.

При необхідності вставки одного конічного колеса в області зубчастого колеса **Gear 1** у списку слід вибрати **Component**, в області зубчастого колеса **Gear 2** у списку слід вибрати **No Model**. В такому випадку буде вставлене лише колесо **Gear 1** як нова деталь.

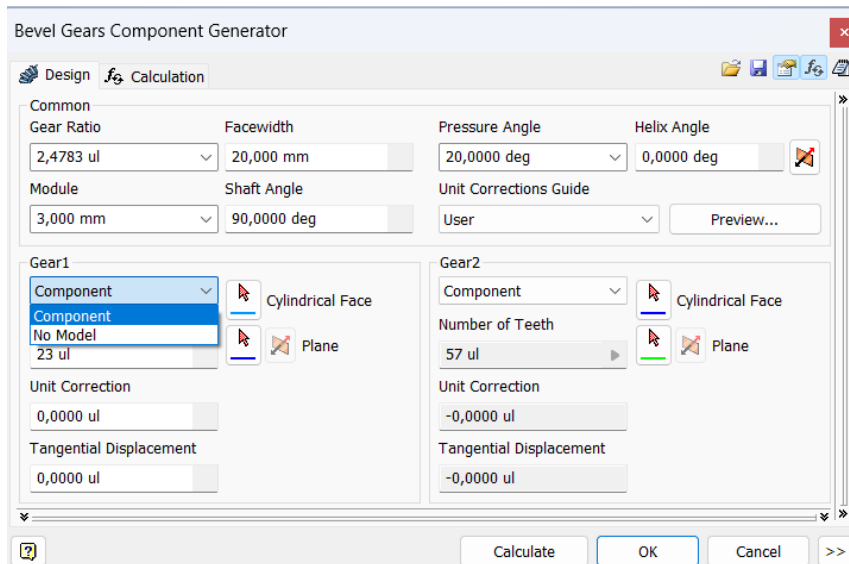


Рис. 3.6. Вибір типу колеса, що вставляється

Кнопка **Preview...** відкриває додаткове поле із інформацією про параметри конічної зубчастої передачі (рис. 3.7).

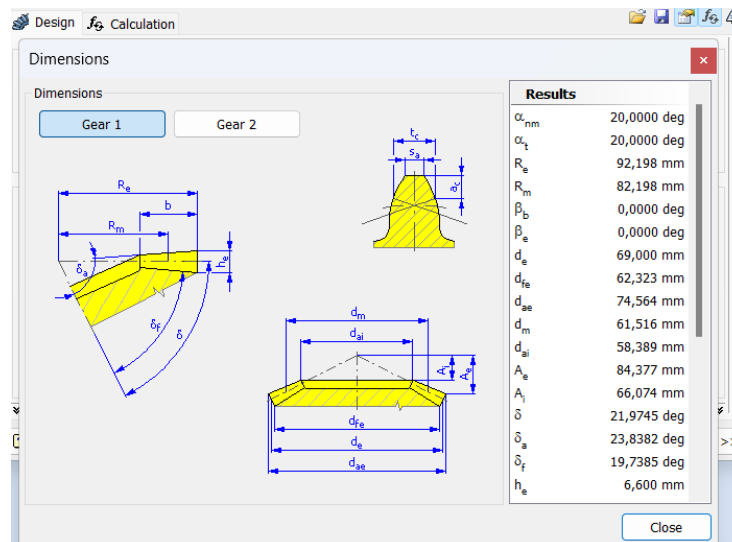


Рис. 3.7 Вікно перегляду параметрів конічної передачі

На вкладці розрахунку **Calculation** задається метод та тип розрахунку міцності, які будуть використовуватись при розрахунку. Можна вибрати методику розрахунку за відповідним стандартом **Method of Strength Calculation** (рис. 3.8). Метод розрахунку вибирається аналогічно вибору розрахунку циліндричних зубчастих передач.

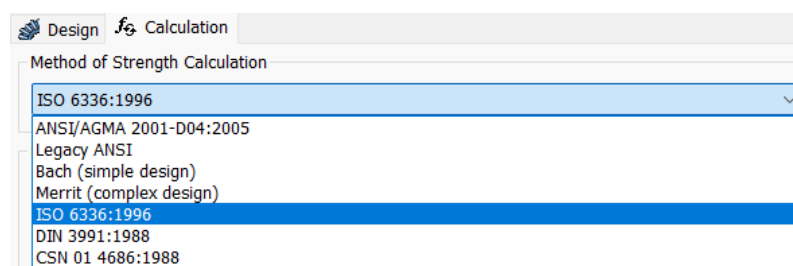


Рис. 3.8. Вікно вибору стандарту

3.4 Вибір параметрів зубчастих зачеплень

Додаткові параметри

При натисненні в правому нижньому кутку вкладки кнопки **More option** відкриється область з іншими параметрами проектування зубчастих зачеплень. Залежно від вибору відповідних параметрів змінюється доступність полів редагування на вкладці **Design**. Для кожного методу потрібно вказувати свої параметри.

Наприклад, при виборі в групі полів **Input Type** значення кількості зубів **Number of Teeth** є заданим значенням (рис. 3.9).

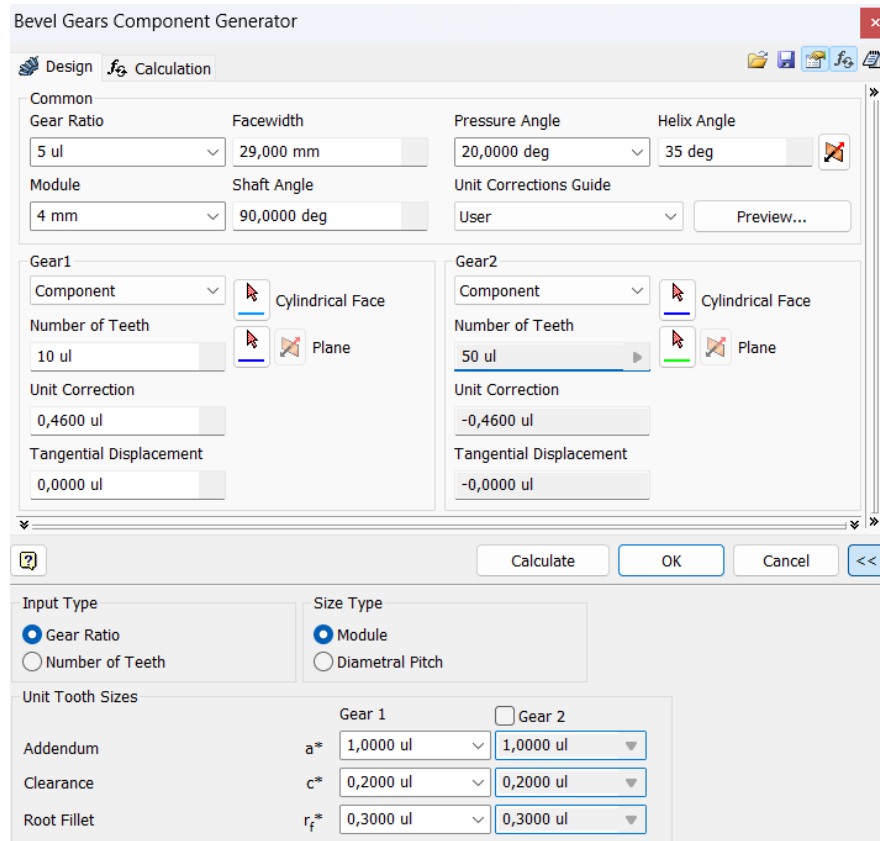


Рис. 3.9 Додаткові параметри зубчастих коліс

Матеріал зубчастих коліс вибирається на вкладці **Material Values** зі спадного списку окремо для кожного колеса.

Діалогове вікно для введення стандарту та ступеня точності відкривається натисненням кнопки **Accuracy**. Після введення всіх значень параметрів натиснути кнопку розрахунку **Calculation**.

Для перегляду результатів розрахунку із списком обчислених значень двічі клацніть подвійну лінію справа або один раз клацніть кутову дужку, відкриється панель **Results** (рис. 3.10).

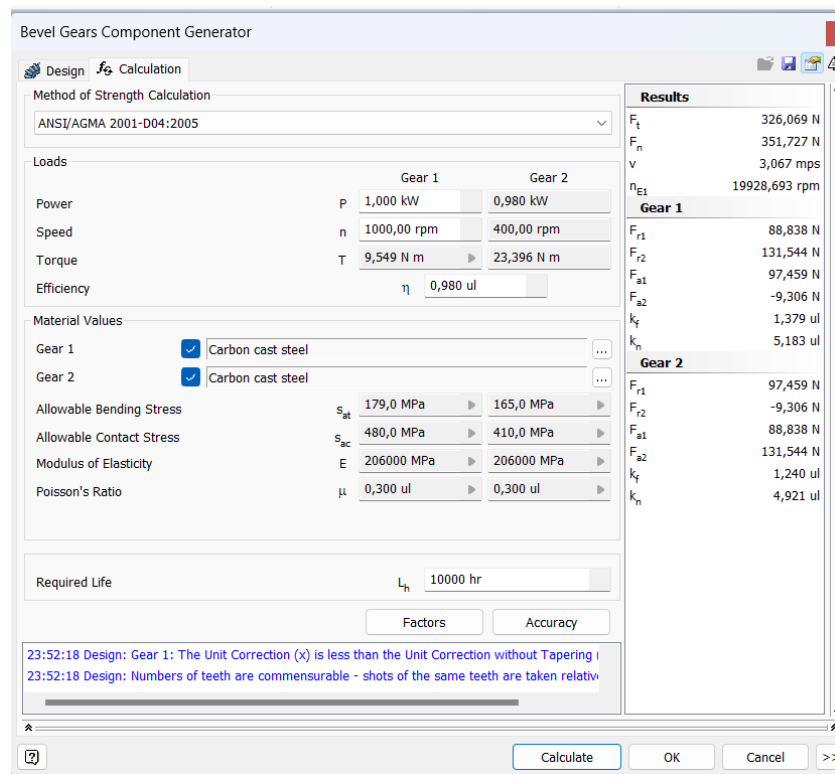


Рис. 3.10. Результати розрахунку

При отриманні некоректних значень, показаних червоним кольором, слід відкоригувати вхідні параметри й повторити розрахунок.

3.5 Розміщення конічних зубчастих коліс

Для визначення розміщення конічного зубчастого колеса 1 натиснути в групі полів **Gear 1** кнопку циліндричної грані **Cylindrical Face**. У графічному вікні Autodesk Inventor має бути обрана циліндрична грань.

Для визначення у вузлі початкової площини вибрати команду початкової площини **Start Face**, у графічному вікні вибрати початкову площину, з'явиться зображення конічного колеса **Gear 1**.

Аналогічні кроки зробити й для конічного зубчастого колеса **Gear 2**.

При виборі типу коліс як **Component** без наявності циліндричної грані й початкової площини вставлені будуть тільки самі колеса (рис. 3.11). При виборі типу одного з коліс як **No Model** буде вставлене тільки одне колесо як **Component**.

Вкладка розрахунку **Calculation** є доповненням до вкладки **Design**. Розрахунок даних генератора на основі даних, вибраних на вкладці **Design** Генератора компонентів конічних зубчастих коліс.

Вибирається метод розрахунку та тип розрахунку міцності, які будуть використовуватись при розрахунку. У нижній частині вкладки **Calculation** натисненням кнопки **Factors** відкривається діалогове вікно розрахунку коефіцієнтів міцності.

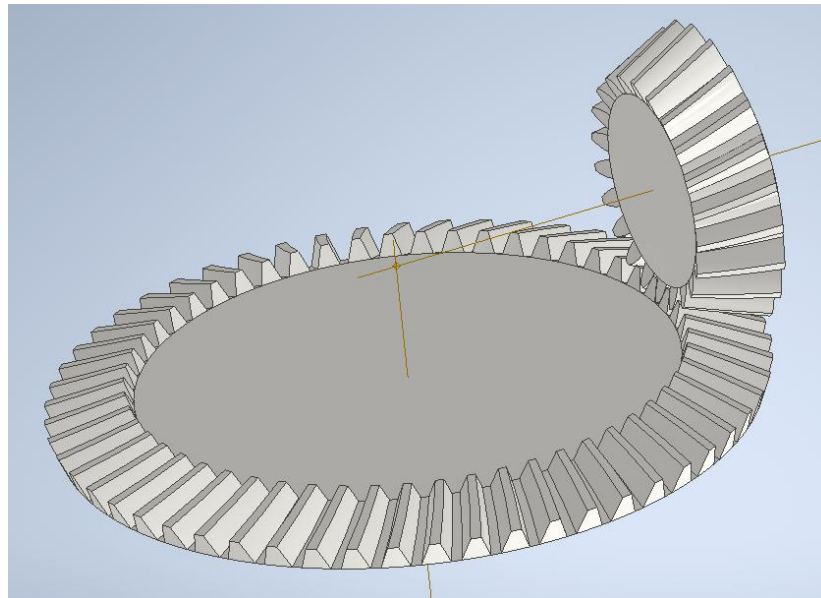


Рис. 3.11. Модель конічної передачі

Після введених параметрів і навантажень задаються коефіцієнти залежно вибраного відповідного стандарту для розрахунку. Натиснення кнопки **Calculate** дозволяє одержати результати розрахунку. Область попереднього перегляду оновиться, а в області додаткових повідомлень з'явиться інформація про успішне виконання розрахунку. Зберегти розрахунок.

Генератор може автоматично застосовувати обмеження обертання **Rotational Constraint** або кінематичний зв'язок між колесами відповідно до розрахованого передаточного числа, що значно спрощує подальше моделювання руху (динамічне симулювання).

У графічному вікні відобразиться конічна зубчаста передача, побудована з урахуванням всіх введених значень. Для побудови додаткових елементів конічних коліс кожне з них слід відкрити у новому файлі й доопрацювати загальними методами 3D-моделювання. Після збереження моделей коліс оновлення відобразяться у файлі збірки (рис. 3.12).

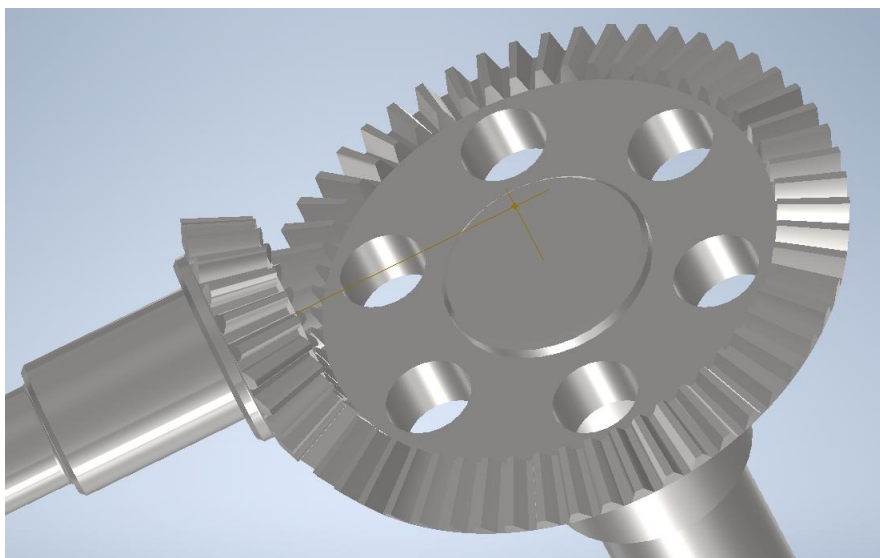


Рис. 3.12. Конічна передача після побудови додаткових елементів

3.6 Формування файлу з результатами розрахунків

Після виконання розрахунку область попереднього перегляду оновиться, з'явиться повідомлення про успішне виконання розрахунку.

Результати розрахунків кінчної зубчастієї передачі можуть бути збережені у вигляді окремого файлу. Формування файлу здійснюється натисканням кнопки **Results** у правому горішньому куті вікна.

Натисненням кнопки **Results** отримуємо генератор компонентів **Bevel Gears**, де розміщено всю інформацію про проєкт. Результати розрахунку зубчастієї передачі подаються у форматі *.htm і можуть бути збережені також у форматах *.mht та *.txt.

Bevel Gears Component Generator, що є частиною **Design Accelerator** в Autodesk Inventor, має значні переваги над звичайним моделюванням чи використанням Toolbox у SOLIDWORKS, оскільки це інтегрований інструмент інженерного розрахунку та проєктування.

Генератор дозволяє не лише задати геометричні параметри, але й провести розрахунок на міцність кінчної передачі навіть якщо не будуються моделі коліс. Він використовує стандарти, такі як ISO 6336, DIN 3991, ANSI/AGMA, для перевірки міцності на вигин та контактну міцність.

У SOLIDWORKS Toolbox немає вбудованої функції розрахунку міцності, що змушує інженера використовувати окреме програмне забезпечення або спеціалізовані плагіни.

3.7 Отримання робочого кресленика кінчного колеса

Створення робочого кресленика кінчного зубчастого колеса виконується так само, як і циліндричного. Вибирається шаблон аркуша із можливістю редагування стандарту. Вибирається модель, масштаб, тип проєкції, вставляється головний вид і необхідна кількість проєкцій.

Оформлення робочого кресленика кінчного зубчастого колеса у SolidWorks або Autodesk Inventor має суттєві особливості порівняно з циліндричним колесом, оскільки його геометрія складніша і залежить від усіченого конуса. Головні відмінності стосуються вибору зображень, проставлення розмірів та спеціальної таблиці параметрів, яка має відображати кінчну форму.

Найважливішою особливістю є проставлення розмірів, що визначають геометрію конуса та розташування зубчастого вінця. Як і для циліндричного, для кінчного колеса потрібна спеціалізована таблиця, але вона має розширений склад параметрів.

Основний напис заповнюється аналогічно оформленню будь-якого кресленика.

Контрольні питання

1. Назвіть основні можливості генератора конічної зубчастої передачі.
2. Які основні параметри конічних зубчастих коліс визначаються при проектуванні?
3. Які можливі типи розрахунків доступні в Bevel Gears Generator?
4. Опишіть порядок роботи з базою даних матеріалів у генераторі конічних зубчастих передач.
5. Який матеріал слід вибрати для проектування конічних зубчастих коліс?
6. В чому різниця призначення типу колеса як Component і No Model?
7. Як можна переглянути розміри зубчастих коліс, побудованих за допомогою генератора конічних зубчастих передач?
8. Як розташувати конічні колеса у вузлі збірки?
9. Як побудувати додаткові елементи конічних коліс?
10. Яким чином можна зберегти результати розрахунку конічної зубчастої передачі в Inventor?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 3

1. В якому випадку конічну шестірню виготовляють окремо від вала?

- а) якщо вона значно менша за вал по діаметру;
- б) якщо вона значно більша за вал по діаметру;
- в) завжди;
- г) при відповідній ширині шестірні.

2. Які дані розрахунку повинно мати для проектування конічних коліс зубчастих передач в Autodesk Inventor?

- а) число пасів;
- б) модуль, число зубів;
- в) матеріал вала;
- г) ділильні діаметри коліс.

3. Діаметр маточини (d_m) конічного зубчастого колеса визначають відносно

- а) діаметра вала;
- б) ділильного діаметра зубчастого колеса;
- в) колового зусилля на колесі;
- г) діаметра обода зубчастого вінця.

4. Назвіть спосіб проектування конічних передач в Autodesk Inventor

- а) за допомогою генератора Майстра проектування;
- б) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 2D;
- в) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 3D;
- г) за допомогою Генератора компонентів валу.

5. Яке з коліс конічної передачі має більшу ширину зубчастого вінця?

- а) ширина коліс однакова;
- б) колесо;
- в) шестірня;
- г) залежить від консольного розташування колеса.

6. Як можна подивитися розміри конічних коліс та зображення їх зачеплення між собою?

- а) натисненням кнопки Preview;
- б) відкривши вкладку Design;
- в) натисненням кнопки додаткових параметрів;
- г) натисненням кнопки Results.

7. Яким чином можна зберегти результати розрахунків конічної передачі?

- а) у вигляді окремого файлу;
- б) можна тільки переглянути у вкладці Results;
- в) результати не зберігаються;
- г) результати записуються у специфікацію.

8. Під яким кутом перетинаються осі валів у найбільш поширених типів конічних зубчастих передач?

- а) 45 град.;
- б) 30 град.;
- в) 90 град.;
- г) 60 град.

9. Чому навантажувальна спроможність конічної зубчастої передачі менше у порівнянні з циліндричною зубчастою передачею?

- а) за рахунок консольного розташування хоча б одного з конічних коліс;
- б) тому що конічні зубчасті колеса мають однакову ширину;
- в) тому що конічні зубчасті колеса мають однакову конусну відстань;
- г) тому що конічні зубчасті колеса працюють з меншим шумом.

10. При створенні конічного колеса в Inventor:

- а) моделюється тільки вінець;
- б) автоматично додаються отвори та маточина;
- в) отворів не можна додати;
- г) заповнення параметрів не потрібне.

11. Який інструмент в Autodesk Inventor призначений для автоматичного розрахунку та створення 3D-моделей конічних передач?

- а) Bevel Gears Component Generator;
- б) Sheet Metal;
- в) Cable and Harness;
- г) Frame Generator.

12. Який модуль у SOLIDWORKS найчастіше використовується для вставки та конфігурації стандартних конічних передач?

- а) Weldments;
- б) Simulation;
- в) Toolbox;
- г) Routing.

13. Який геометричний параметр є найбільш фундаментальним і обов'язковим для визначення розмірів зубців конічної передачі?

- а) коефіцієнт навантаження;
- б) ширина вінця;
- в) модуль;
- г) діаметр вала.

14. Який параметр потрібно обов'язково вказати для косозубої конічної передачі (spiral bevel gear) на додаток до параметрів прямозубої передачі?

- а) кут нахилу лінії зуба;
- б) діаметр конуса;
- в) кут профілю зуба;
- г) коефіцієнт зміщення.

15. Що є основним методом завдання передатного числа конічної передачі в інтерфейсах проєктування САД-систем?

- а) вибір стандарту (ISO/DIN);
- б) задання кута тиску;
- в) введення потужності та крутного моменту;
- г) задання кількості зубців для шестерні та колеса.

4. ПРОЄКТУВАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

4.1 Основні параметри черв'ячних передач

Черв'ячні передачі належать до категорії зубчато-гвинтових передач. Їх застосовують у випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (зазвичай під прямим кутом).

Переваги черв'ячних передач:

- плавність і безшумність роботи;
- великі передаточні числа при малих габаритах;
- можливість самогальмування.

Недоліки черв'ячних передач:

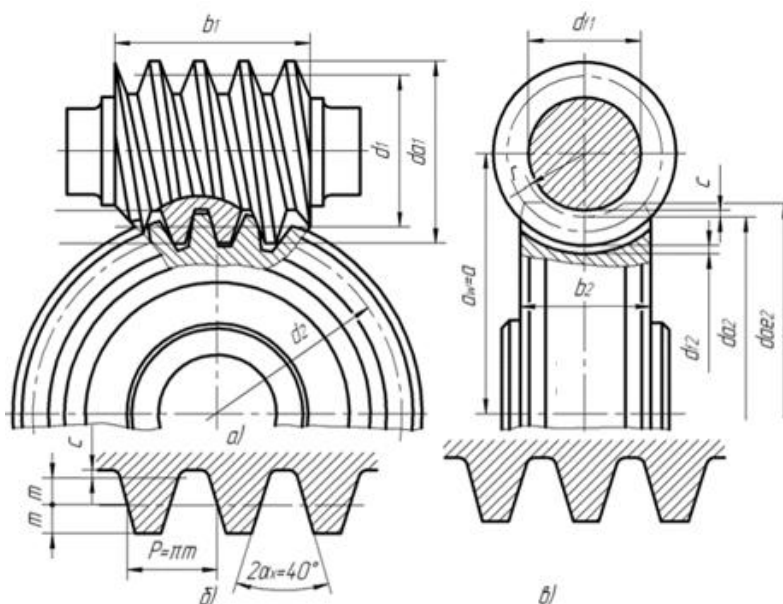
- низький ККД і значне тепловиділення;
- необхідність застосування для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних сплавів;
- схильність до заїдання.

Область застосування силових черв'ячних передач обмежується наступними параметрами: потужність, що передається, – до 60 кВт, рідше до 200 кВт, колова швидкість до 15 м/с, передаточне число до 14...80.

Черв'ячна передача складається з черв'яка та черв'ячного колеса. Черв'яки ортогональних циліндричних черв'ячних передач за ДСТУ 2455-94 бувають:

ZA – архімедів; ZL – евольвентний; ZN – з прямолінійним профілем витка; ZK – утворений конусом; ZT – утворений тором.

Цей стандарт поширюється на ортогональні циліндричні черв'ячні передачі й установлює вихідний черв'як, вихідний виробний черв'як (фрезу) і радіальні зазори черв'ячної передачі з модулем від 1 до 25 мм.



а – схема черв'ячної передачі; б – осьовий переріз архімедового черв'яка;
в – осьовий переріз черв'яка з увігнутими бічними поверхнями.

Рис. 4.1. Черв'ячна передача

4.2 Проектування черв'яків і черв'ячних коліс

Черв'яки, як правило, виконують сталевими і, найчастіше, заодно з валом. Геометричні розміри черв'яка визначають з розрахунків і ескізного конструювання редуктора. Для жорсткості черв'яка відстань між опорами намагаються робити якомога меншою. Діаметр вала-черв'яка призначають таким, щоб забезпечити по можливості вільний вихід інструменту при обробці витків і необхідну величину упорного заплечика для підшипника.

На рисунку 4.2, *а*, *б* діаметр вала-черв'яка перед нарізаною частиною задовольняє умові вільного виходу інструменту при обробці витків. Причому на рисунку 4.2, *а* висота заплечика при цьому є достатньою для упору підшипника, а на рисунку 4.2, *б* вона мала. Тому для упору підшипника передбачений спеціальний заплечик. При малому діаметрі черв'яка заплечики в місцях установки підшипників виконують як по рисунку 4.2, *б*, так і по рисунку 4.2, *в*.

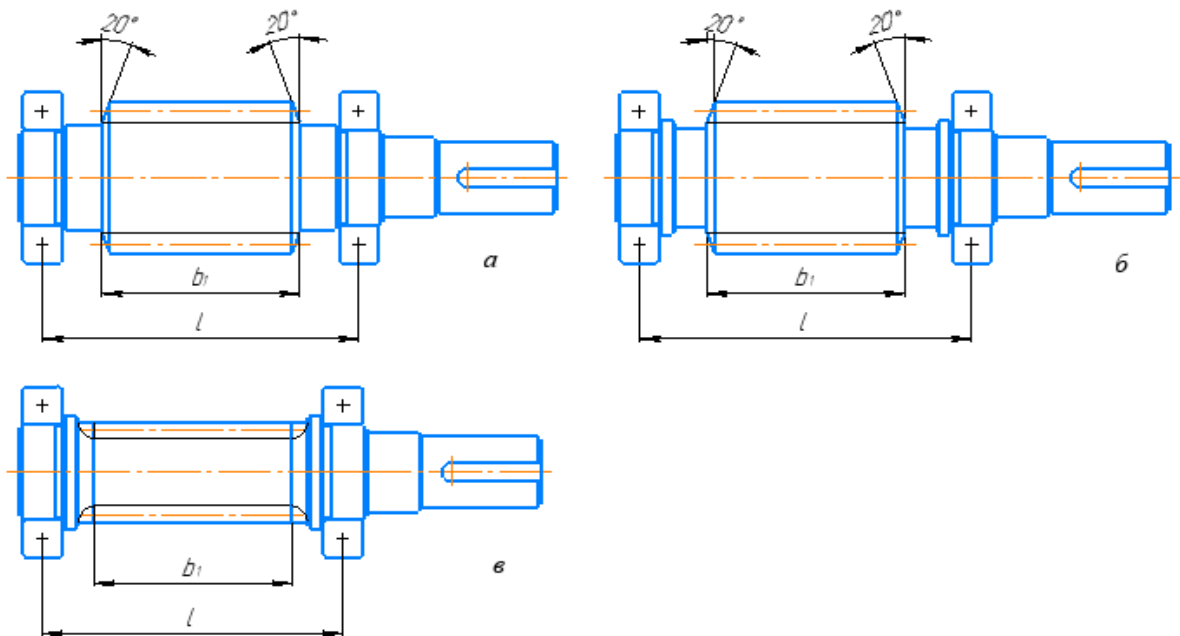


Рис. 4.2. Конструктивні елементи циліндричних черв'яків

Глобоїдні черв'яки конструктивно відрізняються від циліндричних формою ділянки нарізки і діаметром шийок під підшипники, порівнянних з діаметром черв'яка. Інші елементи черв'яків цього типу конструюють так само, як і циліндричних.

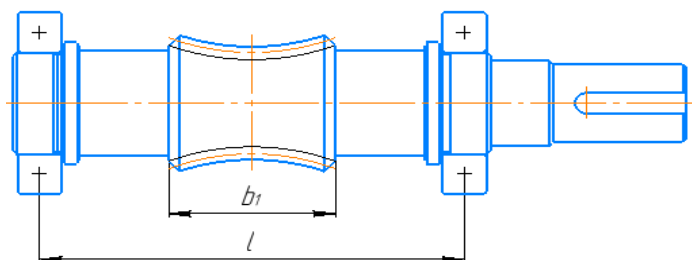


Рис. 4.3. Конструктивні елементи глобоїдного черв'яка

Найчастіше черв'ячні колеса виготовляють складовими. Центр колеса - з чавуну або сталі, зубчастий вінець – з бронзи. З'єднання вінця з центром має забезпечити передачу великого крутного моменту і порівняно невелику осьову силу. Конструкція черв'ячного колеса і спосіб з'єднання вінця з центром залежать від масштабу виробництва. При одиничному і дрібносерійному виробництві, коли число виготовлених черв'ячних коліс < 50 , зубчасті вінці з'єднують з центром посадкою з натягом. При постійному напрямку обертання черв'ячного колеса на зовнішній поверхні центру передбачають буртик. Така форма центру є традиційною.

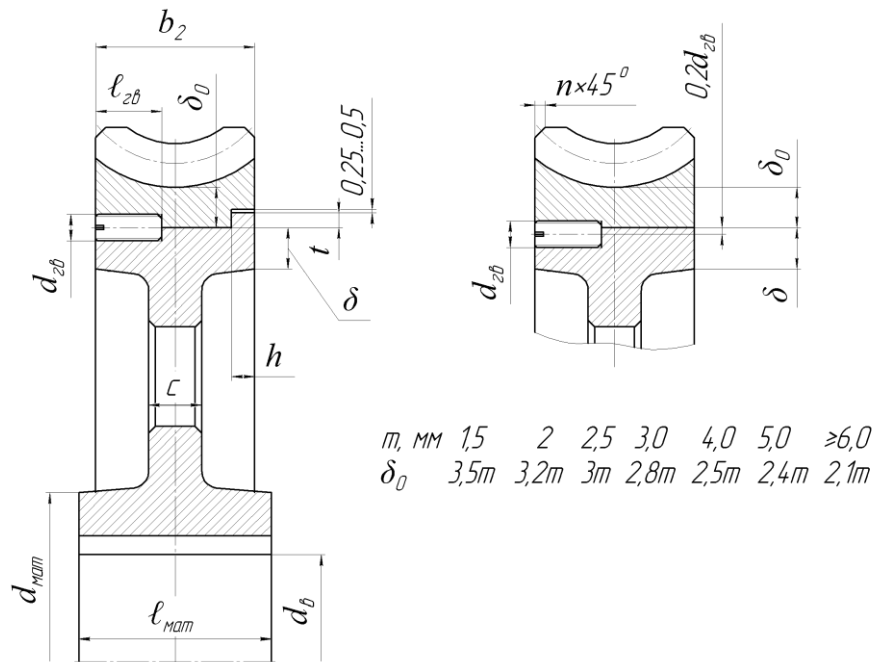


Рис. 4.4. Конструктивні елементи черв'ячних коліс

Наявність буртика ускладнює виготовлення і центру і вінця, а ніяких переваг при виготовленні або при складанні не дає. Тому в сучасних конструкціях з'єднання вінця з центром слід виконувати без буртика з певною посадкою. При цьому встановлювати гвинти в стик зубчастого вінця і обода центру не обов'язково.

При великих діаметрах коліс ($d_{ам2} \geq 400 \text{ мм}$) кріплення вінця до центру можна здійснювати болтами, поставленими без зазору. У цьому випадку вінець попередньо центрують по зовнішній поверхні центру. Пару центруючих поверхонь виконують згідно до перехідної посадки. Остаточне положення зубчастого вінця визначається сполученням його отворів зі стрижнями болтів, поставлених без зазору. Слід зазначити, що в таких конструкціях потрібно передбачати надійне стопоріння від самовідгвинчування гайки.

Черв'ячні колеса обертаються з невеликою швидкістю. Тому неробочі поверхні ободу, диска, маточини колеса залишають необробленими і роблять конусними з великими радіусами заокруглень.

Гострі краї на торцях вінця притупляють фасками $f \approx 0,5m$, з округленням до стандартного значення. Інші конструктивні елементи черв'ячних коліс слід приймати такими ж, як для звичайних зубчастих коліс.

Якщо виготовляється велика партія коліс (100 шт. і більше), то

економічно вигідно застосовувати наплавлений вінець. При цьому знижуються вимоги до точності обробки сполучених поверхонь вінця і центру, не потрібні потужні преси для їх з'єднання, не потрібно також додаткове кріплення гвинтами.

Чавунний або сталевий центр закладають в металеву форму (кокіль), підігрівають її і заливають розплавленою бронзою. При охолодженні між центром і вінцем виникає механічне зчеплення, викликане усадкою рідкого металу вінця, що затвердіє.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрО10НіФ1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($v_s > 5$ м/с), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін. Вони мають достатньо високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до пропрацювання. Безолов'яні бронзи вимагають високих твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $v_s = (2...5)$ м/с. Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($v_s < 2$ м/с) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну або пластмас.

Інколи черв'ячну передачу виготовляють із зміщенням (коригованою) для того, щоб вписати її у задану або стандартну міжосьову відстань.

4.3 Проєктування черв'ячного колеса з напресованим вінцем

Черв'ячне колесо, складається із маточини, попередньо напресованого на маточину зубчастого вінця та не менше чотирьох елементів для з'єднання зубчастого вінця із маточиною, яке відрізняється тим, що елементи для з'єднання зубчастого вінця із маточиною виконано у вигляді порожнистих заклепок, вставлених з натягом та розвальцьованих у попередньо просвердлених на лінії роз'ємну зубчастого вінця та маточині отворах з двосторонніми потаями для шайб, які підвищують міцність елементів з'єднання при зрізанні та зминанні.

Зубчасте колесо, що містить зубчастий вінець та маточину, на якій встановлено зубчастий вінець, яке відрізняється тим, що додатково містить буртик, розташований на маточині, та дві різьби, одна з яких розташована на зовнішній поверхні маточини, а інша розташована на внутрішній поверхні зубчастого вінця, причому останній нагвинчено на маточину до упору в буртик.

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин: бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Можливі інші варіанти з'єднання колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричинюють спрацювання та

заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців. Обмеження можливості виникненню заїдання в зачепленні може бути досягнуте не тільки вибором відповідних матеріалів черв'яка та колеса, але й обмеженням контактних напружень. Інтенсивність спрацювання зубців черв'ячного колеса також залежить від рівня контактних напружень. Отже, для забезпечення тривалої працездатності черв'ячної передачі слід обмежити контактні напруження на активних поверхнях зубців черв'ячного колеса. Треба брати до уваги, що несуча здатність черв'ячних передач із колесами, виготовленими з олов'яних бронз, обмежується втомною міцністю активних поверхонь зубців, а передач із колесами, виготовленими з безолов'яних бронз та чавунів, – заїданням. Імовірність поломок зубців черв'ячного колеса від дії циклічних напружень згину суттєва тільки для маломодульних черв'ячних коліс.

4.4 Проєктування черв'ячного колеса з привертним вінцем

Колесо в черв'ячному зачепленні майже ніколи не буває єдиною деталлю. Причина полягає в тому, що враховуючи велике тертя в точці зачеплення, матеріал колеса повинен мати хороші антифрикційні властивості. Найчастіше використовують безоловянисту і олов'янисту бронзу. Проте виготовлення цілого колеса з такого дорогого матеріалу дуже не вигідне, тому черв'ячні колеса, як правило, виконують складеними: обід виконують з бронзи, а маточину – з дешевшого матеріалу (чавун, конструкційні сталі). Обід з маточиною сполучають за допомогою напресовки, фіксують гвинтами і ін. У зв'язку з цим модель черв'ячного колеса буде виконана як збірка, а маточина і обід, які входять в неї, виконані окремими деталями. Найбільша проблема при формуванні вінця черв'ячного колеса - це важкість точного розміщення ескізу вирізу, оскільки на відміну від циліндричних зубчатих коліс, в яких ескіз завжди перпендикулярний до осі колеса (навіть у косозубих колесах), площина цього ескізу для черв'ячного колеса «обертається» по спіралі навколо осі колеса. З цієї причини єдине місце, де можна без особливих зусиль розмістити ескіз вирізу, – це середня площина колеса, перпендикулярна до його осі.

4.5 Проєктування черв'ячних передач в SOLIDWORKS

В SOLIDWORKS моделювання черв'яка й черв'ячного колеса можна виконати вручну за допомогою стандартних функцій. При моделюванні черв'ячної передачі загальними інструментами моделювання створюються окремо черв'як і черв'ячне колесо.

Проєктування черв'ячної передачі вручну, використовуючи лише загальні методи 3D-моделювання в CAD-системах (SOLIDWORKS, Inventor), є значно складнішим, ніж проєктування циліндричних чи навіть конічних коліс. Це пов'язано з унікальною, просторово складною геометрією зачеплення, яку важко відтворити без спеціалізованих інструментів.

Черв'як, по суті, є ходовим гвинтом, але його профіль має відповідати профілю черв'ячного колеса. Його бічний профіль (бокова поверхня зуба) має бути евольвентною або архімедовою спіраллю (залежно від типу черв'яка).

Для моделювання черв'яка будується вихідний ескіз, додаються відповідні залежності й обмеження для створення повністю визначеного ескізу. Створюється об'єкт обертання. Далі будується ескіз і профіль допоміжної поверхні, призначаються параметри допоміжної площини і будується гвинтова поверхня. Призначаються допоміжні площини, будується сплайн і евольвента. Будується ескіз і контур для створення вирізу побудови витків черв'яка. В результаті отримуємо приблизний вигляд черв'яка (рис. 4.5).

Витки черв'яка також можна побудувати за допомогою інструмента спіраль, але цей метод також вимагає побудови додаткових елементів.

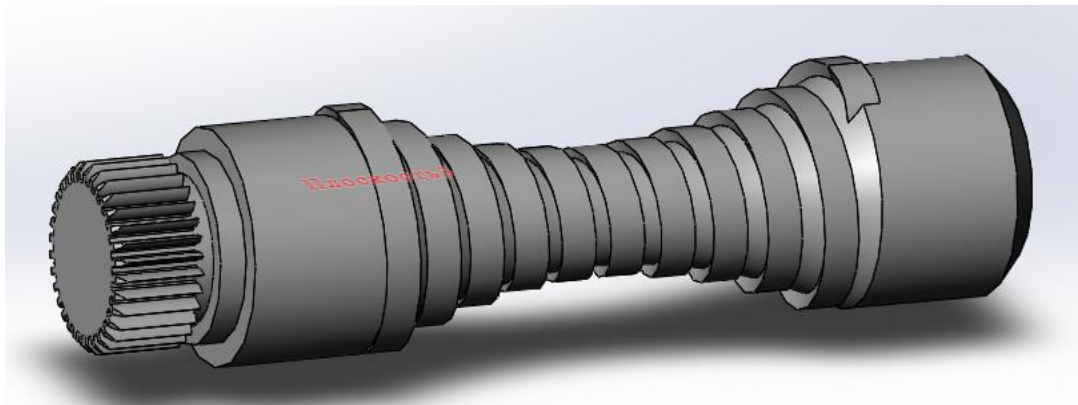


Рис. 4.5. Модель черв'яка, побудована загальними інструментами моделювання

Черв'ячне колесо є найскладнішим елементом для ручного моделювання. На відміну від прямозубих чи конічних коліс, торець черв'ячного колеса має увігнуту форму по радіусу, щоб забезпечити більшу площу контакту з циліндричною формою черв'яка. Це вимагає використання складних операцій, таких як витягування по траєкторії або обертання зі складним профілем.

Побудова вінця черв'ячного колеса загальними методами 3D-моделювання доволі складний процес і так саме як і побудова черв'яка вимагає детального знання геометрії черв'ячної передачі. Враховуючи те, що черв'ячні колеса найчастіше виготовляють складовими, треба зубчастий вінець з'єднати з центром колеса у файлі збірки, застосовавши відповідні залежності.

Для створення самої черв'ячної передачі слід з'єднати черв'як і черв'ячне колесо також із застосуванням залежностей. При відповідних налаштуваннях можна отримати симуляцію роботи черв'ячної передачі.

Нажаль при такому способі моделювання черв'ячної передачі не буде виконано розрахунку на міцність навіть при відповідному призначенні матеріалів елементів передачі.

Через описані складнощі, ручне моделювання черв'ячної передачі загальними методами 3D-моделювання є непрактичним і nereкомендованим для робочих моделей.

Бібліотека стандартних компонентів **Toolbox** значно спрощує процес проектування. Вона містить готові моделі черв'яків та черв'ячних коліс.

Проектування черв'ячних передач у SOLIDWORKS за допомогою додаткових модулів **GearTrax** або **GearTeq** – це ефективний спосіб створення точних моделей із реальними профілями зубців, що значно перевершує можливості стандартного Toolbox'a в плані деталізації та гнучкості параметрів (існує можливість створення окремо черв'яка або черв'ячного колеса і/або готової збірки кінематичної пари зі спряженнями).

Обидва модулі є надбудовами для SOLIDWORKS і дозволяють генерувати 3D моделі різних типів передач, включаючи черв'ячні пари, на основі інженерних розрахунків та стандартів (рис. 4.6).

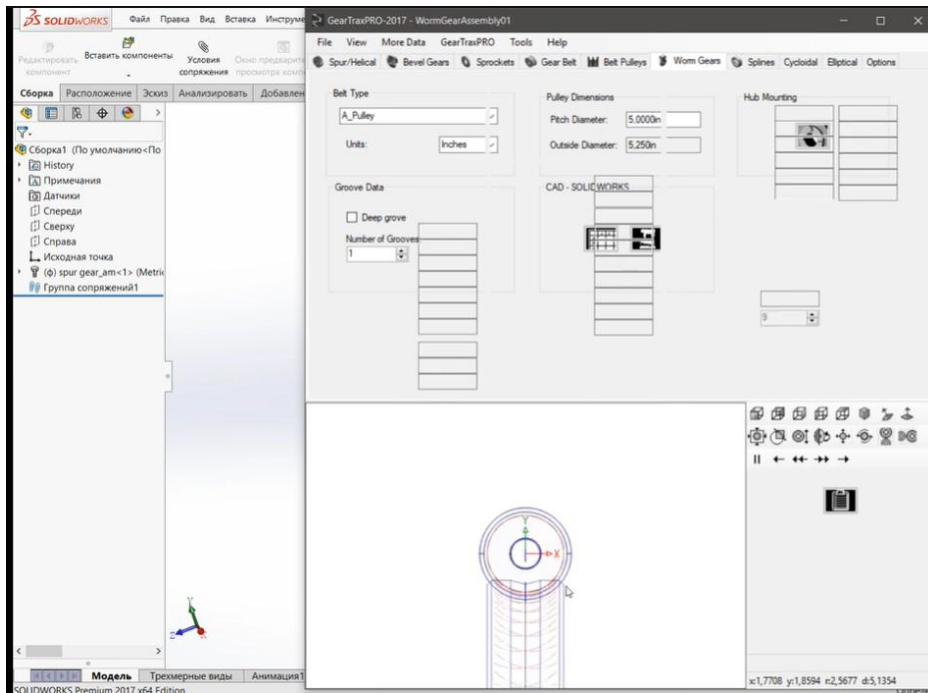


Рис. 4.6. Проектування черв'ячних передач в GearTrax

При запуску GearTrax відкривається нове вікно (на відміну від усіх згаданих вище програм, основна робота ведеться саме у ньому), у яке заносять усі параметри для побудови того чи іншого елемента трансмісії. Також у робочому вікні присутній ескіз кінематичної пари (для зубчастих коліс та черв'ячної передачі) або окремої деталі (шків, зірочки). Після вибору усіх необхідних параметрів відбувається генерація віртуальної моделі деталі або збірки власне у SolidWorks з подальшою можливістю редагування та удосконалення [24].

Програми GearTrax/GearTeq часто не враховують деформацій під навантаженням, теплових деформацій, змін у матеріалі під тепловим чи циклічним впливом, що особливо важливо при закритих черв'ячних передачах. Черв'ячні передачі мають великий коефіцієнт тертя через ковзання між черв'ячком та колесом, що призводить до теплових втрат, зносу. GearTrax/GearTeq можуть показувати модель контактного зачеплення, але не обов'язково дають змогу моделювати знос чи нагрів.

Якщо потрібно виконати аналіз зносу, температурні зміни, змінні навантаження протягом циклу – потрібно використовувати додаткові інженерні програми або самим робити вручну розрахунки.

Модуль GearTrax чудово підходить для швидкого прототипування, візуалізації і геометричного моделювання черв'ячних передач, але для серйозних інженерних розрахунків, довговічності, зносу, температурних ефектів необхідно провести власні розрахунки.

4.6 Проектування черв'ячних передач за допомогою генератора проектування Worm Gears

Autodesk Inventor має вбудований інструмент **Design Accelerator (Worm Gear Component Generator)**, який автоматично виконує складні розрахунки та генерує приблизну, але функціональну геометрію.

Відкриття файлу проекту і запуск генератора виконується аналогічно іншим передачам.

1. Вибрати як активний СВІЙ проєкт.
2. Відкрити файл проєкту (...iam).
3. На стрічці натиснути вкладку **Design** > **Power Transmission** > **Worm Gears**.

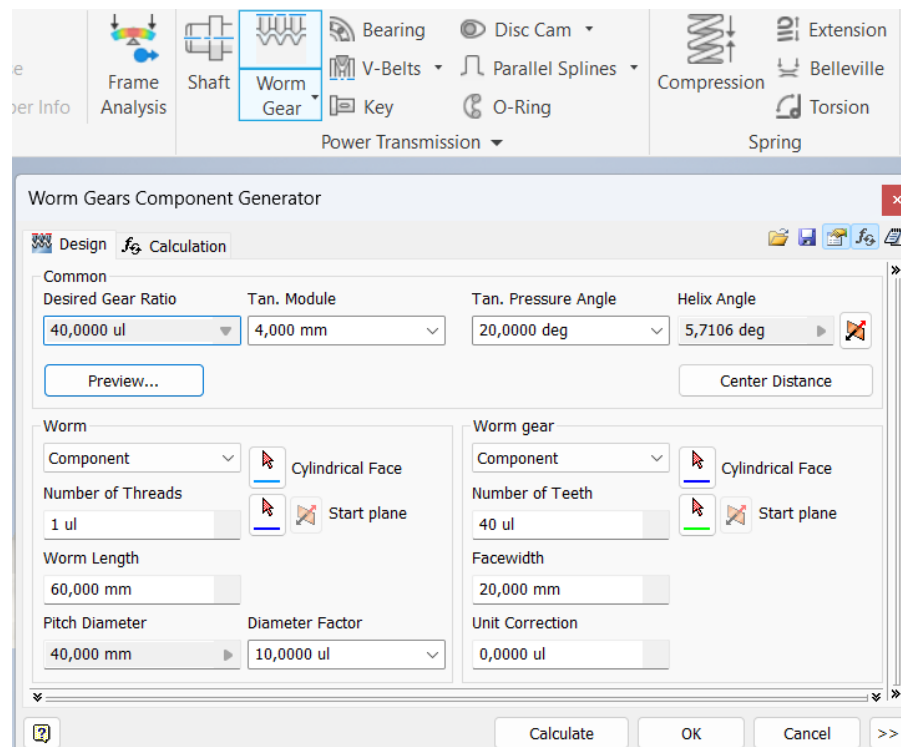


Рис. 4.7. Діалогове вікно **Worm Gears**

Програма виконує розрахунок розмірів, пропорцій сили та навантаження черв'ячної передачі із звичайними або спіральними зубами. Передача має циліндричний черв'як та сферичну черв'ячну передачу.

Результати моделювання та розрахунків відображаються у вікні результатів кожної із вкладок діалогового вікна генератора компонентів черв'ячної передачі. До кожного значення, що там відображається, можна отримати спливаючу підказку. Протокол розрахунку з назвами параметрів та їх значеннями можна отримати за допомогою кнопки **Results**. Однак, треба зауважити, що криві форм зубів в моделях передач мають спрощене

представлення.

Генератор майстра проектування відкривається в останньому допустимому стані, в якому компонент був вставлений в вузол Autodesk Inventor.

В цілому проектування черв'ячної передачі виконується аналогічно зубчастим передачам. Генератор підбирає основні розміри для виготовлення та перевірки, розраховує розміри та сили навантаження, визначає мінімальні вимоги до матеріалів виготовлення черв'ячної передачі та черв'яка, а також виконує перевірку міцності відповідно до стандартів CSN та ANSI [15].

Генератор черв'ячної передачі дозволяє вставити до двох складових передачі за один раз. За допомогою меню, що розкривається, можна вибрати тип вставки передачі (рис. 4.8):

Component – компонент;

No Model – вставка лише розрахунку.

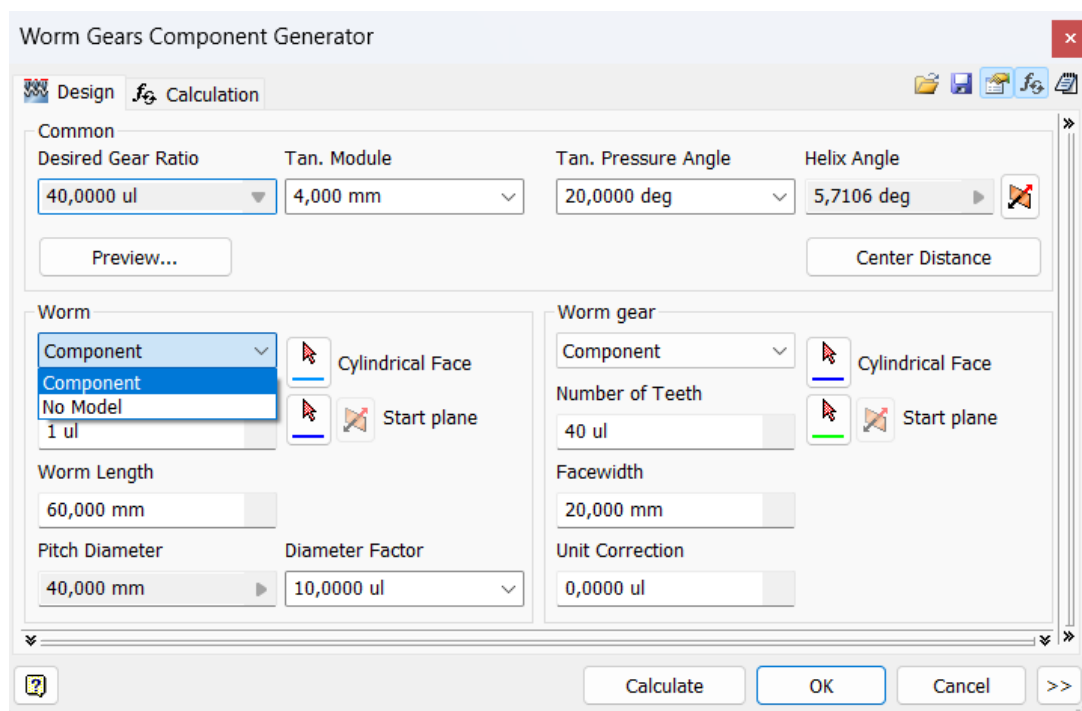


Рис. 4.8. Вибір типу колеса, що вставляється

Після вибору типу вставки складових черв'ячної передачі заповнюються основні параметри.

В залежності від вибраних налаштувань **Input Type**, **Size Type**, **Type of Gearing** додаткових параметрів нижньої частини вікна стають доступні відповідні вкладки панелі **Design**.

Вводяться параметри передаточного числа **Desired Gear Ratio**, модуля **Tan. Module**, кута нахилу зуба **Helix Angle**, числа заходів черв'яка **Number of Threads** та числа зубів колеса **Number of Teeth** залежно від вибраного типу розрахунку. Ширину коліс представлено як довжину нарізаної частини черв'яка **Worm Length** й ширину колеса **Facewidth**.

Геометричні параметри черв'ячної передачі пов'язані між собою.

З метою одержання в результаті розрахунку найбільш раціональної компоновки передачі слід вибрати рекомендовані значення числа заходів

черв'яка Z_1 , число зубів колеса Z_2 та коефіцієнта діаметра черв'яка в залежності від передаточного числа передачі.

Усі можливі комбінації значень модуля/окружного кроку, кількості зубів, коефіцієнта діаметра черв'яка та коефіцієнта зміщення черв'ячної передачі для заданої кількості зубів, передаточного числа та міжосьової відстані доступні на вкладці при натисканні кнопки **Center Distance** (рис. 4.9).

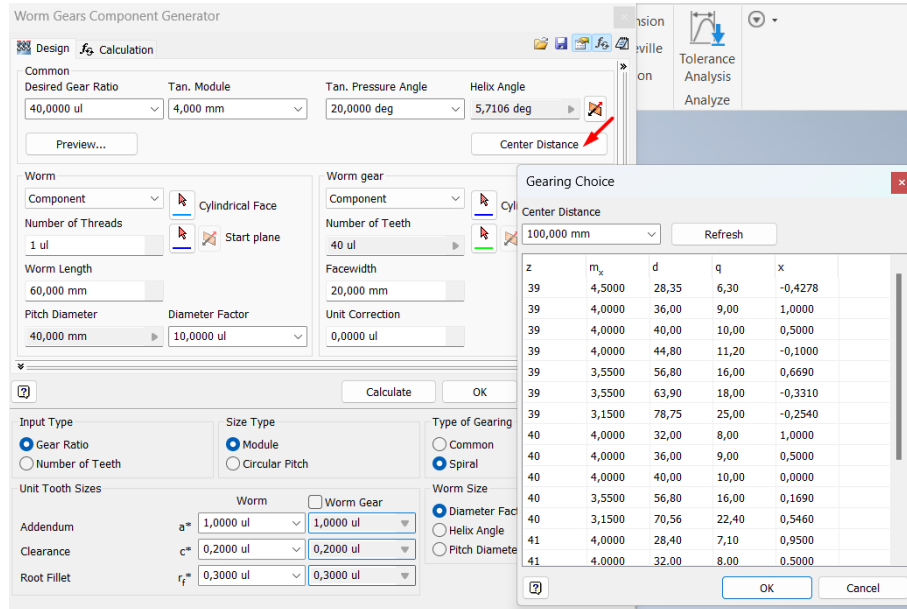


Рис. 4.9. Вибір параметрів черв'ячної передачі

На вкладці Calculation доступно два методи розрахунку черв'ячної передачі: **Legacy ANSI** і **CSN** (рис. 4.10).

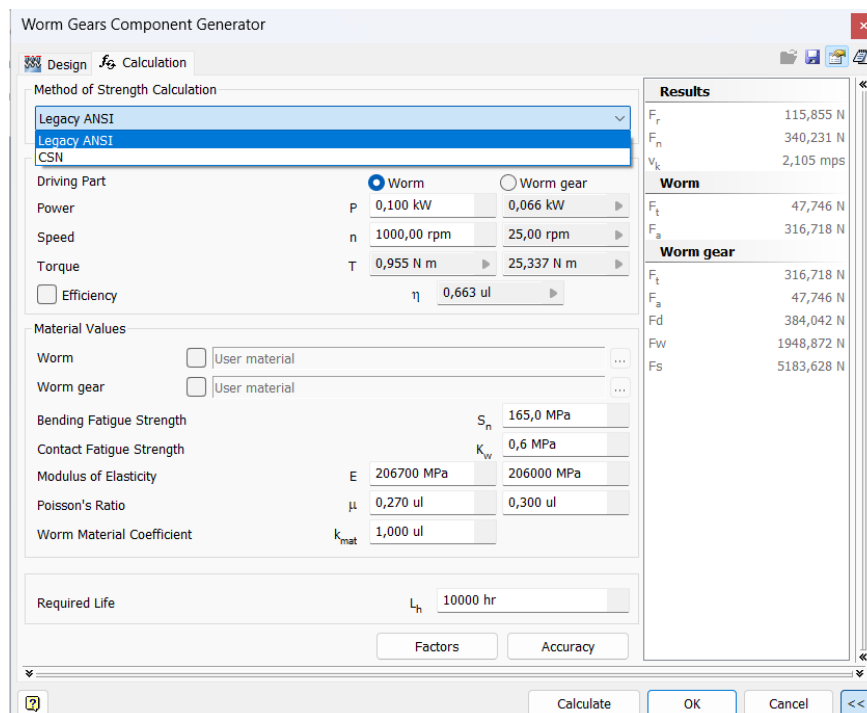


Рис. 4.10. Вибір методу розрахунку черв'ячної передачі

Вибирається метод розрахунку міцності, який буде використовуватись. У нижній частині вкладки **Calculation** натисненням кнопки **Factors** відкривається діалогове вікно розрахунку коефіцієнтів міцності.

Після введення параметрів і навантажень, вибору матеріалу для черв'яка й черв'ячного колеса задаються коефіцієнти залежно від вибраного відповідного стандарту для розрахунку.

Натиснення кнопки **Calculate** дозволяє одержати результати розрахунку. Область попереднього перегляду оновиться, а в області додаткових повідомлень з'явиться інформація про успішне виконання розрахунку.

Перегляд отриманих результатів доступний при натисненні кнопки **Preview...**, яка відкриває додаткове поле із інформацією про геометричні параметри черв'ячної передачі **Dimensions** (рис. 4.11).

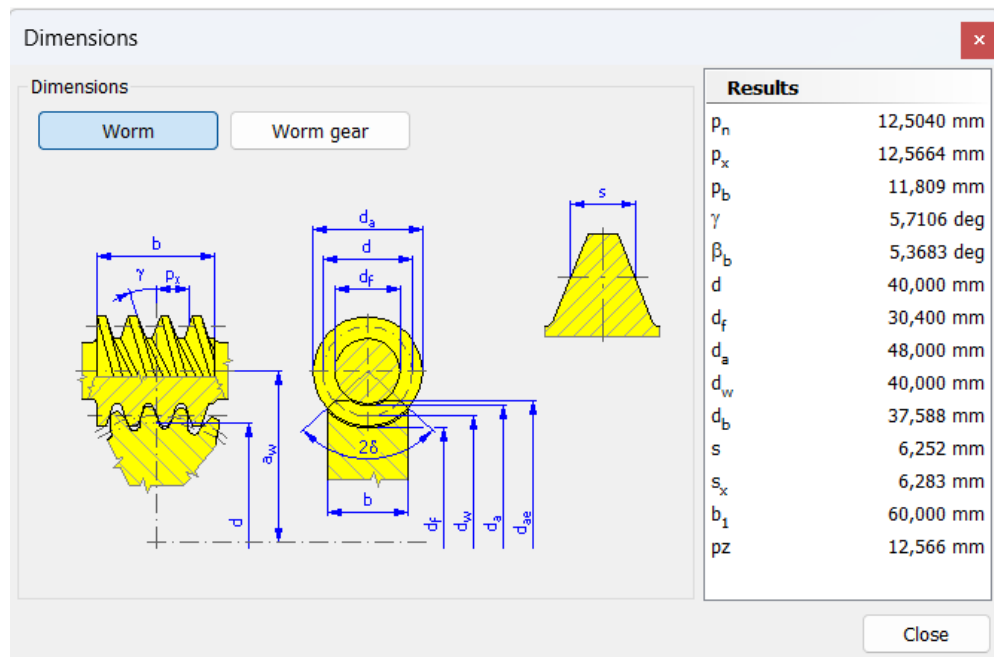


Рис. 4.11. Геометричні параметри черв'ячної передачі

Вставити результати розрахунку в модель збірки. Підготувати модель збірки, зокрема базові циліндричні поверхні для черв'яка та колеса та початкові площини. При цьому потрібно звернути особливу увагу на те, міжосьова відстань в моделі повинна точно дорівнювати розрахованій.

Для визначення розміщення черв'яка натиснути в групі полів **Worm** кнопку зі стрілкою циліндричної грані **Cylindrical Face**, у графічному вікні вибрати циліндричну грань. Діаметр перетину валу повинен бути більшим або рівним зовнішньому діаметру черв'яка. Для визначення у вузлі початкової площини вибрати кнопку зі стрілкою початкової площини **Start Plane**, у графічному вікні вибрати початкову площину вала. Аналогічно розміщається й черв'ячне колесо **Worm Gear**.

При відсутності моделі збірки програма сама створює модель розрахованої черв'ячної передачі. У графічному вікні відобразиться передача, побудована з урахуванням всіх введених значень.

Для побудови додаткових елементів черв'яка та черв'ячного колеса кожне з них слід відкрити у новому файлі й доопрацювати. Після збереження моделей оновлення відобразяться у файлі збірки (рис. 4.12).

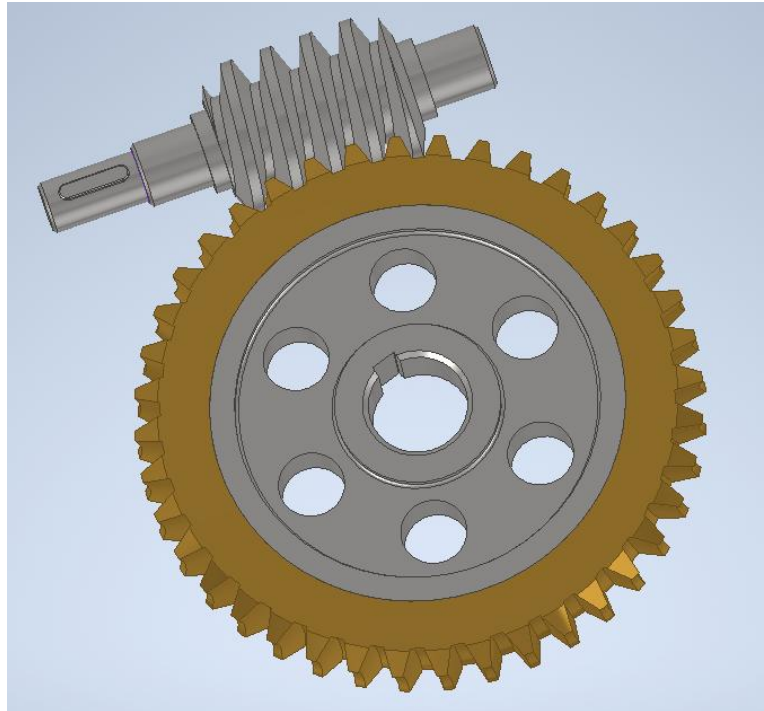


Рис. 4.12. Черв'ячна передача

4.7 Формування файлу з результатами розрахунків

Після виконання розрахунку область попереднього перегляду оновиться, з'явиться повідомлення про успішне виконання розрахунку. У графічному вікні відобразиться циліндрична зубчаста передача, побудована з урахуванням всіх введених значень.

Результати розрахунків черв'ячної передачі можуть бути збережені у вигляді окремого файлу. Формування файлу здійснюється натисканням кнопки **Results** у правому горішньому куті вікна.

Натиснувши кнопку **Results**, отримуємо **Генератор компонентів Worm Gears**, де розміщено всю інформацію про проєкт. Результати розрахунку черв'ячної передачі подаються у форматі *.htm і можуть бути збережені також у форматах *.mht та *.txt.

4.8 Отримання робочого кресленника черв'ячного колеса

Створення робочого кресленника черв'ячного колеса в SolidWorks або Autodesk Inventor значно складніше ніж кресленників циліндричних або конічних коліс, оскільки його геометрія значно відрізняється. Через складну, увігнуту форму вінця будується спрощене зображення.

У випадку, коли черв'ячне колесо є складеним з маточини та вінця, оформлюється складальний кресленник, на якому відображається з'єднання та проставляється маркування матеріалів.

На складальному кресленнику обов'язково розміщується Специфікація, що містить позиції та кількість усіх складових частин (Вінець, Маточина, Гвинт тощо).

Вибір шаблону аркуша, моделі, масштабу, типу й необхідно кількості проєкцій виконується аналогічно кресленикам зубчастих коліс. Основний напис заповнюється аналогічно оформленню будь-якого кресленика.

Контрольні питання

1. Вкажіть переваги черв'ячних передач у порівнянні із зубчастими.
2. Під яким кутом перехрещуються осі валів у найбільш поширених типів черв'ячних передач?
3. Які параметри необхідно визначити перед початком проєктування черв'ячної передачі?
4. Недоліки проєктування черв'ячних передач у SolidWorks .
5. Як вибрати тип вставки (Component чи No Model) в генераторі черв'ячних передач і в чому їх відмінність?
6. Наведіть перелік типів зачеплень черв'ячної передачі, доступних у генераторі компонентів черв'ячної передачі.
7. Особливості моделювання черв'ячної передачі.
8. Які типи матеріалів рекомендовано використовувати для виготовлення черв'ячного колеса та черв'яка?
9. Які конструктивні елементи черв'ячного колеса не створюються автоматично Генератором і мають бути додані вручну?
10. Поясніть, як можна доповнити модель додатковими елементами черв'ячного колеса.
11. Яким чином можна зберегти розрахунок передачі, створеної в генераторі Worm Gears?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 4

1. Який елемент є ведучим у черв'ячній передачі?

- а) черв'як;
- б) черв'ячне колесо;
- в) шестірня;
- г) зірочка.

2. Які дані розрахунку повинно мати для проєктування черв'ячної передачі в Autodesk Inventor?

- а) число пасів;
- б) модуль, число зубів;
- в) матеріал вала;
- г) ділильні діаметри коліс.

3. Яка характерна особливість геометрії черв'ячного колеса робить його моделювання «вручну» складнішим, ніж звичайного циліндричного колеса?

- а) глобоїдна форма;
- б) використання прямих зубців;
- в) наявність шпонкового паза;
- г) евольвентний профіль.

4. Назвіть спосіб проєктування черв'ячних передач в Autodesk Inventor

- а) за допомогою генератора Майстра проєктування;
- б) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 2D;
- в) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 3D;
- г) за допомогою Генератора компонентів валу.

5. Ширина першого елемента черв'ячної передачі має назву

- а) довжина нарізаної частини черв'яка;
- б) ширина колеса;
- в) ширина шестірні;
- г) товщина диска.

6. Як можна подивитися розміри черв'яка й черв'ячного колеса та зображення їх зачеплення між собою?

- а) натисненням кнопки Preview;
- б) відкривши вкладку Design;
- в) натисненням кнопки додаткових параметрів;
- г) натисненням кнопки Results.

7. Яким чином можна зберегти результати розрахунків черв'ячної передачі?

- а) у вигляді окремого файлу;
- б) можна тільки переглянути у вкладці Result;
- в) результати не зберігаються;
- г) результати записуються у специфікацію.

8. Вкажіть яким чином слід вибирати матеріали для черв'ячної передачі

- а) для вінця черв'ячного колеса слід вибирати антифрикційний матеріал;
- б) можна тільки переглянути у вкладці Result;
- в) результати не зберігаються;
- г) результати записуються у специфікацію.

9. При вставці черв'ячної передачі в збірку за допомогою генератора, опція No Model означає:

- а) буде створена тільки 2D модель;
- б) буде представлений тільки розрахунок без побудови 3D моделі;
- в) буде виконаний аналіз передачі;
- г) буде збережений файл креслення.

10. Яким чином проєктують черв'ячне колесо в Autodesk Inventor?

- а) створюють окремо вінець і диск, потім поєднують у збірці;
- б) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 3D;
- в) за допомогою Генератора компонентів валу;
- г) за допомогою вкладки вали й механічні передачі 2D.

11. Яке вихідне значення, окрім 3D-моделі, надає Autodesk Inventor Design Accelerator після успішного розрахунку черв'ячної передачі?

- а) креслення штампа для виготовлення зубців;
- б) повний набір G-кодів для ЧПК-верстата;
- в) звіт про розрахунок (звіт про міцність та довговічність);
- г) посібник користувача для експлуатації редуктора.

12. У SOLIDWORKS для вставки черв'ячної пари з бібліотеки стандартних компонентів найчастіше використовується:

- а) Toolbox;
- б) Mold Tools;
- в) Flow Simulation;
- г) SimulationXpress.

13. Який параметр черв'ячної передачі визначає кут підйому витка черв'яка?

- а) дільний діаметр колеса (d_2);
- б) кількість заходів черв'яка (Z_1);
- в) осьовий модуль;
- г) крок витка.

14. Яке типове обмеження (constraint) використовується в складальній одиниці SOLIDWORKS або Inventor для забезпечення правильного зачеплення черв'яка та черв'ячного колеса?

- а) з'єднання (Mate) площин торців);
- б) перпендикулярність (Perpendicular) осей та фіксація міжосьової відстані);
- в) зв'язок 'Гвинтова пара' (Screw Mate);
- г) паралельність (Parallel) осей.

15. Який ефект є унікальним для черв'ячних передач з малим кутом підйому витка і може бути автоматично врахований у розрахунках CAD-систем?

- а) ефект Каріоліса;
- б) ефект резонансу;
- в) ефект самогальмування;
- г) гідравлічний ефект.

5. ПРОЄКТУВАННЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

5.1 Основні параметри пасових передач

Пасові передачі – це передачі приводів гнучкою ланкою, призначені для передавання потужності від одного вала на другий – при значних міжосьових відстанях.

Пасова передача (рис. 5.1) включає: 1 – шків ведучий; 2 – шків ведений; 3 – пас. Параметри передачі: a – міжосьова відстань; α_1, α_2 – кути охоплення шківів пасом; D_1, D_2 – діаметри шківів.

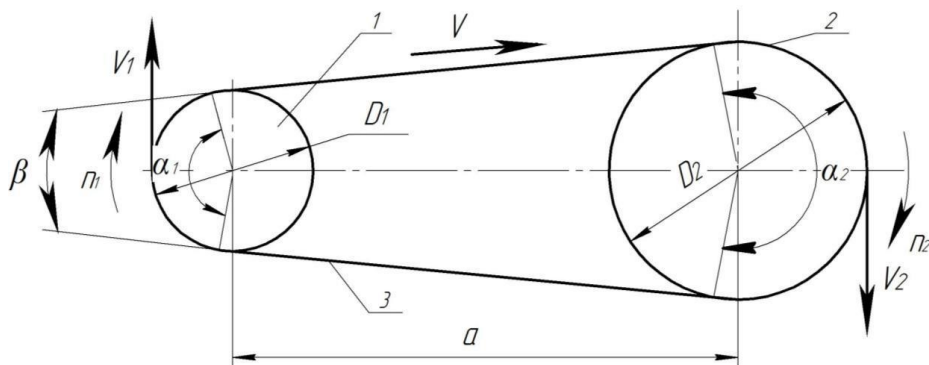


Рис. 5.1. Розрахункова схема пасової передачі

Матеріали

Для виготовлення пасових передач матеріали можна поділити на дві групи: матеріали для пасів та матеріали для шківів. Матеріали пасів: шкіряні, гумовотканинні, бавовняні, капронові, а також можуть бути з еластичної гуми або пластмас для зубчастих пасів. Шківви виготовляють із чавуну (найпоширеніший), сталі, легких сплавів та пластмас. При виборі матеріалу для пасової передачі слід враховувати умови експлуатації, точність передачі, термін служби та вартість.

Для створення між пасом та шківами необхідної сили тертя пас має бути притиснутим до шківів. Це притиснення досягається за рахунок попереднього натягу паса F_0 , величина якого вибирається такою, щоб пас міг зберігати цей натяг достатньо довго.

Буксування. По мірі росту колової сили F_t зменшується дуга покою, отже, зменшується і запас сил тертя. При значному перевантаженні дуга ковзання β_1 досягає значення дуги обхвату α_1 і пас ковзає по всій поверхні торкання з ведучим шківом, тобто **буксує**. При буксуванні паса на ведучому шківі ведений шків зупиняється – **передача непрацездатна**.

Тягова спроможність пасової передачі обумовлена зчепленням паса зі шківками. Експериментально досліджуючи тягову спроможність, будують графіки – криві ковзання й ККД; на їх базі розроблено метод розрахунку пасових передач.

Пружне ковзання, що залежить від значення колової сили F_t , є причиною деякої мінливості передаточного числа пасових передач. Рекомендують для

передач плоским пасом $U \leq 5$, клиновим $U \leq 7$, поліклиновим $U \leq 8$, зубчастим $U \leq 12$.

Проектування пасових передач в SOLIDWORKS та Autodesk Inventor виконується за допомогою вбудованих інструментів, які дозволяють автоматично розрахувати параметри, вибрати необхідний пас і шків, а також згенерувати 3D-модель з урахуванням стандартів.

Проектування пасових передач "вручну" передбачає виконання всіх інженерних розрахунків незалежно від програмного забезпечення, а потім використання інструментів моделювання для створення відповідних деталей (шків, паси) та їх збирання в складальній одиниці (збірці).

Цей "ручний" підхід дозволяє повністю контролювати процес моделювання, але вимагає від користувача самотійного виконання всіх інженерних розрахунків. Як альтернативу, в Autodesk Inventor існує вбудований інструмент V-Belts Component Generator, який автоматизує розрахунки та генерує 3D-моделі на основі введених параметрів.

5.2 Проектування пасових передач в SOLIDWORKS

У середовищі SOLIDWORKS пасові передачі можуть бути змодельовані засобами збірки **Assembly** із використанням функцій **Belt** або спеціалізованих бібліотек компонентів. Система автоматично визначає довжину паса, напрям обертання шківів та забезпечує коректну кінематичну взаємодію елементів.

Для створення збірки передачі імпортуються створені шків, розміщуються на валах із необхідною міжосьовою відстанню. Викликом команди **Belt** вибираються паси й розміщуються на контактних поверхнях шківів.

Основним інструментом параметризації є блок рівнянь у дереві конструювання Feature Manager, за яким отримується параметрична модель шків (рис. 5.2).

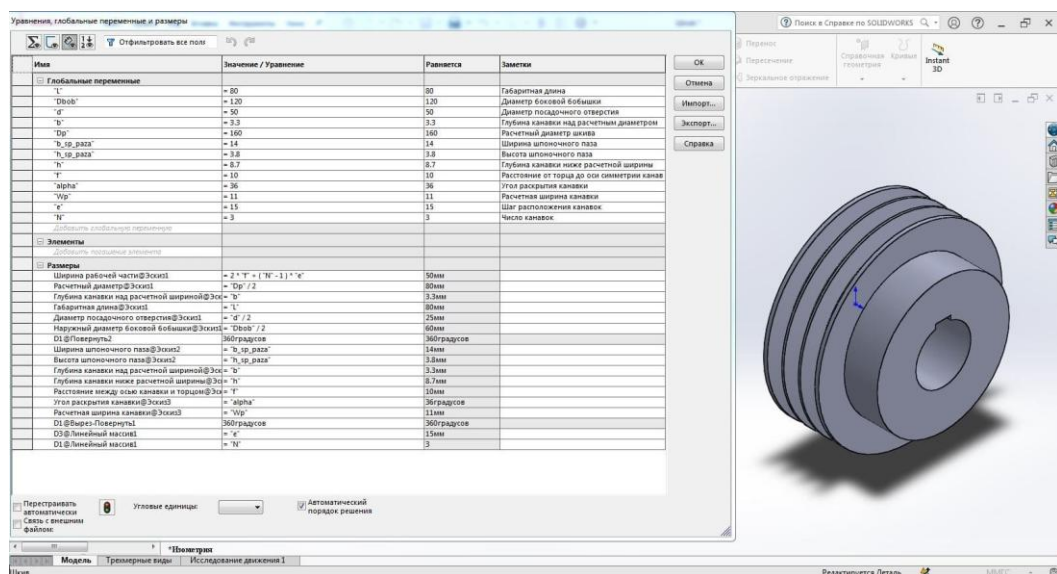


Рис. 5.2. Побудова параметричної моделі шків

На вкладці елементів знаходиться лінійний масив, за допомогою якого створюється масив із канавок. Робочим елементом для масиву є операція **Виріз-повернути**, за підсумками якої отримується канавка. Далі напрямок вибирається автоматично по побудованій осі, крок і кількість утворюються змінними e і N відповідно.

Для створення моделі шківів потрібно знати усі необхідні параметри і занести їх до діалогового вікна **Parameters**. Додати числові параметри **Add Numerik**, що задані і які визначені для шківів за ДСТУ ISO 255:2009.

Після побудови ескізу й нанесення розмірів отримуємо 3D модель шківів. Побудова додаткових елементів шківів виконується загальними методами 3D-моделювання. Аналогічно будується другий шків передачі.

Цей метод вимагає наявності довідкових даних стандарту, за яким створюється модель. Для отримання самої передачі слід створити файл збірки, додати елементи пасової передачі й накласти відповідні залежності.

При відповідних налаштуваннях отримуємо симуляцію роботи пасової передачі. При такому способі моделювання пасової передачі не буде виконано розрахунку на міцність.

У **SOLIDWORKS** немає окремого модуля з інтегрованим розрахунком міцності, подібного до **Design Accelerator Inventor**. Проектування зазвичай базується на використанні **Toolbox** для вставки стандартних шківів та інструментів **Assembly** для моделювання паса.

Модуль **GearTrax** дозволяє автоматично генерувати 3D-моделі шківів різних типів і відповідних пасів із заданими параметрами, а також інтегрувати їх безпосередньо у збірку **SOLIDWORKS**.

Слід зазначити, що **GearTrax** орієнтований на геометричне, а не інженерне проектування, призначений передусім для побудови тривимірної геометрії шківів і пасів, а не для повного інженерного розрахунку передачі.

Програма не виконує розрахунок натягу, ковзання, потужності або ККД передачі. Перевірки на міцність, допустиме навантаження, кут обхвату, швидкість паса необхідно виконувати додатково вручну або у інших програмах. Хоча **GearTrax** значно спрощує процес побудови тривимірних моделей пасових передач, його слід розглядати як допоміжний геометричний інструмент, а не як повноцінне середовище інженерного аналізу.

5.3 Проектування пасових передач за допомогою **V-Belts Component Generator**

Сучасне проектування пасових передач доцільно виконувати в системі САПР. За допомогою **V-Belts Component Generator** в **Autodesk Inventor** можна проектувати і виконувати аналіз пасової передачі для промислового використання. Генератор використовується для проектування нескінченних клинових пасів. У розрахунку не враховується зменшення міцності через з'єднання кінців пасу.

Передача може перебувати в одній площині тільки з осями паралельних шківів. Зсув шківів не враховується. Проміжною (середньою) площиною пасу є площина XU його системи координат. Передача теоретично може складатися з

необмеженого числа шківів. Шківви можуть бути жолобчастим (ведучий та ведений) або гладкими (натяжний). Пас може рухатися за годинниковою або проти годинникової стрілки щодо (в правій частині системи координат). Жолобчастий шків необхідно розмістити всередині контуру пасу. Гладкі натяжні шківви можна розміщувати як всередині, так і поза контуром пасу.

Шківви при моделюванні нумеруються. Перший шків вважається ведучим. Решта шківів є веденими або натяжними. Вхідна потужність може розподілятися між кількома веденими шківками при використанні передаточного числа кожного шківва. Відповідно розраховуються сили і крутний момент.

Вкладка Design

Діалогове вікно генератора клинопасової передачі **V-Belts Component Generator** (рис. 5.3) запускається командою **V-Belts**, що знаходиться на панелі інструментів **Power Transmission** вкладки **Design**. У діалоговому вікні присутні дві вкладки – **Design** та **Calculation**.

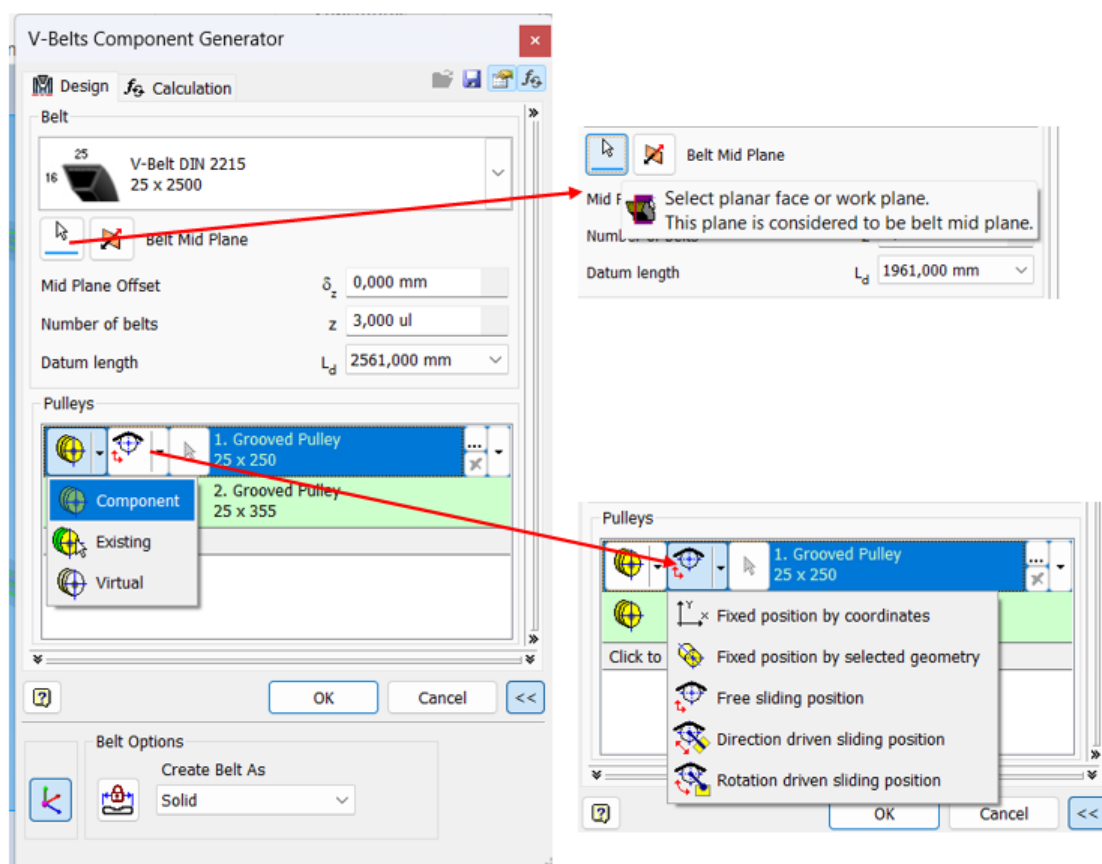


Рис. 5.3. Діалогове вікно **V-Belts Component Generator**

На вкладці **Design** у групі параметрів **Belt** у першому списку присутні клинові та поліклинові паси кількох типів за стандартами ANSI та DIN. Для роботи вибираються паси за стандартом DIN, оскільки останні стандарти гармонізовані зі стандартами ISO.

В списку клинових пасів, які відображаються відповідно до обраної категорії, присутні паси класичні або вузькі.

За активної кнопки зі стрілкою (при підведенні до неї курсора генератор видає підказку – вибирається плоска грань або робоча площа) потрібно

вибрати один із зазначених елементів **Select planar face or work plane** для розміщення в його площині середньої площини пасу. Для клинопасової передачі приводу стрічкового транспортера це може бути торець другої ділянки вхідного валу редуктора або торець другої ділянки вихідного кінця валу електродвигуна.

При першому виклику діалогового вікна генератора компонентів клинових пасів у групі параметрів шківів **Pulleys** присутні записи, що відповідають моделям ведучого та веденого шківів.

При натисканні на першу кнопку типу геометрії шківа **Pulley geometry option** відкривається список із трьох елементів:

- **Component** – вставка моделі шківа у збірку.
- **Existing** – вибір існуючого шківа у збірці. Вибір залежить від того, який шків використовується - гладкий чи з жолобом. Якщо використовується існуючий шків з жолобом, слід вибрати конічну грань v-подібної канавки. При цьому визначається відповідний діаметр на основі номінальної ширини пасу. Крім того, по осі конічної грані визначається положення шківа. Якщо шків гладкий, потрібно вказати на циліндричну грань, яка визначає діаметр гладкого шківа і вісь шківа.

- **Virtual** – вставка шківа в збірку не виконується. Цей параметр використовується, якщо невідомо, який шків буде використаний в збірці. У збірці дані специфікації не створюються.

Натискання другої кнопки запису відкриває список напрямних для шківа **Pulley placement guide**, вибором одного із пунктів якого можна задати положення шківа.

У списку присутні такі параметри:

- **Fixed position by coordinates** – зафіксоване положення відносно системи координат – можна перетягнути шків або вказати положення за допомогою точних значень координат X і Y, розмістивши його на основний площині пасу. Можна також потягнути або клацнути центральну ручку маніпулятора шківа для відображення діалогового вікна координати X, Y шківа. При цьому моделі шківів та пас переміщається як одне ціле у нове положення;

- **Fixed position by selected geometry** – зафіксоване положення відносно вибраних елементів геометрії – положення шківа можна задати вибравши робочу точку, робочу вісь, циліндричну грань або точку ескізу в якості геометричного положення осі шківа. У випадку вибору робочої точки або точки ескізу вісь буде визначена як така, що проходить через точку і перпендикулярна середній площині пасу;

- **Free sliding position** – положення з вільним зміщенням – точний центр шківа налаштовується для дотримання умови стандартної довжини пасу. Порядок визначення положення вибраного шківа такий самий, як і для зафіксованого положення відносно системи координат, але при цьому у нове положення переміщується тільки вибраний шків (або ще додатково третій шків, положення якого має тип положення з вільним зміщенням);

- **Direction driven sliding position** – положення з направленим зміщенням – цей тип положення схожий з типом положення з вільним

зміщенням. Напрямок переміщення задається за допомогою обраної геометрії. Можна вибрати робочу площину або плоску грань, перпендикулярні середній площині пасу, відрізок у ескізі або вісь, паралельні середній площині пасу. Генератор автоматично вибирає найближчу довжину пасу і розраховує точне положення центру шківів для дотримання умови довжини пасу;

– **Rotation driven sliding position** – положення з вільним поворотним зміщенням – положення шківів визначається генератором клинових пасів щодо центру повороту і зазначеного радіусу плеча. Можна використати кутовий маніпулятор для переміщення шківів в необхідне кутове положення, а маніпулятор зміни радіусу – на потрібній відстані від осі повороту. Генератор виконує правильний поворот на основі довжини пасу. Центр обертання визначається за допомогою обраної користувачем геометрії. Програма Autodesk Inventor передбачає використання декількох типів шківів. За необхідності змінити тип шківів потрібно натиснути кнопку вибору геометрії шківів **Pulley geometry option** (рис. 5.4).

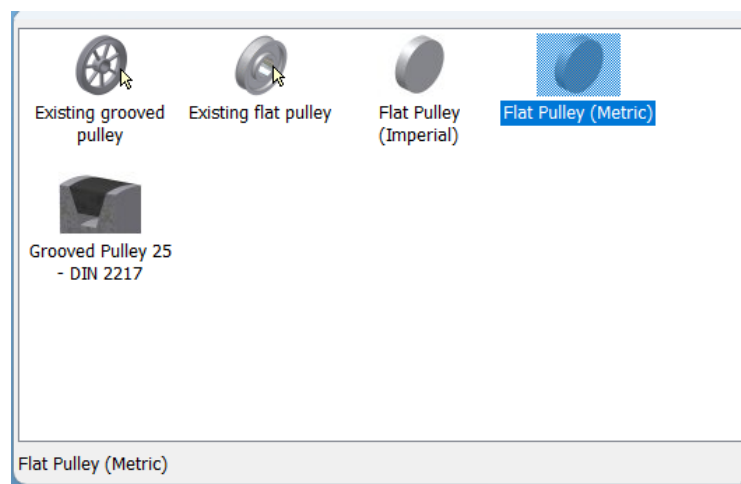


Рис. 5.4. Діалогове вікно вибору типу шківів

Якщо потрібно додати до моделі ведений або натяжний шків, треба натиснути на кнопку-повідомлення. З'явиться діалогове вікно без заголовку, де можна вибрати відповідний тип шківів.

В нижньому рядку вкладки Design присутні додаткові параметри варіантів пасу **Belt options**, які можна увімкнути (рис. 5.5):

- Belt coordinate system on/off – координатна система пасу;
- Lock belt length on/off – блокування довжини пасу. За активного стану цієї кнопки при переміщенні шківів зміна довжини пасу неможлива.

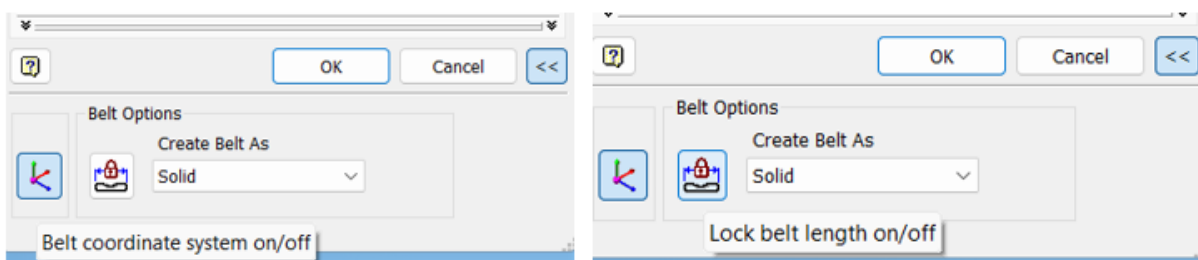


Рис. 5.5. Діалогове вікно додаткових параметрів пасу

Create Belt As – список, у якому присутні значення **Sketch** та **Solid**. За першим значенням створюється нескінчений пас у вигляді ескізу, а за другим – у вигляді твердотільної моделі.

Крім розглянутих властивостей шківів у діалоговому вікні **Groove pulley properties** можна задати значення таких параметрів (рис. 5.6):

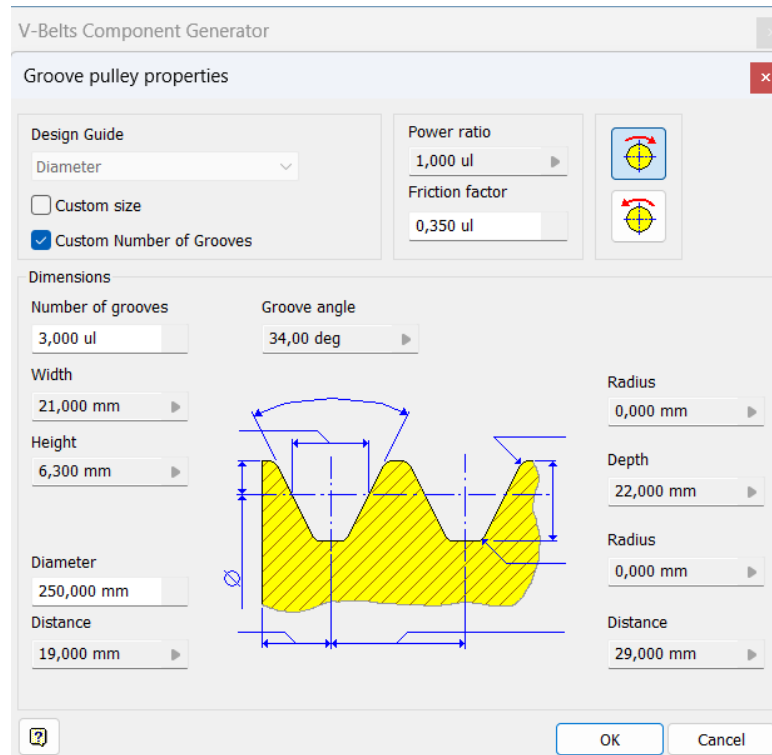


Рис. 5.6. Діалогове вікно **Groove pulley properties**

В групі параметрів вибору моделі **Design Guide**:

- Список, що має два пункти – **Diameter** та **Ratio**. Використовується для контролю розміру веденого шківів на основі зазначеного діаметра або відповідного передаточного відношення.

- **Custom size** – завдання нестандартного розміру шківів. За замовчуванням розмір шківів є стандартним і задається за допомогою даних таблиці, що зберігається в папці Design Data. За допомогою шаблону даних можна швидко змінити формат шківів, змінивши його діаметр. Якщо включена функція нестандартного розміру, всі параметри шківів визначаються користувачем.

- **Custom Number of Grooves** – за замовчуванням кількість канавок відповідає кількості пасів z . Якщо вирішено використовувати більшу кількість канавок, ніж існує у пасу в даній пасовій передачі, то потрібно активувати цей параметр і ввести своє значення. Незадіяні канавки можна використовувати пізніше в ступінчастих пасових передачах.

Для врахування висоти маточини та ширини шківів, та/або довжини установочної втулки передбачене введення величини зміщення **Mid Plane Offset** δ_z . Ширину шківів можна врахувати згодом, після розрахунку передачі, і відредагувати величину зміщення δ_z . Для отримання інформації про величину можна натиснути кнопку перегляду властивостей шківів.

В діалоговому вікні **Groove pulley properties** за величинами z , f та e

можна визначити ширину шківів за виразом:

$$W = 2 \cdot f + (z - 1) \cdot e,$$

де f , e – геометричні розміри шківів;

z – число пасів.

З метою безпеки не рекомендується призначати $z = 1$. Рекомендується в комплекті мати $z = 3 \div 6$ пасів. Після завдання кількості пасів у групі параметрів **Belt** є параметр довжини пасу **Datum length** L_d . Його величину при проектуванні передачі можна задати двома способами:

- вибрати із списку;
- задати положення ведучого, веденого та, за необхідності, натяжного шківів.

Величина параметру передаточного числа **Power ratio** (P_x) відповідає величині потужності, що передається вибраним шківом і може становити від 0,0 до 1,0. Шків вважається натяжним, якщо передаточне число становить $P_x = 0,0$. Значення потужності для першого (ведучого) шківів завжди 100%, відповідно передатне число дорівнює $P_x = 1,0$.

Результати розрахунку геометрії відображаються у вікні результатів.

Проектування передачі з двома шківів

Порядок проектування клинопасової передачі з двома шківів може складатись із таких кроків:

1. На вкладці **Design** у групі параметрів **Belt** із списку вибрати стандарт та розмір поперечного перерізу пасу.

2. Вибрати площину або плоску грань для середньої площини пасу та задати попередню величину зміщення δ_z .

3. Ввести всі можливі геометричні дані про передачу:

- кількість пасів z ;
- тип геометрії шківів (для створення моделі **Component** або **Existing**);
- вибрати спосіб завдання положення шківів у середній площині пасу.

Наприклад, це може бути положення з спрямованим зміщенням **Direction driven sliding position** для ведучого шківів та фіксованим **Fixed position by selected geometry** для веденого. В якості напрямної для переміщення ведучого шківів може бути робоча вісь, що проходить через вісь вихідного кінця приводного двигуна та паралельна напрямку його переміщення при натягуванні пасу. В якості вибраних елементів геометрії може бути циліндрична поверхня вхідного валу редуктора або його вісь. При цьому, звичайно, моделей двигуна та редуктора може ще не існувати;

- за необхідності змінити тип шківів потрібно натиснути кнопку **Pulley geometry option** й замінити тип вибраного шківів;
- задати геометричні розміри шківів у діалоговому вікні.

Властивості шківів з канавкою (для цього натиснути кнопку **Groove pulley properties** в управляючих записах розмірами шківів у групі параметрів **Pulleys**) або за допомогою маніпуляторів у графічному екрані;

4. Вибрати тип створюваної моделі пасу зі списку **Create Belt As**;

5. Перейти на вкладку **Calculation** та виконати розрахунок передачі. За необхідності, якщо виконувався перевірочний розрахунок, скоригувати параметри передачі і повторно виконати розрахунок. Якщо розрахунок не потрібен, то перейти до наступного кроку.

6. Перейти на вкладку **Design** і скоригувати зміщення середньої площини пасу δ_z з врахуванням ширини шківів.

7. Натиснути кнопку ОК і задати імена файлів.

Проектування пасової передачі з трьома шківками

Порядок проектування клинопасової передачі з трьома шківками (один ведучий, два ведених) може складатись із таких кроків:

1. На вкладці **Design** у групі параметрів **Belt** із списку вибрати стандарт та розмір поперечного перерізу пасу.

2. Вибрати площину або плоску грань для середньої площини пасу та задати попередню величину зміщення δ_z .

3. Натиснути на кнопку-повідомлення і додати третій шків.

4. Ввести всі можливі геометричні дані про передачу:

- кількість пасів **z**;
- тип геометрії шківка (для створення моделі **Component** або **Existing**);
- вибрати спосіб завдання положення шківів у середній площині пасу.

Наприклад, це може бути положення з спрямованим зміщенням для ведучого шківка та зафіксоване положення щодо вибраних елементів геометрії для ведених. В якості напрямної для переміщення ведучого шківка може бути робоча вісь, що проходить через вісь вихідного кінця привідного двигуна та паралельна напрямку його переміщення при натягуванні пасу. В якості вибраних елементів геометрії може слугувати циліндрична поверхня вхідного валу редуктора або його вісь. Аналогічно попередньому випадку, моделей двигуна та редуктора може ще не існувати;

▪ за необхідності змінити тип шківка потрібно натиснути кнопку **Pulley geometry option** й замінити тип вибраного шківка;

▪ задати геометричні розміри шківів у діалоговому вікні **Groove pulley properties** або за допомогою маніпуляторів у графічному екрані. У діалоговому вікні властивостей шківів з канавкою для другого та третього шківів задати значення передатного числа у пропорції, що відповідає розподілу потужності між ними, наприклад, $P_{x2}=0,5$ та $P_{x3}=0,5$;

5. Вибрати тип створюваної моделі пасу із списку **Create Belt As**;

6. Перейти на вкладку **Calculation** та виконати розрахунок передачі. За необхідності, якщо виконувався перевірочний розрахунок, скоригувати параметри розміри передачі і повторно виконати розрахунок. Якщо розрахунок не потрібен, то перейти до наступного кроку.

7. Перейти на вкладку **Design** і скоригувати зміщення середньої площини пасу δ_z з врахуванням ширини шківів.

8. Натиснути кнопку ОК і задати імена файлів.

5.4 Визначення геометричних параметрів пасових передач

Введення вихідних даних та проведення розрахунку

Перший шків вважається ведучим. Решта шківів є веденими або натяжними.

Після переходу на вкладку **Calculation** (рис. 5.7) в групі параметрів **Type of calculation** можна задати:

- перевірку міцності обраного пасу, кількості пасів і траєкторії пасу. В результаті перевірки міцності може бути дана рекомендація щодо збільшення кількості пасів, якщо необхідне навантаження не може бути передане при використанні заданого компонування передачі.

- задане число пасів - при виборі цього параметра не потрібно задавати кількість пасів на вкладці **Design**. Замість цього будуть надані рекомендації щодо кількості пасів з урахуванням заданого навантаження, типу і траєкторії пасу.

V-Belts Component Generator

Design Calculation

Type of calculation
Strength Check

Load
Power, Speed --> Torque

Power P 0,000 kW

Torque T 0,000 N m

Speed n 1000,000 rpm

Service factor c_2 1,200 ul

Factors
 Custom

Arc of contact correction factor c_1 0,950 ul

Number of belts correction factor c_4 0,950 ul

Number of pulleys correction factor c_5 1,000 ul

Belt properties
 Custom

Base power rating P_{RB} 4,408 kW

Length correction factor c_3 1,000 ul

Belt tensioning

Tension factor k_1 1,300 ul

Results

Z 3,000 ul

Z_{er} 0,000 ul

V 9,425 mps

f_b 7,386 Hz

F_p 0,000 N

F_c 79,944 N

F_t 34,642 N

F_{tmax} 34,642 N

η 0,980 ul

s 0,000 ul

C_{PP} 1,200 ul

V-Belt

P_{RB} 4,408 kW

D_{wmin} 180,000 mm

V_{max} 30,000 mps

f_{max} 60,000 Hz

m 0,300 kg/m

Pulley 1

P_x 1,000 ul

P 0,000 kW

T 0,000 N m

n 1000,000 rpm

D_p 180,000 mm

β 159,79 deg

F_1 103,927 N

F_2 103,927 N

F_r 204,629 N

F 204,629 N

Efficiency torque factor η_t 0,980 ul

Modify friction with belt speed f_{mod} 0,012 s/m

Calculate OK Cancel <<

Рис. 5.7. Діалогове вікно V-Belts Component Generator, вкладка Calculation

Спосіб завдання навантаження такий же як і в інших передачах.

Далі у вкладці в якості вхідних даних представлені коефіцієнти:

- Експлуатаційний коефіцієнт c_2 - в експлуатаційному коефіцієнті враховується час щоденної роботи, а також тип приводів і машини, що приводиться до руху. Вибір коефіцієнтів та режим роботи пасів у приводах промислового обладнання регламентується відповідними стандартами.

- Поправочний коефіцієнт дуги контакту c_1 - за допомогою нього коригується номінальна потужність клинового паса для шківів, у яких дуга контакту не дорівнює 180 градусам.

- Коефіцієнт кількості пасів c_4 - береться до уваги різниця в розподілі навантаження між декількома пасами при передачі з використанням більш одного клинового паса. Різниця в навантаженні на пас викликана різними довжинами пасів, а також деформацією валу. За допомогою коефіцієнта коригується номінальна потужність клинового паса.

- Коефіцієнт кількості шківів c_5 - за допомогою цього коефіцієнта коригується номінальна потужність паса. У ньому враховується обмеження додаткового навантаження на вигин, створюваної додатковими шківками або натяжними шківками. Використання натяжного шківка вплине на навантажувальну здатність паса, тому необхідно зменшити його номінальну потужність. Рекомендується, по можливості, не використовувати натяжні шківки.

- Основна номінальна потужність паса P_b - обчислюється за формулами, які задаються в таблиці даних (у файлах типу *.xml) і зберігається в папках Design Data. Всі паси, які можна створити в генераторі клинових ременів, описуються в певному файлі *.xml, який містить всі доступні розміри пасів, а також необхідні механічні властивості. Основні формули потужності і коефіцієнти цих формул беруться зі стандартних рекомендацій, які можуть відрізнятися від дійсних даних виробника. Можна налаштувати основну номінальну потужність паса і задати реальні дані з каталогів виробників пасів. Зазвичай рекомендована в стандарті номінальна потужність сильно занижена, і забезпечується потенційний рівень взаємозамінності виробників пасів, проте пасовий привод повинен мати запас міцності. Як правило, основна номінальна потужність паса - це функція швидкості, діаметра ділильного кола і коефіцієнта швидкості самого маленького шківка (ведучого або веденого).

- Поправочний коефіцієнт довжини паса c_3 - враховується зміна номінальної потужності паса, довжина якого відрізняється від основної довжини паса. Потужність визначається виробником паса і вказується в даних паса. Для основної довжини паса значення поправочного коефіцієнта довжини дорівнює 1,0.

- Коефіцієнт натягу k_1 - за його допомогою можна задати вихідний установчий натяг паса. Для цього існують рекомендації виробників. Установчий натяг в значній мірі визначає ККД і наявність прослизання паса, а також термін його служби. Величина коефіцієнта натягу паса, як правило, становить від 1,0 до 1,5.

Після натиснення кнопки додаткових параметрів стають доступними ще два параметри:

- ККД крутного моменту η_t - за допомогою ККД описується якість пасової передачі. Враховуються втрати енергії, які призводять до зниження вихідного крутного моменту. Втрати енергії, викликані проковзуванням паса, не враховуються і визначаються генератором окремо згідно залежності проковзування від коефіцієнта тяги $\varphi = F_p / (F_1 + F_2)$. Поєднання зазначених вище двох факторів визначають кінцевий ККД пасового приводу.

Після введення необхідних даних потрібно натиснути кнопку **Calculate** для отримання результатів. Крім того, необхідним є отримання звіту генератора клинопасової передачі. Звіт потрібен для копіювання і перенесення даних (наприклад) в генератор валів.

Результати розрахунку

У вікні результатів на вкладці **Calculation** генератора пасових передач до кожного приведенного результату при підведенні вказівника мишки надаються підказки. У звіті до кожного із результатів надаються назви. Але, як і всюди в майстрі проєктування, є дві проблеми:

- назви параметрів (вхідних і вихідних) в звітах та результатах не співпадають з назвами параметрів у методиках розрахунку, що вивчають студенти в курсі "Деталі машин";

- і стара проблема неправильного перекладу текстів англійської версії Inventor на українську мову.

При наявності в розрахунку некоректних значень слід виправити вхідні дані й повторити розрахунок.

5.5 Проєктування шківів для пасової передачі

Отримані контури шківів доробляються іншими інструментами, розташованими на панелі інструментів.

Побудова додаткових елементів шківів (рис. 5.8).

- діаметр отвору шківа під вал;
- товщина диска;
- діаметр маточини;
- довжина маточини;
- діаметр розташування технологічних отворів;
- діаметр технологічних отворів.

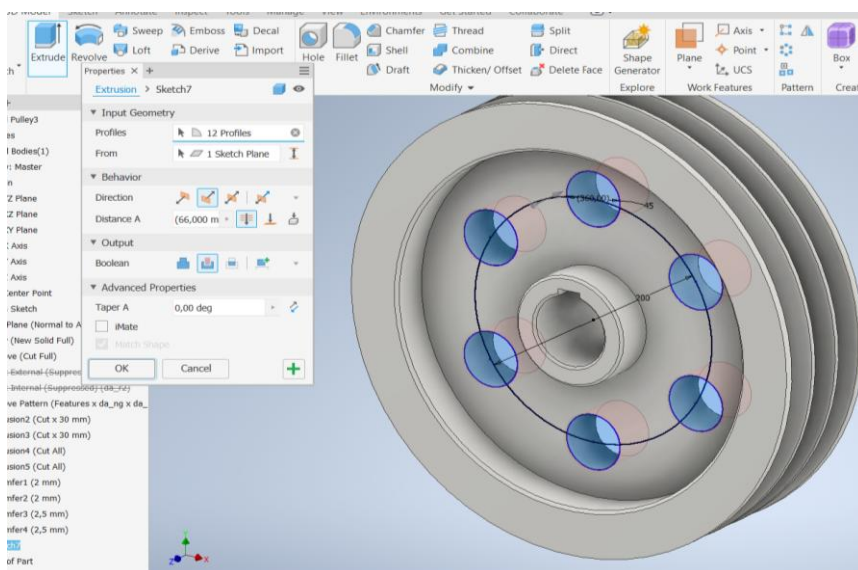


Рис. 5.8. Побудова технологічних отворів

Подальші побудови кільцевих пазів і внутрішнього контуру маточини шківів принципово нічим не відрізняються від побудови моделі циліндричного

зубчастого колеса. Принцип створення основних внутрішніх ступіней практично нічим не відрізняється від побудови зовнішніх.

Після побудови додаткових елементів шківів отримуємо модель пасової передачі (рис. 5.9).

З моделі також можна отримати робочий кресленик. На кресленіку проставити розміри, допуски форми і взаємного розташування, вимоги до шорсткості поверхонь. Задати технічні вимоги, заповнити основний надпис.

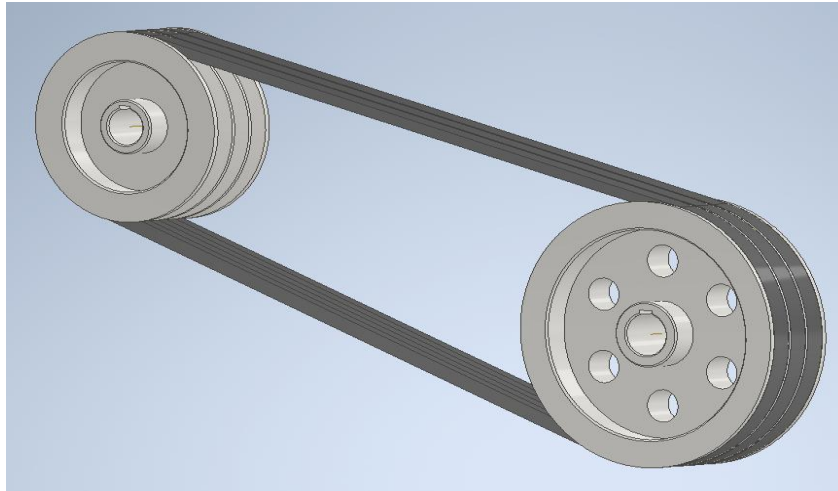


Рис. 5.9. Модель клинопасової передачі

Генератор зубчато-пасових передач

В цілому проектування і розрахунок зубчато-пасових передач такий же як і клинопасових, але з деяким особливостями.

Діалогове вікно генератора зубчато-пасової передачі **Synchronous Belts Component Generator** запускається командою **Synchronous Belts**, що знаходиться на панелі інструментів **Power Transmission** вкладки **Design**. Аналогічно до клинопасової передачі перший шків вважається ведучим і може бут тільки зубчастим. Решта шківів є веденими або натяжними і можуть бути як зубчастими так і гладкими (рис. 5.10).

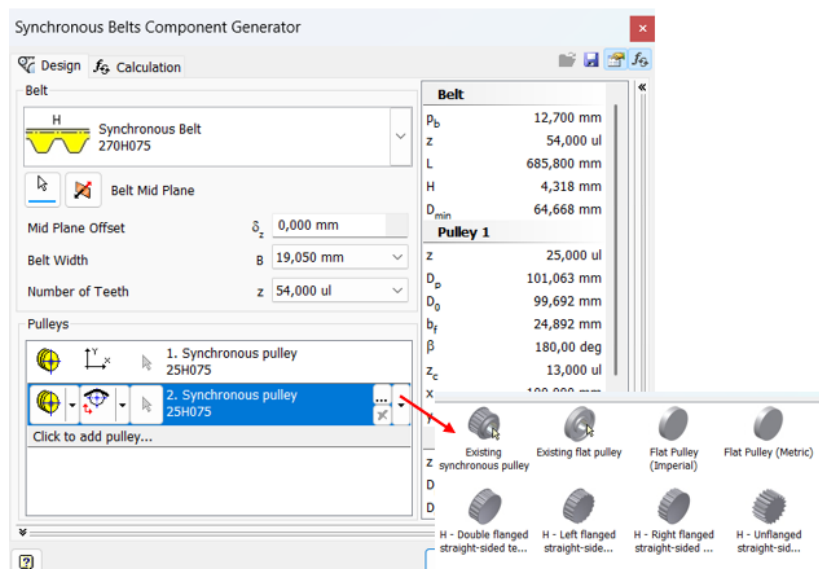


Рис. 5.10. Діалогове вікно **Synchronous Belts Component Generator**

За допомогою шаблону даних можна швидко встановити розмір шківів, змінивши його діаметр. Якщо увімкнена функція нестандартного розміру, всі властивості шківів визначаються користувачем (рис. 5.11).

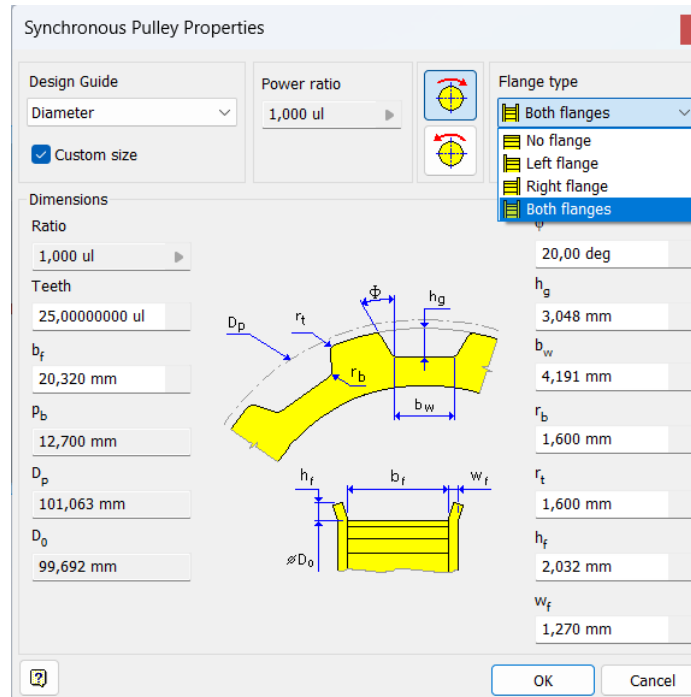


Рис. 5.11. Діалогове вікно **Synchronous Belts Component Generator**

Геометрія паса, яка інтерпретуватиметься у збірці, вибирається командою **Create Belt as** (рис. 5.12):

- **Sketch** створює пас як простий ескіз з штрихпунктирною лінією;
- **Solid** створює пас як просте тверде тіло без зубців;
- **Detailed** створює пас як цільне ціле, включаючи всі зубці.

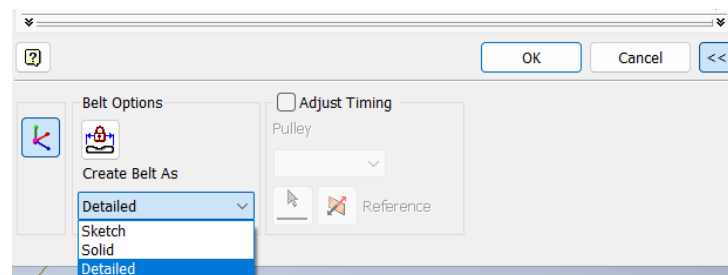


Рис. 5.12. Діалогове вікно створення геометрії паса

Для правильного функціонування механізму із зубчасто-пасовою передачею потрібна синхронізація. Синхронізація шківів розраховується автоматично на основі положення ведучого шківів. За замовчуванням, синхронізація шківів вимкнена, налаштування її вмикається кнопкою **Adjust Timing**.

Щоб налаштувати синхронізацію шківів, необхідно спочатку вибрати шків із фіксованою залежністю синхронізації, потім базову геометрію синхронізації. Для всіх інших шківів передачі автоматично регулюється обертання для контакту з зубами паса.

Розрахунок зубчасто-пасової передачі виконується аналогічно клинопасовій. Після розрахунку отримуємо модель пасової передачі (рис. 5.13). Додаткові елементи шківів будуються загальними способами 3D-моделювання.

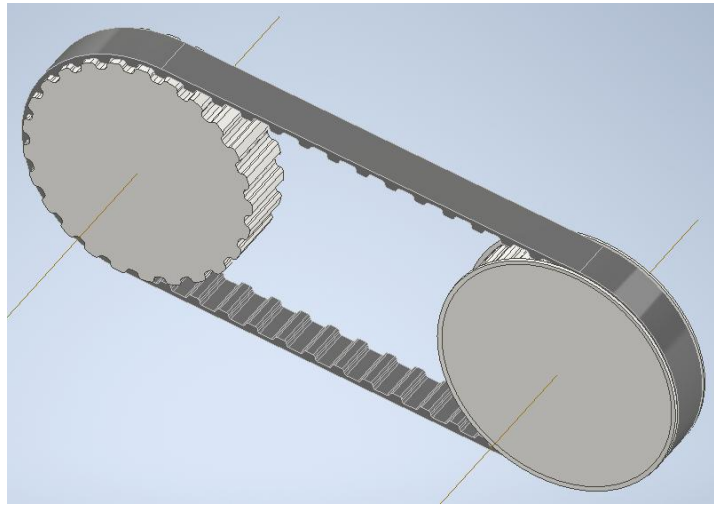


Рис. 5.13. Модель зубчасто-пасової передачі

Результати розрахунків пасової передачі можуть бути збережені у вигляді окремого файлу. Формування файлу здійснюється натисканням кнопки **Results** у правому горішньому куті вікна.

Натиснувши кнопку **Results**, отримуємо генератор пасової пеедачі, де розміщено всю інформацію про проєкт. Результати розрахунку пасової передачі подаються у форматі *.htm і можуть бути збережені також у форматах *.mht та *.txt.

5.6 Отримання робочого кресленика шківів

Для отримання робочого кресленика шківів в SolidWorks або Autodesk Inventor, слід перейти до модуля створення креслень, де розмістити модель, створити потрібні види (наприклад, наскрізний, переріз) та додати розміри, допуски та текстові виноски відповідно до стандартів інженерних креслень.

Вибір шаблону аркуша, моделі, масштабу, типу й необхідно кількості проєкцій, заповнення основного напису виконується аналогічно оформленню будь-якого кресленника.

Контрольні питання

1. Який основний інструмент у модулі Design Accelerator Autodesk Inventor використовується для параметричного розрахунку та моделювання пасових передач?
2. Які фактори впливають на вибір типу паса для передачі?
3. Чому при проєктуванні пасової передачі необхідно контролювати коефіцієнт запасу міцності паса, який відображається в Генераторі?
4. Як вибирається метод моделювання шківів - Insert Component чи

Existing Component?

5. Яким чином можна змінити кількість шківів та їх розташування в моделі пасової передачі?
6. Особливості моделювання ведених шківів.
7. Як змінити тип геометрії шківів в генераторі пасових передач?
8. Які типи пасів доступні в генераторі пасових передач?
9. Особливості моделювання зубчасто-пасових передач у порівнянні з клинопасовими.
10. Як налаштувати синхронізацію шківів зубчасто-пасової передачі?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 5

1. За допомогою якої програми можна виконати розрахунок пасової передачі?

- а) Autodesk Inventor;
- б) Adobe Photoshop;
- в) Tube and Pipe;
- г) будь-якої.

2. Розрахунок якої пасової передачі можна виконати засобами пакетів САПР?

- а) зубчасто-пасової;
- б) з шевронними зубами;
- в) з арочними зубами;
- г) з трикутними зубами.

3. За допомогою якої програми можна отримати 3D модель шківів?

- а) Inventor;
- б) Довідник конструктора;
- в) Mathcad;
- г) будь-якої.

4. Від яких параметрів залежить діаметр веденого шківів?

- а) діаметра ведучого шківів і передаточного відношення;
- б) довжини паса;
- в) типу паса;
- г) кількості пасів.

5. Від яких параметрів залежить ширина шківів?

- а) кількості пасів;
- б) передаточного відношення;
- в) довжини паса;
- г) міжосьової відстані.

- 6. Для генерації моделі шківа у вкладці типу геометрії шківа слід вибрати**
- а) Component;
 - б) Existing;
 - в) Virtual;
 - г) Create.
- 7. Як побудувати додаткові елементи шківів?**
- а) завантажити з бібліотеки;
 - б) інструментами, розташованими на панелі інструментів;
 - в) згенерувати з окремої вкладки;
 - г) додаткові елементи не будуються.
- 8. Яким чином можна зберегти результати розрахунків пасової передачі?**
- а) у вигляді окремого файлу;
 - б) можна тільки переглянути у вкладці Results;
 - в) результати не зберігаються;
 - г) результати записуються у специфікацію.
- 9. Який конструктивний елемент шківа (окрім профілю під пас) Генератор Inventor не створює автоматично і його потрібно додати вручну або іншими засобами?**
- а) профіль канавки для паса;
 - б) шпонковий паз або шліцьові пази для кріплення на валу;
 - в) розрахунковий діаметр шківа;
 - г) ширина обода шківа.
- 10. Який шків не можна побудувати в V-Belts Component Generator?**
- а) ведучий;
 - б) дворядний;
 - в) ведений;
 - г) натяжний.
- 11. Який інструмент у складальній одиниці SOLIDWORKS використовується для створення кінематичного зв'язку між шківками та автоматичного визначення довжини паса?**
- а) Limit Mate;
 - б) Belt/Chain Mate;
 - в) Path Mate;
 - г) Gear Mate.
- 12. Який стандартизований параметр необхідно вибрати на початку проєктування клинопасової передачі в CAD-системі?**
- а) коефіцієнт тертя;
 - б) температура навколишнього середовища;
 - в) клас точності шківів;
 - г) профіль ременя.

13. Яка функція в V-Belts Component Generator дозволяє інженеру врахувати стандартні довжини ременів і мінімізувати необхідність ручного коригування міжосьової відстані?

- а) автоматичний вибір матеріалу;
- б) вибір стандартної довжини ременя та зворотний розрахунок міжосьової відстані;
- в) розрахунок зсуву центру ваги;
- г) параметрична оптимізація.

14. Яка є основна відмінність у моделюванні зубчастої пасової передачі Timing Belt порівняно з клинопасовою в SOLIDWORKS /Inventor?

- а) відсутнє проковзування, і передатне число є точним;
- б) не потрібен розрахунок потужності;
- в) використовується перпендикулярне розташування валів;
- г) не потрібне спряження Belt/Chain Mate.

15. Який параметр в CAD-системі дозволяє визначити необхідність використання натяжного ролика у пасовій передачі?

- а) велике передатне число;
- б) недостатній кут обхвату меншого шківа;
- в) висока швидкість обертання;
- г) велика міжосьова відстань.

6. ПРОЄКТУВАННЯ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

6.1 Основні параметри ланцюгових передач

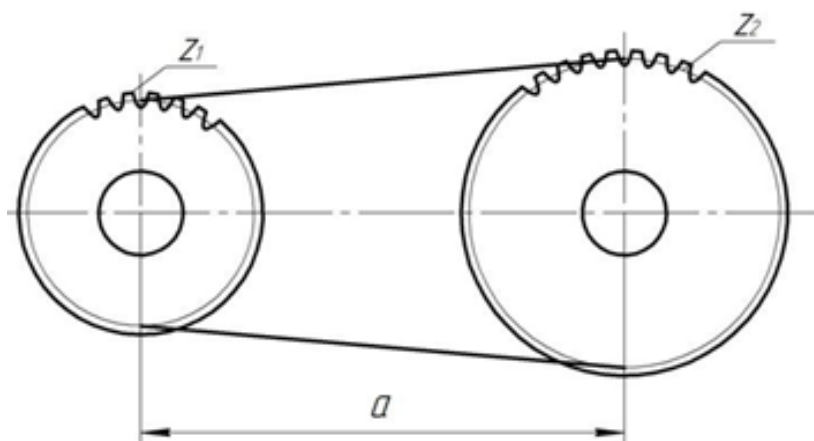
Ланцюгова передача – це передача зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Така передача складається із ведучої та веденої зірочок (рис. 6.1), розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

Швидкість ланцюга і частоти обертання зірочок обмежуються спрацюванням ланцюгів і ударною стійкістю роликів і не перевищують 15 м/с.

Крок ланцюга є основним параметром ланцюгової передачі. Чим більше крок, тим вища навантажувальна спроможність ланцюга. Бажано вибрати число зубів ведучої зірочки Z_1 непарне, тому що при парному Z_1 можливість вібрації ланцюга збільшується.

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Для ланцюгових передач передаточне число може досягати 10, але найчастіше використовують $u \leq 4$ для забезпечення високого ККД. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

Матеріал зірочок повинен бути зносостійким і добре опиратися дії ударних навантажень. Зірочки виготовляють із сталі марок 45, 40Х і інших із загартуванням до твердості 45...55 HRC_Э або з сталі марок 15, 20Х, які цементуються із загартуванням до 55...60 HRC_Э. З метою зниження рівня шуму і динамічних навантажень у передачах із легкими умовами роботи виготовляють зубчастий вінець зірочок із полімерних матеріалів: склопластиків і поліамідів.



Z_1, Z_2 - число зубів ведучої та веденої зірочок, a - міжосьова відстань

Рис. 6.1. Схема ланцюгової передачі

6.2 Проєктування ланцюгових передач в SOLIDWORKS

У середовищі SOLIDWORKS ланцюгові передачі можуть бути змодельовані засобами збірки вручну, із використанням бібліотеки **Toolbox** або

спеціалізованих бібліотек компонентів. Цей метод корисний для створення нестандартних зірочок або для кращого розуміння процесу моделювання.

Створення зірочки в **SOLIDWORKS** починається з ескізу вінця. Ескіз будується за відповідним стандартом, застосовується інструмент витиснути. За допомогою кругового масиву моделюється поверхні вінця зірочки (рис. 6.2). Додаткові елементи зірочки (побудова диска, маточини, отворів тощо) створюються загальними методами 3D-моделювання.

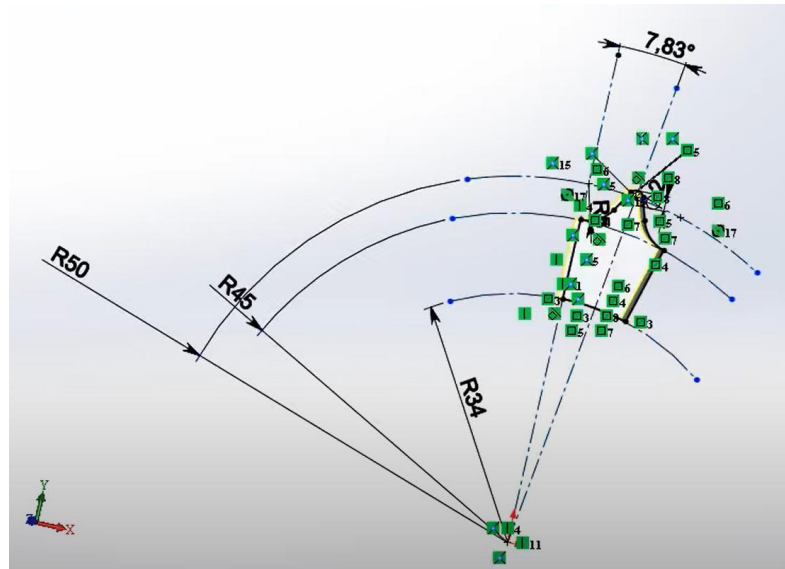


Рис. 6.2. Моделювання вінця зірочки

Друга зірочка будується аналогічно з урахуванням передаточного числа.

Для моделювання ланцюгової передачі необхідно створити 3D-модель однієї ланки ланцюга (складається з двох пластин, ролика та пальця).

Для визначення траєкторії рисується ескіз (Sketch) на площині, що проходить через центри зірочок, який імітує шлях ланцюга (дві прямі лінії та дві дуги, що з'єднують кола зірочок). Як компонент для масиву вибирається створена ланка й вибирається ескіз траєкторії. Вказується необхідний інтервал (крок ланцюга) та загальна кількість ланок. Потім створюють в збірку додають зірочки й коригують ланцюгову передачу (рис. 6.3).

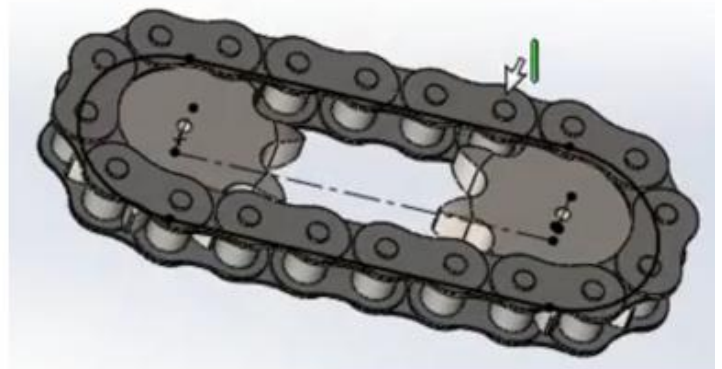
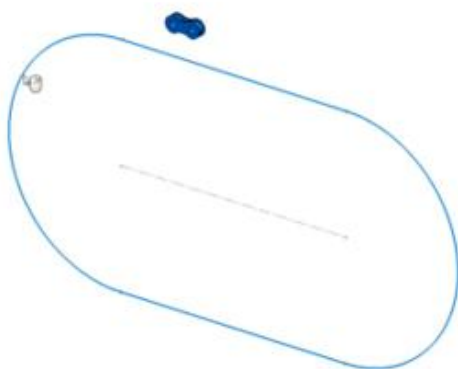


Рис. 6.3. Моделювання ланцюгової передачі в **SOLIDWORKS**

При користуванні бібліотекою проектування з теки **Toolbox** вибирається відповідний стандарт (наприклад, ГОСТ, ANSI, ISO). Далі перейти до категорії трансмісії **Power Transmission** > Ланцюгові передачі **Chain Drives** > зірочки **Sprockets**.

Після перетягування потрібного типу зірочки в робочу область налаштовуються її параметри (кількість зубців, крок, ширину ланцюга тощо) у вікні конфігурації. Потім слід додати другу зірочку, розташувавши її на потрібній відстані, використовуючи інструменти розташування.

SolidWorks має функцію, яка автоматично генерує ланцюг між двома зірочками. Перейдіть на вкладку компонентів збірки, застосувати команду ланцюг Chain. Виберіть кола (або циліндричні грані) на обох зірочках, що визначають траєкторію ланцюга. Встановіть необхідні параметри (напрямок руху, кількість ланок).

Вибрати опцію створення компонента ланцюга **Create Chain Component**. SolidWorks автоматично створить 3D-модель ланцюга як окрему деталь у збірці.

На відміну від пасових передач, ланцюгові практично не мають прослизання, що забезпечує стабільність кінематичних характеристик. Модуль GearTrax/GearTeq дозволяє створювати параметричні 3D-моделі ланцюгових передач різних типів, вибравши потрібні параметри з бібліотеки стандартних компонентів.

Основні функції модуля: автоматичне генерування зірочок для роликкових і зубчастих ланцюгів; можливість введення основних параметрів передачі; створення 3D-моделі ланцюга із заданою кількістю ланок; інтеграція з середовищем SOLIDWORKS для подальшого використання у збірках, кінематичних і динамічних аналізах.

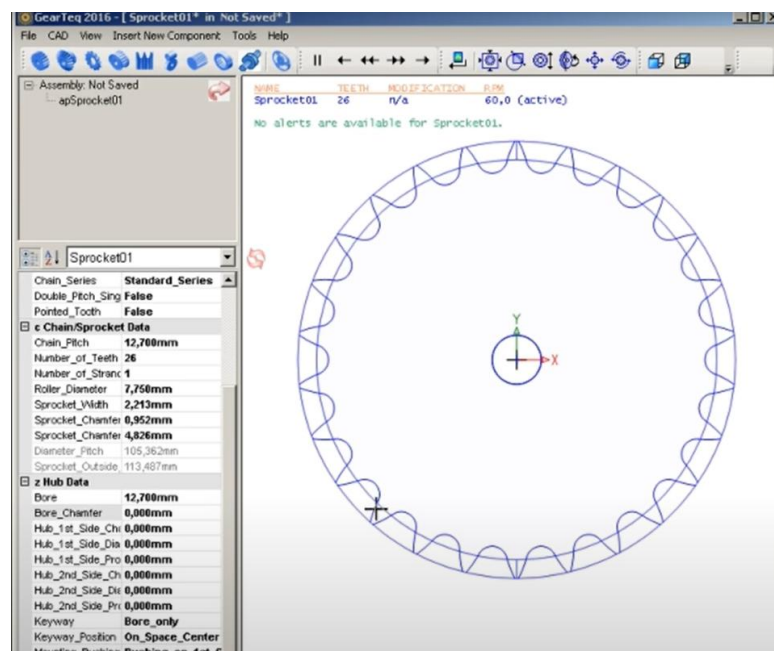


Рис. 6.4. Генерування зірочки ланцюгової передачі в модулі GearTeq

Модуль GearTrax як і при проектуванні пасових передач виконує геометричну побудову зірочок і ланцюга, але не здійснює повного інженерного

розрахунку передачі. Програма не аналізує знос, вібрації чи ударні навантаження, які є типовими для ланцюгових передач. Також не враховується тертя у шарнірах ланцюга, змащування чи вплив мастильних матеріалів.

Імпорт створених моделей у середовище SOLIDWORKS для побудови збірки передачі ускладнює проектування.

6.3 Проектування ланцюгових передач за допомогою **Roller Chains Generator**

Генератор роликів ланцюгів **Roller Chains Generator** призначений для створення роликів та втулкових ланцюгових приводів. Ланцюги можуть складатися з однієї або кількох гілок. Також підтримуються дворядні роликів ланцюги. Основна відмінність роликів і втулкових ланцюгів полягає в тому, що втулковий ланцюг не має роликів.

Якщо ланцюг має парне число кроків, то для з'єднання кінців ланцюга може використовуватися сполучна ланка. Зазвичай потужність ланцюга не знижується. Якщо ланцюг має непарне число кроків, то на одному кінці ланцюга може використовуватися перехідна ланка. Отже, сполучна ланка може використовуватися для з'єднання кінців ланцюга. При використанні перехідної ланки зазвичай знижується потужність ланцюга. Величина зниження потужності задається з урахуванням типу і конструкції перехідної ланки. Якщо потрібно зменшити коефіцієнт побудови ланцюга, слід враховувати зниження потужності ланцюга.

Ланцюги в ланцюгових приводах піддаються дії циклічного розтягнення, тому схильні до втоми при розтягуванні. Для різних компоновок приводу діаграма навантаження може бути різною.

При проектуванні роликів ланцюгових приводів дуже важливо враховувати фактор зносу. Зазвичай роликів ланцюги більш схильні до зносу в області сполучних ланок ланцюга і зірочок. Знос сполучних ланок ланцюга призводить до збільшення довжини роликів ланцюгів. Зірочки для роликів ланцюгів проектуються таким чином, що допускається до 3% (1,5% для дворядних роликів ланцюгів) розтягування ланцюга внаслідок зносу. При розтягуванні ланцюга більше цього значення спряження із зірочками порушується, і вся система вже не буде працювати належним чином. Критерії зносу з'єднувальних ланок ланцюга для великих зірочок або приводів з фіксованим міжосьовим відстанню можуть бути іншими. Якщо планується замінити ланцюг з високим ступенем зносу, рекомендується також замінити і зірочки.

В результаті зносу зірочок змінюється форма їх зубів і вони починають викривлятися. Ведені зірочки зазвичай зношуються в нижній частині зуба. Коли западина зуба значно поглиблюється, при русі ролики ланцюга можуть зачіпатися за тіло зубів натяжної зірочки. Знос зірочок може стати причиною ударного навантаження в ланцюзі.

Для нормальної роботи ланцюгової передачі, необхідно забезпечити ефективне змащування ланцюга, яке вибирається за загальним розрахунком ланцюгових передач.

Ефективність мастила ґрунтується на застосуванні правильно обраного мастила на тих ділянках, де воно найбільше необхідне. Можливі варіанти змащення, які можна враховувати при проектуванні ланцюгових передач в **Roller Chains Generator**:

Manual lubrication – вручну;

Drip lubrication – крапельною подачею;

Bath lubrication – за допомогою масляної ванни;

Disc lubrication – дискове змащення;

Forced feed lubrication – примусове змащення за допомогою циркуляційного насосу.

6.4 Визначення геометричних параметрів ланцюгових передач

Після запуску генератора ланцюгових передач кнопкою **Roller Chains** з'являється діалогове вікно з активною вкладкою **Design** (рис. 6.5).

Ланцюговий привод, створений за допомогою генератора роликів ланцюгів, знаходиться в одній площині тільки з паралельними осями зірочок. Під час розрахунку перевіряється міцність ланцюга обраного типу. В цілому порядок створення моделі ланцюгової передачі такий же як і порядок створення моделі зубчасто-пасової передачі.

Ланцюгова передача теоретично може складатися з необмеженої кількості зірочок та плоских натяжних роликів. Перша зірочка вважається ведучою. Решта зірочок є веденими або натяжними.

В верхньому списку групи параметрів **Chain** доступна бібліотека ланцюгів з вибором стандарту ланцюга (категорія) і типу ланцюга (розмір ланцюга на основі кроку). Після відкриття вкладки **Browse for a chain** з'являється діалогове вікно вибору ланцюга з трьома вікнами.

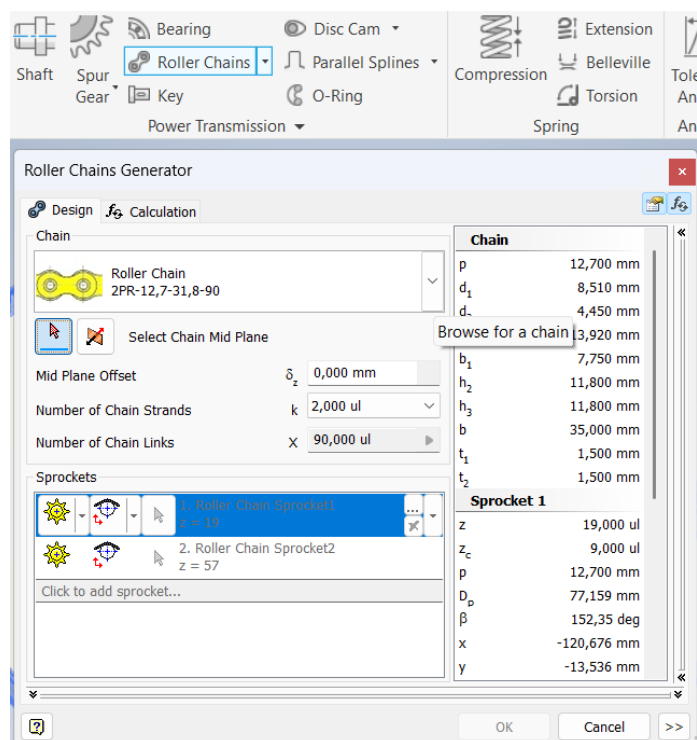


Рис. 6.5. Діалогове вікно **Roller Chains Generator**

У першому вікні зверху праворуч вибирається тип та стандарт ланцюга. В нижньому вікні відображається повний список доступних розмірів ланцюгів або варіантів для вибраного типу та стандарту (рис. 6.6).

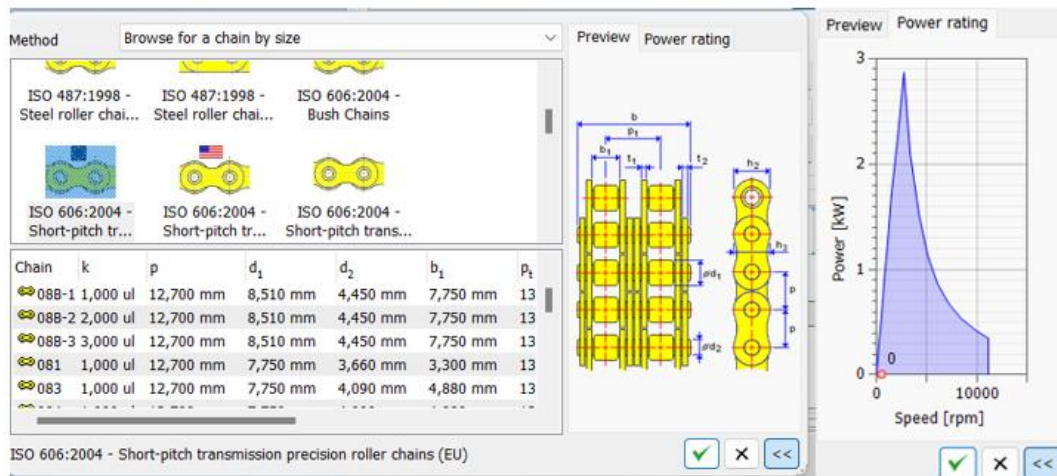


Рис. 6.6. Діалогове вікно вибору ланцюга

У другому (нижньому) вікні відображається таблиця параметрів ланцюгів обраного типу та стандарту. Перелік параметрів та порядок їх відображення залежить від методу вибору ланцюга, що вибирається в списку Method.

Методи вибору ланцюгів:

- **Browse for a chain by size** – пошук ланцюга за розміром, що включає всі розміри ланцюгів обраного сімейства;
- **Browse for a solution with fixed number of sprocket teeth** – пошук рішення з фіксованою кількістю зубів зірочки. Включає можливі варіанти ланцюгової передачі, для яких використовується розмір ланцюга і зберігається число зубів зірочок. Пропонується використання цього методу, якщо діаметри зірочок не мають великого значення;
- **Browse for a solution with closest sprocket diameters** – пошук рішення з найбільш точними діаметрами зірочок. Включає можливі варіанти ланцюгових передач, для яких використовується розмір ланцюга і зберігаються найближчі діаметри зірочок. Пропонується використання цього методу, якщо обмежувальна рамка ланцюгового приводу не має великого значення.

При натиснутій кнопці в нижній частині діалогового вікна відкриваються вкладки перегляду попереднього зображення ланцюга **Preview** та номінальної потужності **Power rating**. Червоними точками виділяється розрахункова потужність. Можна відразу побачити, чи відповідає вона критеріям проектування.

При виборі типу геометрії зірочки **Sprocket geometry option** вкладки **Sprockets** відкривається список із трьох елементів:

- **Component** – вставка моделі зірочки у збірку.
- **Existing** – вибір існуючої зірочки у збірці. Генератор автоматично визначає положення та кількість зубів обраної зірочки.
- **Virtual** – вставка зірочки в збірку не виконується. Цей параметр використовується, якщо невідомо, яка зірочка буде використана в збірці. У збірці дані специфікації не створюються.

Для кожної зірочки ланцюгового приводу з вкладки **Sprocket placement guide** вибирається певне правило визначення положення центру як і для пасових передач. Фіксоване положення або вільне із різним зміщенням (рис. 6.7).

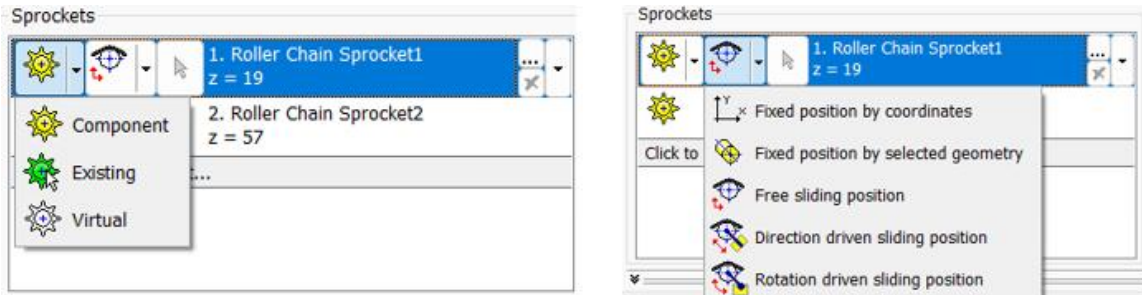


Рис. 6.7. Вибір геометрії зірочок і їх розміщення

Аналогічно до зубчато-пасової передачі перша зірочка вважається ведучою і може бути тільки зубчатою **Roller Sprocket**, решта зірочок є веденими або натяжними. Для передачі необхідно принаймні дві зубчасті зірочки, інші можуть бути гладкими у вигляді роликів **Flat Idler**. (рис. 6.8).

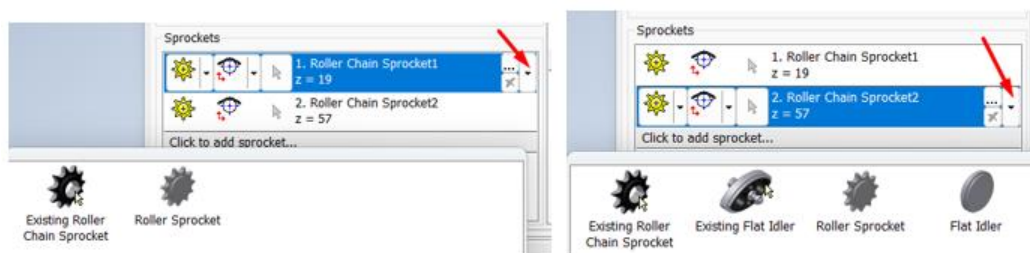


Рис. 6.8. Вибір типу зірочок

Піктограма системи координат складається з трьох осей та об'єктів на початку координат і повністю визначає систему координат траєкторії ланцюга. Активний значок координат дозволяє налаштувати вісь X або Y системи координат ланцюга, а також початок системи координат.

В нижньому рядку вкладки **Design** присутні додаткові параметри варіантів ланцюга **Chain Options** (рис. 6.9).

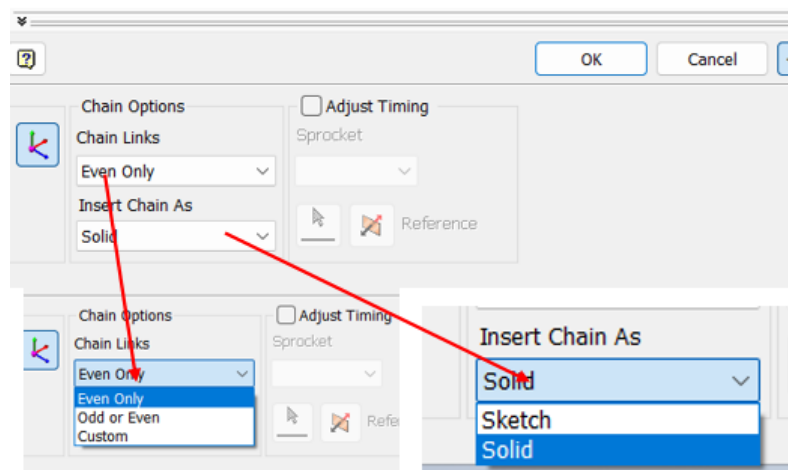


Рис. 6.9. Додаткові параметри варіантів ланцюга

Можливий вибір ланок ланцюга **Chain Links** з наступних типів:

- **Even Only** – генератор визначає найближчу кількість ланок, округляє його до парного значення;
- **Odd or Even** – генератор визначає найближчу кількість ланок, округляє його до парного або непарного значення;
- **Custom** – вводиться необхідна кількість ланок ланцюга.

Також можна вставити ланцюг **Insert Chain As** як ескіз **Sketch** або тверdotілий ланцюг **Solid**.

Аналогічно зубчасто-пасовій передачі для ланцюгової також необхідна синхронізація зірочки, за замовчуванням її вимкнено. Це означає, що синхронізація зірочки розрахована автоматично на основі положення приводної зірочки. За необхідності вмикається кнопкою **Adjust Timing**.

Графічний попередній перегляд ланцюгового приводу спрощує проектування, оскільки дає візуальний зворотний зв'язок щодо спроектованого приводу, також можна налаштувати властивості ланцюгового приводу за допомогою ручок (рис. 6.10). Якщо траєкторія ланцюга є зеленою, то привод спроектовано правильно й можна розпочати розрахунок. При наявності помилки у проектуванні геометрії траєкторія ланцюга стає червоною, якщо виникла помилка у певній зірочці, тоді червоною стає сама зірочка. Тоді слід змінити відповідні параметри.

Після вибору ланцюга, що відповідає вихідним критеріям, стає активною команда **Accept current selection**. При натиску на кнопку ланцюг буде вставлений у проєкт.

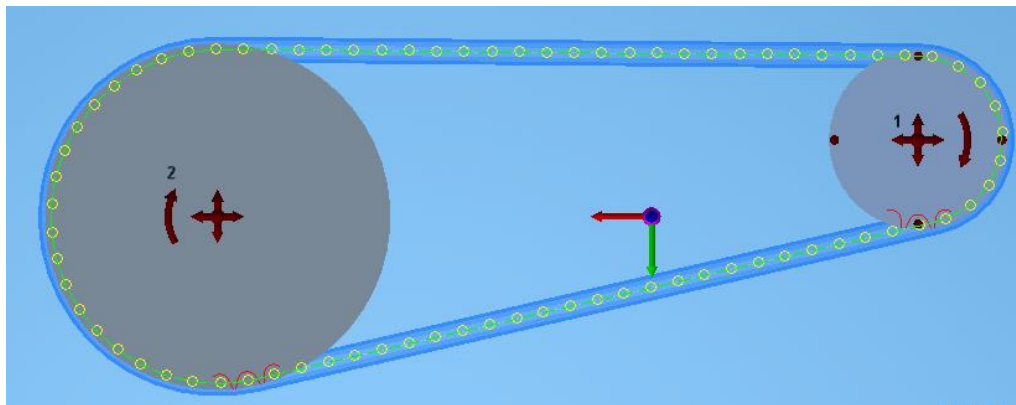


Рис. 6.10. Графічне відображення ланцюгового приводу

6.5 Проєктування зірочок ланцюгових передач

Існує багато способів створення зуба зірочки, і його фактична форма може не зовсім співпадати з теоретичною. Генератор створює зірочки та маршрут ланцюгів як простий ескіз чи спрощене тіло та аналізує систему.

Ланцюговий привід, створений за допомогою генератора роликів ланцюгів, знаходиться в одній площині тільки з паралельними осями зірочок. Усунення зірочки не враховується.

При натисканні на кнопку властивостей зірочок з'являється діалогове вікно **Roller Sprocket Properties** (рис. 6.11). При виборі гладкого натяжного ролика відображається вікно **Flat Idler Properties**.

- **Design Guide** – контролює розмір натяжного ролика на основі заданого діаметра або відповідного передаточного числа;
- **Custom size** – налаштовує розмірні параметри зірочки (форми зазору між зубцями або розмір маточини зірочки). За замовчуванням значення розміру зірочки встановлюються відповідно до стандарту ланцюга;
- **Custom number of strands** – за замовчуванням перевизначає кількість прийнятих гілок ланцюга. Кількість рядів зірочки може бути більшою за кількість гілок ланцюга.

В правому верхньому куті вкладки властивостей вибирається форма зуба зірочки.

Теоретична форма зуба **Theoretical tooth form** проєктується таким чином, що ролики ланцюга зміщуються до кінчиків зубів зірочки при зносі і подовженні ланцюга. Існує багато способів створення зуба зірочки, і його фактична форма може не зовсім співпадати з теоретичною.

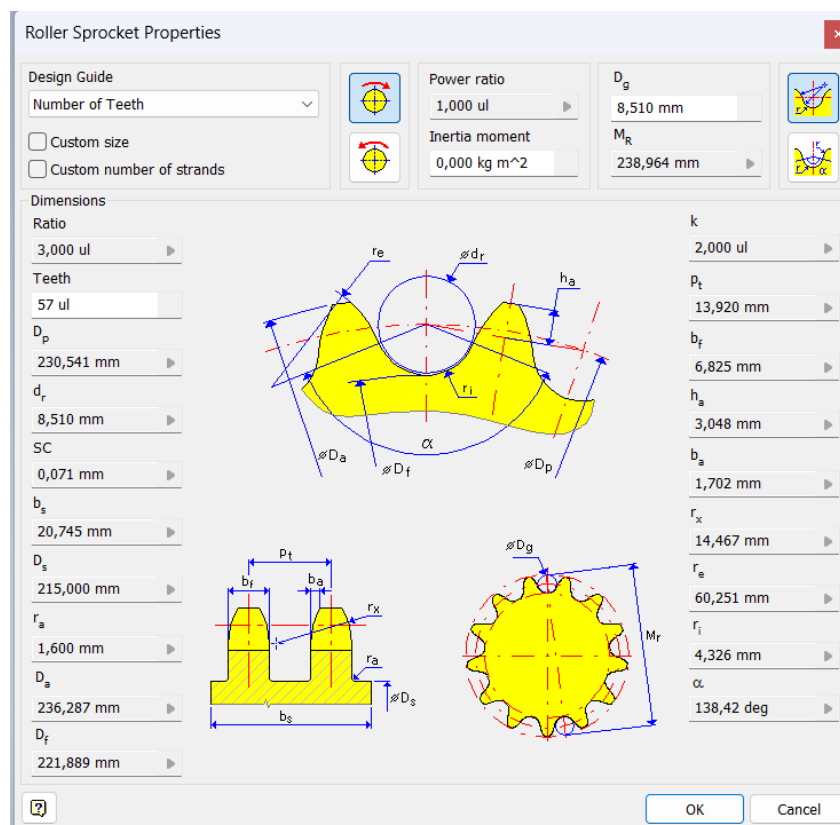


Рис. 6.11. Діалогове вікно Roller Sprocket Properties

Спрощена форма зуба **ISO ISO tooth form** визначається за формою максимального і мінімального кроку між зубами. За замовчуванням генератор роликів передач використовує мінімальне рекомендоване значення кроку між зубами.

Результати розрахунку

За допомогою вкладки **Calculation** можна застосувати проєктні норми під час перевірки міцності. У вікні результатів на вкладці розрахунку генератора ланцюгових передач до кожного приведенного результату при підведенні вказівника мишки надаються підказки. У звіті до кожного із результатів надаються назви.

У меню, що розкривається, можна вибрати відомі властивості приводних механізмів. Кожному параметру відповідають певні поля редагування, які будуть увімкнені або відключені в залежності від вибору розрахунку (**Power, Speed, Torque**). В додаткових параметрах внизу вкладки вибираються рекомендовані значення запасу міцності.

У групі параметрів експлуатаційних умов (що відповідає групі параметрів навантаження генератора зубчасто-пасових передач) можна задати спосіб завдання навантаження. Крім основних робочих параметрів (таких як потужність, частота обертання, передаточне число) необхідно задати ряд специфічних параметрів, які визначають конструкцію, розміри та умови роботи передачі.

Максимально допустиме розтягування ланцюга **Maximum chain elongation** залежить від межі міцності при розтягуванні ланцюга – максимального навантаження, яке можна застосувати до ланцюга без його руйнування. Існує динамічний та статичний запас міцності, що дозволяє знизити допустиме робоче навантаження. Розтягування зазначається у відсотках від довжини ланцюга.

Для вибору найбільш поширеного застосування ланцюгових приводів користуються даними списку **Application**. Вибір застосування інформує генератор про величину типового перевантаження. Тип застосування впливає на коефіцієнт ударного навантаження та експлуатаційний коефіцієнт. Для обох коефіцієнтів можна налаштувати потрібні значення вручну.

Вибір умов середовища, в якому працює ланцюговий привод, може бути здійснений у вкладці **Environment**, якщо прапорець навпроти коефіцієнта змащення **Lubrication factor** неактивний.

Генератором пропонується відповідний спосіб змащування на вкладці **Lubrication** з урахуванням норм проектування. Рекомендоване мастило можна вибрати у вікні повідомлень. Доступні способи змащення: немає мастила **No lubrication**, вручну **Manual**, крапельна подача **Drip Feed**, диск або ванна **Bath or Disc**, подача під тиском **Forced Feed**. Після вибору способу змащення коефіцієнт змащення розраховується автоматично.

Значення експлуатаційного коефіцієнта в залежності від експлуатаційних умов ланцюгового приводу наведено в блокноті інженера, тому для визначення відповідних коефіцієнтів зручно користуватись даними спадних списків.

У вікні результатів відображені результати розрахунку геометричних параметрів ланцюгової передачі (рис. 6.12).

При наявності в розрахунку некоректних значень слід виправити вхідні дані й повторити розрахунок.

Додаткові елементи зірочок (діаметр отвору під вал, товщина диска, діаметр і довжина маточини, технологічні отвори тощо) будуються загальними способами 3D-моделювання.

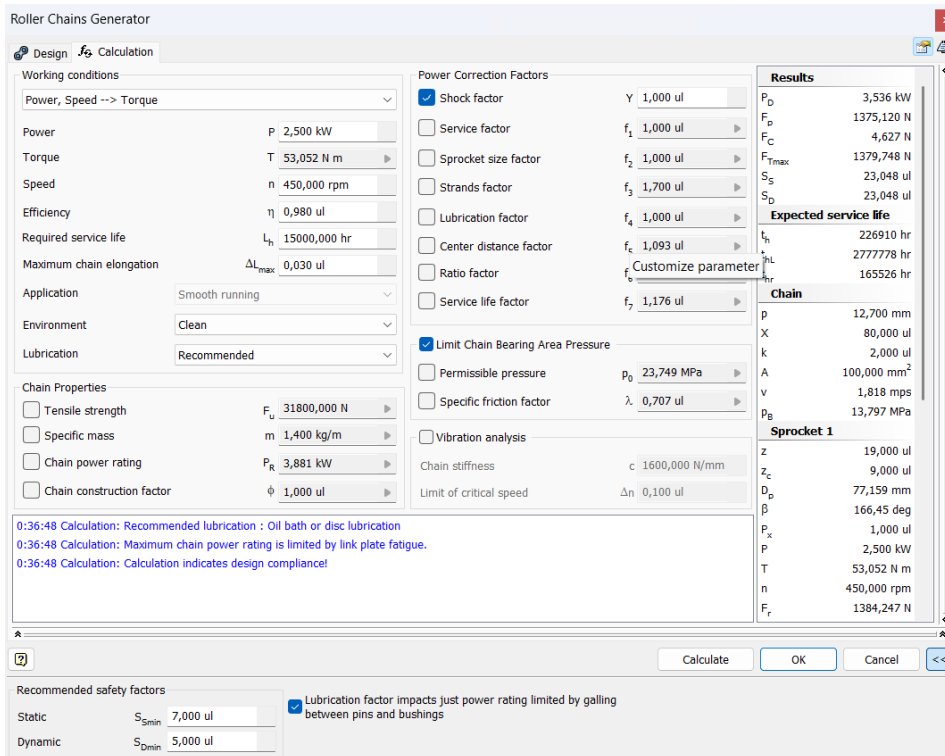


Рис. 6.12. Результати розрахунку геометричних параметрів ланцюгової передачі

Проектування дворядної зірочки виконується аналогічно однорядній.

При наявності в розрахунку некоректних значень слід виправити вхідні дані й повторити розрахунок. Після виконання розрахунку й побудови додаткових елементів зірочки отримаємо модель ланцюгової передачі (рис. 6.13).

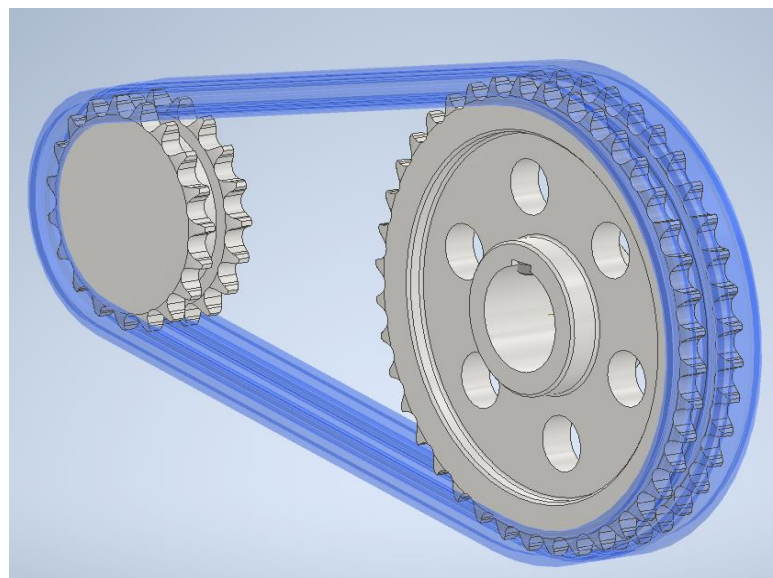


Рис. 6.13. Модель ланцюгової передачі

6.6 Отримання робочого кресленика зірочки

Для отримання робочого кресленика зірочки в SolidWorks або Autodesk Inventor, слід перейти до модуля створення креслень, де розмістити модель,

створити потрібні види (наприклад, наскрізний, переріз) та додати розміри, допуски та текстові виноски відповідно до стандартів інженерних креслень.

Вибір шаблону аркуша, моделі, масштабу, типу й необхідної кількості проєкцій, заповнення основного напису виконується аналогічно оформленню будь-якого кресленника.

6.7 Обґрунтування необхідності виконання робочих креслеників

Слід звернути увагу на дуже актуальне питання, яке стосується переходу від традиційного креслення, орієнтованого на 2D (**2D-Drawing Based**) до моделі, орієнтованої на визначення виробу (**Model-Based Definition, MBD**).

В **SolidWorks** та **Autodesk Inventor** є недоліки в автоматизації спеціалізованих елементів. Головний недолік цих CAD-систем полягає в їхній орієнтації на міжнародні стандарти, а не на українські (ДСТУ/ГОСТ ЄСКД). Потрібне відповідне налаштування шаблонів креслень, що забирає час і вимагає постійного контролю за їхньою коректністю [26].

Для відповідності стандарту доводиться вручну приховувати лінії профілю та додавати 2D-геометрію (лінії ділильного кола та западин) на кресленик, що є незручним і неавтоматизованим процесом. Деякі розміри доводиться розраховувати окремо та проставляти як довідкові або контрольні вручну, а також додавати необхідні пояснювальні виносні елементи.

В **SolidWorks** (через **DimXpert**) та **Autodesk Inventor** (через **3D Annotation**) можна розмістити всі розміри, допуски та вимоги безпосередньо на 3D-моделі (технологія MBD) [3], прискорюючи процеси та передаючи дані безпосередньо на верстат з ЧПК.

Не дивлячись на ці аргументи, існує низка обґрунтованих причин не відмовлятися від робочих креслеників для стандартизованих деталей, таких як зубчасті колеса, шківни та зірочки, особливо в українському та європейському виробничому контексті.

Найважливіша інформація для зубчастих коліс – таблиця параметрів – згідно з ДСТУ ГОСТ 2.403 (циліндричні) та ДСТУ ГОСТ 2.404 (черв'ячні) є обов'язковим елементом кресленника. Ця таблиця містить не лише геометричні розміри, але й технологічні вказівки. Технологія MBD не передбачає створення такого стандартизованого, графічно оформленого блоку даних, що є важливим для розрахунку інструменту.

Робочий кресленик з основним написом залишається юридичним документом з підписами розробників, нормоконтролю та затвердження. Традиційна практика вимагає оформлення на стандартному форматі.

При контролі якості (ВТК) та використанні традиційних вимірювальних інструментів (штангенциркуль, мікрометр) 2D-кресленик із чіткими проєкціями, виносними елементами та розмірними лініями є зручнішим і однозначно корисним для оператора верстата.

Контрольні питання

1. Які основні параметри визначаються при проектуванні ланцюгової передачі?
2. Які параметри задаються на вкладці Design під час створення ланцюгової передачі в генераторі Autodesk Inventor.
3. Наведіть основні методи вибору приводних ланцюгів в Roller Chains Generator.
4. Назвіть послідовність розрахунку ланцюгової передачі.
5. Яке явище є основною причиною виходу з ладу ланцюга і як Генератор намагається його запобігти?
6. Особливості моделювання ведених і натяжних зірочок.
7. Як змінити тип геометрії зірочки в генераторі ланцюгових передач?
8. Які елементи зірочки, згенерованої Inventor, потрібно додати вручну в 3D-моделі?
9. Які є способи зміни типу геометрії зірочки в генераторі ланцюгових передач?
10. Як налаштувати синхронізацію зірочок ланцюгової передачі?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 6

- 1. За допомогою якої програми можна виконати розрахунок ланцюгової передачі?**
 - а) Autodesk Inventor;
 - б) Adobe Photoshop;
 - в) АРМ FEM;
 - г) будь-якої.
- 2. Розрахунок якої ланцюгової передачі можна виконати засобами пакетів САПР?**
 - а) роlikової;
 - б) з шевронними зубами;
 - в) з арочними зубами;
 - г) з трикутними зубами.
- 3. За допомогою якої програми можна отримати 3D модель зірочки?**
 - а) Inventor;
 - б) Довідник конструктора;
 - в) Mathcad;
 - г) будь-якої.

4. Від яких параметрів залежить діаметр веденої зірочки?

- а) діаметра ведучої зірочки й передаточного відношення;
- б) довжини ланцюга;
- в) міжосьової відстані;
- г) рядності.

5. Який ключовий геометричний параметр ланцюга є стандартизованим і використовується як основний вхідний параметр для генератора ланцюгових передач?

- а) крок ланцюга;
- б) міжосьова відстань;
- в) ширина внутрішньої ланки;
- г) діаметр ролика.

6. Від яких параметрів залежить ширина зірочки ланцюгової передачі?

- а) рядності ланцюга;
- б) передаточного відношення;
- в) довжини ланцюга;
- г) міжосьової відстані.

7. Як побудувати додаткові елементи веденої зірочки?

- а) завантажити з бібліотеки;
- б) інструментами, розташованими на панелі інструментів;
- в) згенерувати з окремої вкладки;
- г) додаткові елементи не будуються.

8. Для генерації моделі зірочки на основі вже існуючої у збірці на вкладці типу геометрії зірочки слід вибрати

- а) Component;
- б) Existing;
- в) Virtual;
- г) Create.

9. Яке основне механічне явище в ланцюговій передачі обмежує максимально допустиму швидкість?

- а) втомне руйнування бічних пластин;
- б) надмірне тертя в шарнірах ланцюга;
- в) динамічні навантаження від удару ланок об зубці зірочки;
- г) прослизання ланцюга на зірочці.

10. Чому при моделюванні ланцюгової передачі в Inventor модель самого ланцюга часто замінюється спрощеною анотацією (лінією), а не повною 3D-моделлю?

- а) через відсутність у Inventor моделей усіх типорозмірів ланцюгів;
- б) це необхідно для коректного FEA-аналізу;

- в) для зменшення розміру файлу збірки та прискорення роботи CAD-системи;
- г) спрощена лінія точніше відображає кінематику передачі.

11. Для вставки зірочок із бібліотеки стандартних компонентів у SOLIDWORKS найчастіше використовується:

- а) Toolbox;
- б) Routing;
- в) Simulation;
- г) Weldments.

12. Яка функція в SOLIDWORKS , окрім Belt/Chain Mate, дозволяє створити 3D-модель ланцюга, що огинає зірочки, з коректною кількістю ланок?

- а) Split Line (Лінія розділення);
- б) Pattern Along Curve (Масив по кривій);
- в) Combine (Об'єднати);
- г) Swept Boss/Base (Бабишка/Основа по траєкторії).

13. Яка ключова вимога до міжосьової відстані (a) для ланцюгової передачі, яку повинно забезпечити при проектуванні?

- а) a має забезпечувати ціле число ланок ланцюга (або ланок і однієї напівланки);
- б) a має бути менше суми діаметрів зірочок;
- в) a має забезпечувати мінімально необхідний кут обхвату;
- г) a має бути кратною кроку ланцюга.

14. Який результат, окрім 3D-моделі зірочок та ланцюга, надає Design Accelerator (Inventor) після успішного розрахунку ланцюгової передачі?

- а) повний набір G-кодів для ЧПК-верстата;
- б) електрична схема підключення приводного двигуна;
- в) звіт про розрахунок (звіт про міцність та довговічність);
- г) креслення корпусу редуктора.

15. Який ефект є унікальним для ланцюгових передач і повинен бути врахований при моделюванні кінематики в CAD-системі?

- а) багаторядність;
- б) проковзування;
- в) нерівномірність обертання ведучої зірочки;
- г) постійне передаточне число.

7. ПРОЄКТУВАННЯ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

7.1 Способи проєктування

Методологія автоматизованого проєктування базується на системному підході, що використовує принципи декомпозиції, ієрархічності, локальної оптимізації і комплексного здійснення процесу проєктування, що включає функціональний, конструкторський і технологічний аспекти.

Функціональний аспект включає відображення основних принципів функціонування, характеру фізичних і інформаційних процесів в об'єкті. Функціональне проєктування здійснюється практично на всіх стадіях і етапах створення технічного об'єкту.

Конструкторський аспект - це реалізація результатів функціонального проєктування. При конструкторському проєктуванні розробляються компонування і робочі креслення деталей, здійснюється вибір стандартних і уніфікованих елементів, матеріалів деталей, оформляється конструкторська і експлуатаційна документація.

Технологічний аспект включає реалізацію результатів конструкторського проєктування, тобто їх матеріалізацію у вигляді фізичного виробу (машини, технічної системи і тому подібне). Технологічне проєктування вирішує завдання технологічної підготовки виробництва. Розробляються технологічні маршрути виготовлення деталей, складання, наладки і технологічних випробувань виробів, що виготовляються, здійснюється вибір устаткування, оснащення, інструменту і так далі.

Використання принципів функціонального проєктування при застосуванні CAD/CAE систем допомагає конструкторам у створенні проєктованих механізмів за рахунок операцій з атрибутами механічних компонентів деталі або вузла. Іншими словами, користувач визначає функцію конструкції, а програмне забезпечення генерує його геометрію.

Параметричні зв'язки між деталями виникають безпосередньо в процесі побудови, тому при редагуванні одних компонентів, інші автоматично перебудовуються. Окрім того, що виникають асоціативні зв'язки, відбувається і автоматичне визначення більшості параметрів компонентів, що позбавляє від необхідності самостійно розраховувати та запам'ятовувати ці параметри. Для реалізації функціонального підходу до проєктування (Functional Design) в Autodesk Inventor доступні інструменти генераторів Майстра проєктування й Аналізу напружень [3].

Звичайно діалогові вікна генераторів мають дві закладки: **Design** та **Calculation**. На закладці **Design** задаються положення генерованої моделі, її тип та склад, стандарт, розміри. Тут знаходиться вікно повідомлень та додаткові параметри моделі, серед яких можуть бути шаблони. На закладці **Calculation** задаються тип розрахунку, навантаження, матеріали з їх механічними характеристиками, та додаткові параметри у вигляді коефіцієнтів.

Деякі діалогові вікна мають три закладки, як наприклад, генератор компонентів болтового з'єднання **Bolted Connection Component Generator** має вікно розрахунку на втому **Fatigue Calculation**.

Вихідні значення, які не відповідають допустимим, відображаються червоним. Якщо результати застаріли, їх список недоступний - список стає сірим. Якщо опис у вікні повідомлень відображається синім кольором, воно має інформативний характер. Якщо опис відображається червоним кольором, в ньому містяться повідомлення про неправильні результати розрахунку.

Не можна продовжити роботу, не виправивши таку помилку в проєкті або розрахунках.

Види з'єднань деталей машин, доступні в генераторах Майстра проєктування кріпильних виробів **Fasten**:

Bolted Connection – Проєктування болтових з'єднань

Clevis Pin – Проєктування штифтів з отвором під шплінт

Secure Pin – Проєктування з'єднань з стопорним штифтом

Cross Pin – Проєктування з'єднань з поперечним штифтом

Joint Pin – Генератор штифтів з'єднання

Radial Pin – Проєктування з'єднань з радіальним штифтом

O-Ring Component Generator – Генератор компонентів ущільнювальних кілець.

Моделювання різьби та проєктування різьбових з'єднань у системах САПР має дуже велике значення для забезпечення функціональності, надійності, технологічності та економічності будь-якої машинобудівної конструкції.

Наявність правильної різьби забезпечує візуальну точність цифрового прототипу. Хоча в більшості САПР різьба моделюється «косметично» (як текстура або менш деталізована спіраль для економії ресурсів), її наявність є обов'язковою.

Точне визначення номінального діаметра та довжини різьби дозволяє системі САПР перевірити, чи можуть бути фізично зібрані гайка і болт, і чи немає суперечностей з іншими елементами конструкції. Інформація про різьбу дозволяє автоматично підбирати відповідні компоненти (шайби, гайки) зі стандартних бібліотек, що прискорює процес складання. Правильно змодельоване різьбове з'єднання автоматично генерує точні дані для Специфікації, включаючи точну кількість та стандарти всіх кріпильних елементів.

7.2 Проєктування болтових з'єднань

Болтові з'єднання є найпоширенішим типом різноманітних з'єднань у машинобудуванні завдяки їхній універсальності, надійності та технологічності.

Дозволяють легко збирати, розбирати та ремонтувати вузли без пошкодження деталей. При правильному розрахунку та затягуванні (створенні попереднього натягу) болтове з'єднання може витримувати значні статичні та динамічні навантаження. На відміну від зварних або заклепкових з'єднань, болти можуть використовуватися повторно після демонтажу.

Болти та гайки є масовим стандартизованим продуктом (ГОСТ, ISO, DIN), що робить їх дешевими та доступними, їх можна використовувати для з'єднання практично будь-яких матеріалів (метали, пластики, композити). Тому проектування болтових з'єднань є одним з перших питань при знайомстві з розрахунками деталей машин.

В системі САПР існує декілька способів проектування різьбових з'єднань.

Створення реальної різьби за допомогою інструменту «Різьба» (**Thread**) додає реальну геометрію різьби до моделі. Необхідно відкрити модель із циліндричною деталлю, перейти до інструментів Вставка > Елементи > Різьба.

Вибрати кругову кромку на циліндричній поверхні, де повинна починатися різьба. У вікні властивостей задати параметри різьби:

- Тип: (наприклад, метрична).
- Розмір: (наприклад, М6х1,0).
- Інші параметри: (наприклад, відступ, довжина, напрям різьби тощо).

По завершенні введення параметрів натиснути кнопку для створення різьби. При такому способі не моделюється плавний збіг або вихід різьби, які необхідні в реальному виробництві (наприклад, для інструментального виведення на токарному верстаті). Змодельована різьба часто закінчується різко, під прямим кутом. Тому для отримання реальної геометрії різьби слід виконати налаштування різьби отриманої моделі. Створюються ескізи на кінцевих ділянках різьби, витягнутими вирізами формуються збіг різьби (рис. 7.1). Аналогічним способом створюється й внутрішня різьба.

Інструмент «Різьба» в SolidWorks, хоч і значно спрощує моделювання різьби порівняно з ручним використанням функції «По спіралі» (**Helix**) та «Вирізати по траєкторії» (**Cut-Sweep**), має низку суттєвих недоліків, особливо коли йдеться про продуктивність та інженерну точність.

Створення реальної спіральної геометрії різьби (фізичної моделі) вимагає значних обчислювальних ресурсів. У великих складальних одиницях, які містять десятки або сотні різьбових з'єднань, час перебудови моделі може зрости експоненційно.

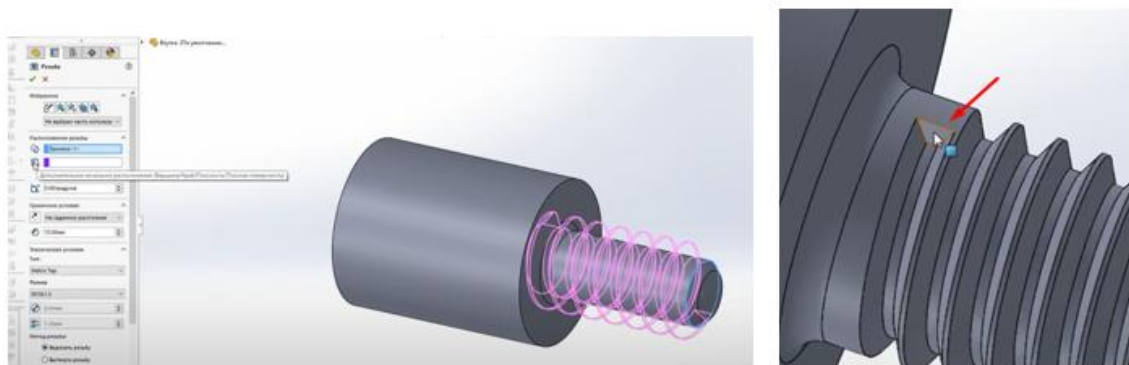


Рис. 7.1. Створення й налаштування різьби в SolidWorks

Профілі Типу та Розміру інструмента «Різьба» є лише номінальними профілями, як правило, не використовуються для різьби виробничої якості.

При збиранні машин, верстатів, приладів окремі деталі в більшості випадків з'єднуються один з одним різбовими кріпильними виробами: болтами, шпильками і гвинтами.

Використання бібліотеки SolidWorks **Toolbox** для проектування різбових елементів значно прискорює процес створення збірок і має переваги:

Кріпильні елементи: **Toolbox** містить 3D-моделі болтів, гайок, шайб, гвинтів згідно з міжнародними стандартами (ISO, ANSI, DIN та ін.).

Автоматичне створення отворів: При вставці кріпильного елемента, SolidWorks може автоматично створювати відповідні отвори (свердління, різбові отвори) у деталях, що з'єднуються.

Smart Fasteners: Функція, яка автоматично додає повний комплект кріплення (болт, шайби, гайка) до вже існуючого набору отворів.

Деталі, вставлені з **Toolbox**, автоматично отримують стандартизовані імена, номери деталей та необхідні властивості (наприклад, матеріал, розмір, стандарт), що є критично важливим для створення специфікацій. На кресленнях автоматично відображаються правильні умовні позначення різби з точними виносними написами.

Toolbox автоматично створює косметичну різбу (умовне графічне позначення), а не фізичну, для кріпильних елементів, що значно зберігає продуктивність системи та час перебудови моделі. Однак якщо потрібна фізична модель різби для цілей 3D-друку, рендерингу або розширеного аналізу, її доведеться створювати вручну.

Для розрахунку болтових з'єднань на міцність у SolidWorks використовується модуль **SolidWorks Simulation**. Моделюється з'єднання, виконується вставка болтів і завдання навантажень та обмежень. Після встановлення відповідних кріплень для фіксації деталей і генерації сітки запускається розрахунок.

Після завершення розрахунку можна оцінити результати розподілу еквівалентних напружень, розрахувати коефіцієнт запасу міцності. Цей підхід дозволяє визначити, чи витримає болтове з'єднання прикладені навантаження, і оптимізувати конструкцію або параметри болтів (розмір, клас міцності, момент затягування).

Проектування різбових елементів в **Autodesk Inventor** зазвичай виконується двома основними способами: за допомогою інструменту «Різьба» (**Thread**) та за допомогою **Component Generator** для різбових з'єднань.

Інструмент «Різьба» використовується для створення різби безпосередньо на циліндричних поверхнях деталі. Inventor, як і інших CAD-системах, за замовчуванням створює косметичну (умовну) різбу, на поверхні відображається лише текстура або проміжна лінія, але фактичні витки не створюються, час перебудови моделі залишається мінімальним. Також дозволяє швидко визначити параметри різби (метрична, дюймова, трапецієподібна, тощо) відповідно до багатьох стандартів. Інструмент **Hole** (Отвор) в Inventor дозволяє одразу створювати глухі або наскрізні отвори з різбою, інтегруючи функцію "Різьба".

Якщо потрібна фізична різба, її також доведеться створювати вручну за допомогою функцій **Coil** (Спіраль) та **Sweep** (Видавлювання по траєкторії), що

є дуже трудомістким і ресурсоємним процесом з побудовою додаткової геометрії для оформлення збігу різьби.

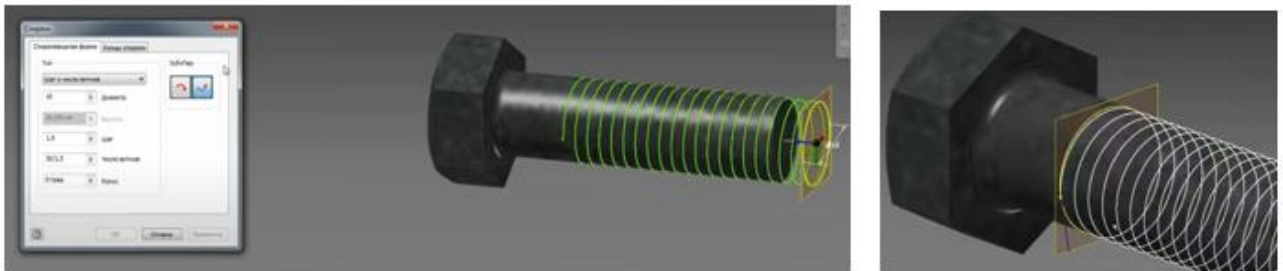


Рис. 7.2. Створення й налаштування різьби в Autodesk Inventor

Для автоматизації й інженерних розрахунків найкращим підходом є використання генератора **Bolted Connection Component Generator**.

Генератор болтових та гвинтових з'єднань використовується для проектування і перевірки болтових і гвинтових з'єднань з попереднім напруженням, на яке впливають осьова або дотична сила.

При цьому можливе виконання наступних дій:

- вибір і вставка болтового з'єднання з необмеженою кількістю кріпильних елементів в збірці, вибір кріплень з бібліотеки компонентів;
- вставка болтового з'єднання із застосуванням компонентів користувача;
- створення в проекті виключно отворів, якщо це необхідно;
- вставка болтових з'єднань в отвори, що входять в масив;
- вставка болтових з'єднань в декілька ескізних отворів або центрів. Декілька ескізних отворів, розташованих на центральних точках, повинні бути частиною одного й того ж ескизу;

– вставка болтових з'єднань в отвори, отримані за допомогою команд **Extrude** та **Revolve**;

– збереження болтових з'єднань в бібліотеці шаблонів.

Генератор болтових з'єднань можна використати для виконання наступних розрахунків:

- проєктних розрахунків діаметра болта на основі введених параметрів, таких як навантаження, властивості матеріалу і інші коефіцієнти;
- проєктних розрахунків кількості болтів на основі зазначеного навантаження, геометричних розмірів і інших коефіцієнтів;
- визначення матеріалу болтів, який відповідає зазначеним критеріям;
- перевірочних розрахунків міцності болта;
- розрахунків втомної міцності на основі обраних типу навантаження (наприклад, флуктуаційного або циклічного) та методу (наприклад, методу фіктивного усередненого напруження або квадратичного (еліптичного) методу).

При відкритті генератора болтових з'єднань відображаються значення, встановлені при попередньому запуску. Для відкриття генератора болтових з'єднань з параметрами за замовчуванням при запуску натисніть та утримуйте клавішу CTRL.

При створенні болтових з'єднань діють такі обмеження [15]:

- отвори створюються тільки в деталях, а не в збірці. Таким чином, генератор болтових з'єднань не обробляє отвори, створені в середовищі збірки;
- виконується обробка тільки тих отворів, які створені в середовищі деталі;
- створення отворів в поверхнях, сформованих інструментами збірки, неможливе;
- за допомогою генератора з'єднань неможливо вставити два примірники однієї деталі болтового з'єднання;
- редагування пригніченого компонента болтового з'єднання неможливе.

Вставка болтових з'єднань

Для вставки болтових з'єднань вибирається команда **Bolted Connection** на панелі **Fasten** (рис. 7.1). Але, для того, щоб вставити з'єднання, збірка повинна містити, принаймні, один компонент.

На вкладці **Design** діалогового вікна **Bolted Connection Component Generator** (рис. 7.2) вибираються типі параметри болтового з'єднання.

В області **Type** вибирається тип болтового з'єднання.

Зі списку розташування **Placement** вибирається тип розміщення центру отвору. Цей список містить такі ж параметри, як і у команди отвору **Hole**: **Linear** – дозволяє встановити місце вставки шляхом вибору двох лінійних ребер, **Concentric** – дозволяє встановити місце вставки шляхом вибору дугового ребра, **On point** – дозволяє встановити місце вставки шляхом вибору точки. Тільки замість параметру **By sketch** там наявний параметр **By hole** – дозволяє встановити місце вставки шляхом вибору отвору. При виборі параметру **By hole** отвір повинен бути виконаний тільки командою **Hole** і максимальний діаметр болтового з'єднання обмежений діаметром вибраного отвору. Крім того, для з'єднань з гвинтами з потайною головкою, положення осі яких визначається параметром **By hole** форма отвору повинна відповідати типу гвинта: генератор такі отвори не доопрацьовує.

Вибір параметрів положення болтового з'єднання. У відповідності з обраним типом розміщення центру отвору слід вказати початкову площину, ребра, точку або отвір і обмежувальну площину. Конкретний набір параметрів розміщення залежать від обраного типу розміщення. Якщо положення болтового з'єднання не буде вказано, то вибір кріпильних елементів у правій області вкладки **Design** буде неможливий. При вставці глухого болтового з'єднання для вказівки точки початку глухого отвору в області **Placement** замість запиту обмежень **Termination** відобразиться запит стартової площини **Blind Start Plane**. В цьому випадку потрібно вказати плоску грань, на якій буде вхід глухого отвору. В якості обмежувальних площин можна використовувати тільки плоскі грані деталей.

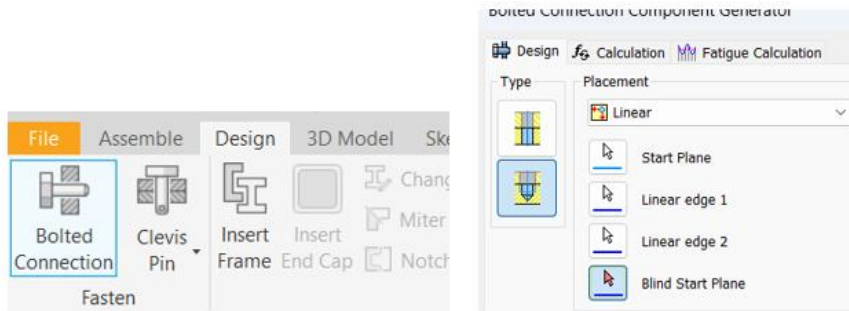


Рис. 7.3. Панель інструментів Design

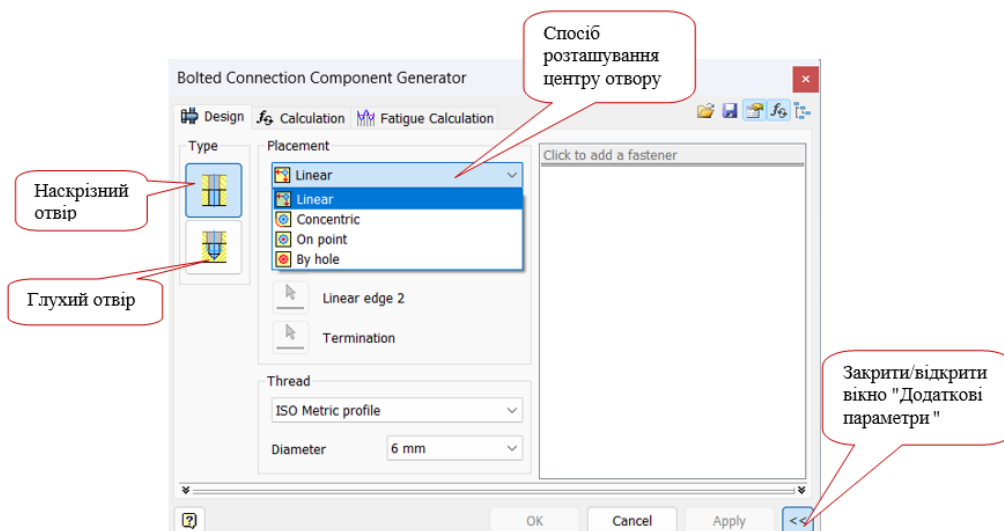


Рис. 7.4. Діалогове вікно генератора Bolted Connection Component Generator

В області різьби **Thread** із списку вибрати стандарт та тип різьби, а потім обрати діаметр різьби із списку **Diameter**.

Для формування болтового з'єднання дотримуватись інструкцій у правій частині вкладки **Design**. На рядку **Click to add a fastener** додати кріплення, щоб підключитися до Бібліотеці компонентів, в якій можна вибрати необхідний компонент. Після цього генератор автоматично пропонує наступний тип компоненту для болтового з'єднання. Наприклад, пропонується додати шайбу після вибору болта. У діалоговому вікні з відображеними доступними компонентами можна змінити категорію і вибрати гайку. Можна також виконати фільтрацію відображуваних компонентів, вибравши стандарт. Для вставки в збірку болтового з'єднання слід натиснути кнопку **ОК**. Якщо вибрати **Apply**, генератор болтових з'єднань залишиться відкритим.

Для того щоб змінити кріплення певного болтового з'єднання вибирається кріплення і кнопку з трикутником. Слід натисніть три крапку, щоб відкрити діалогове вікно таблиці (рис. 7.5). Представлений перелік кріплення вибраного розміру вибраної категорії з іншими доступними параметрами, якщо це можливо. Наприклад, це може бути крок різі, розмір під ключ, тощо.

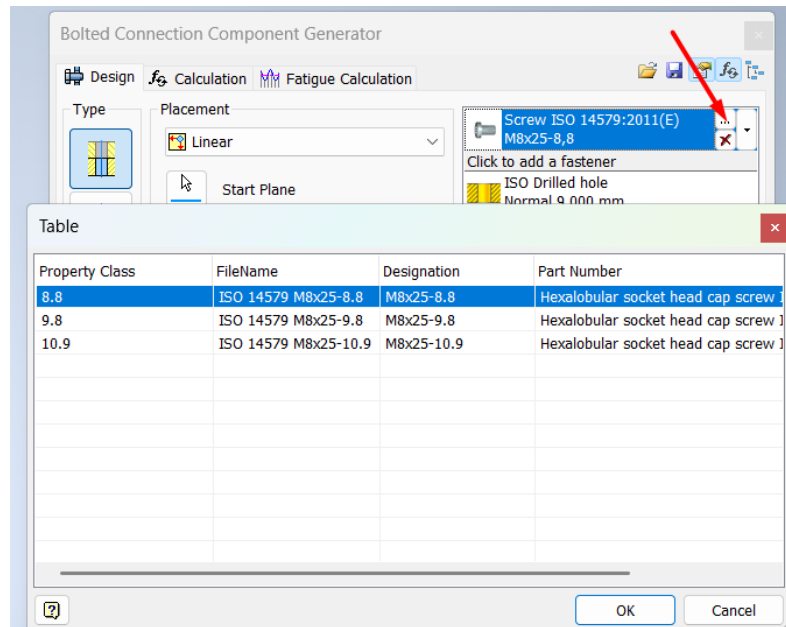


Рис. 7.5. Вибір компонентів болтового з'єднання

При виклику діалогового вікна із натиснутою клавішею Alt відкриється діалогове вікно змінення довжини. Цей параметр доступний тільки для болтів (гвинтів) (рис. 7.6). Довжину болта також можна змінити маніпулятором.

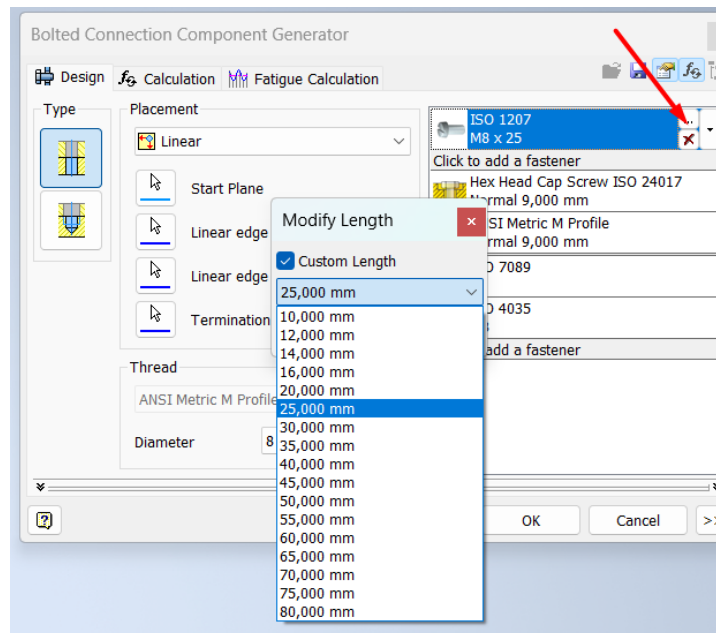


Рис. 7.6. Зміна довжини болта

За необхідності налаштування додаткових параметрів натисніть кнопку **More options** в правій нижній частині вкладки **Design**, щоб відкрити область, де можна зберегти вибраний набір компонентів в бібліотеку шаблонів (рис. 7.7). Натисніть **Add** і вкажіть ім'я шаблону.

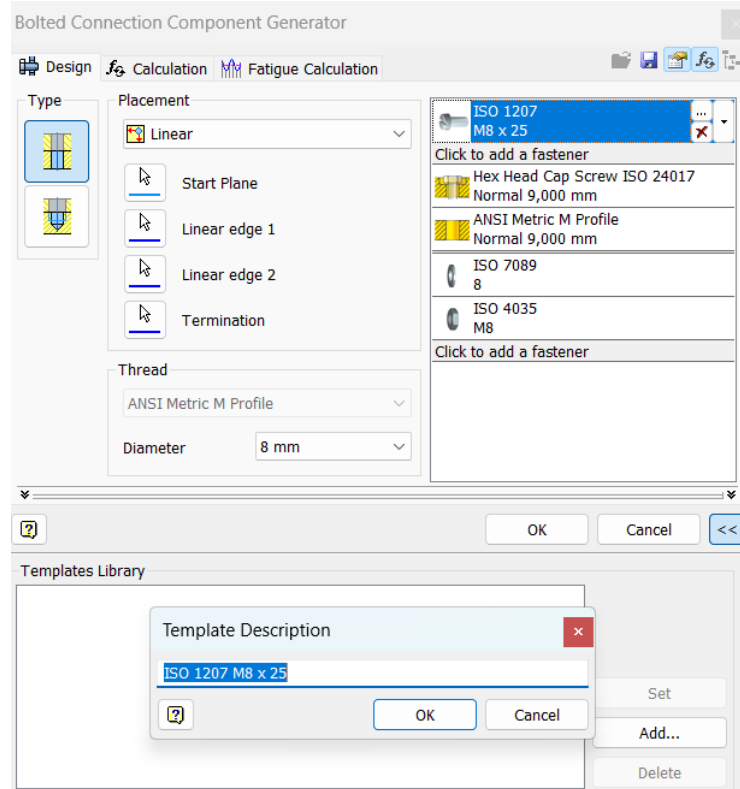


Рис. 7.7. Налаштування додаткових параметрів

Розрахунок болтових з'єднань

Дані болтового з'єднання можна обчислити на основі даних, заданих на вкладці **Design**. Для завдання параметрів розрахунку і запуску розрахунку потрібно перейти на вкладку **Calculation**.

У списку типів розрахунку **Type of Strength Calculation** наявні такі типи розрахунку міцності:

- **Bolt diameter design** – розрахунок діаметра болта за заданим навантаженням, геометричними розмірами з'єднання, властивостям матеріалу, коефіцієнтом запасу міцності та іншими факторами.

- **Number of bolts design** – розрахунок необхідної кількості болтів за заданим навантаженням, геометричними розмірами з'єднання, включаючи задані розміри болта, властивостями матеріалу, коефіцієнтом запасу міцності і іншими факторами.

- **Bolt material design** – матеріал болта вибирається у випадку, коли геометричні розміри і кількість болтів змінювати не бажано і навантажувальну здатність можна змінити тільки шляхом підбору матеріалу.

- **Check calculation** - виконується перевірючий розрахунок міцності болта при закручуванні і під час експлуатації, а також допустимий тиск в різьбових елементах. Він є параметром за замовчуванням (рис. 7.8).

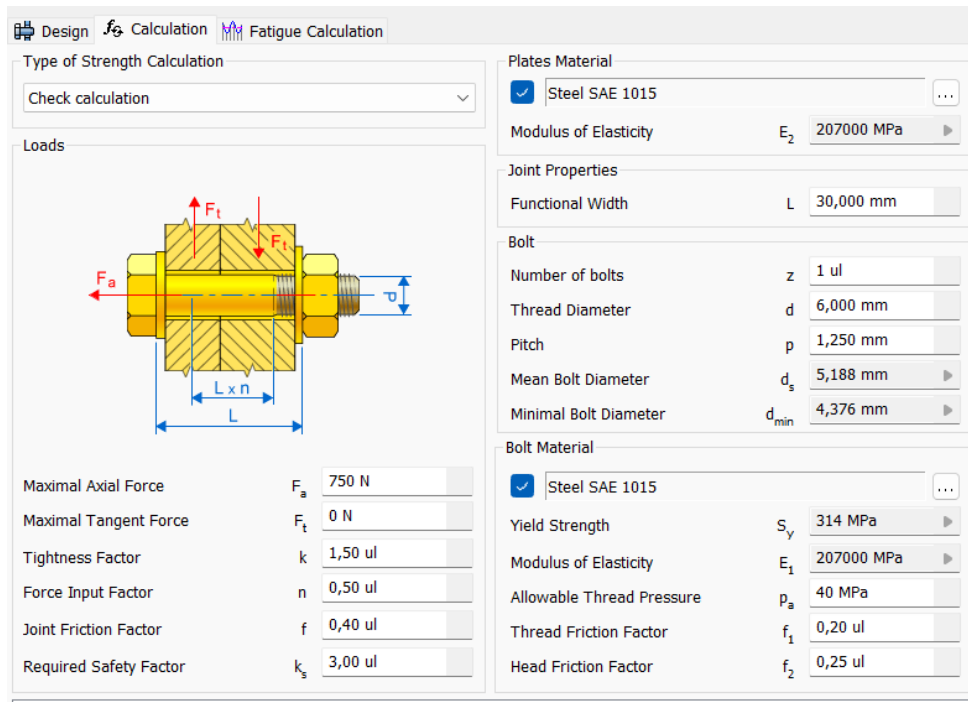


Рис. 7.8. Діалогове вікно Calculation

Деякі вкладки вікна розрахунку **Calculation** потребують додаткових пояснень в силу специфіки використаної методики розрахунку, неточності перекладу термінів, тощо. Необхідно задати механічні характеристики з'єднуваних деталей в групі матеріалів пластин **Plates Material** та матеріалу болта у групі параметрів **Bolt Material**. Для з'єднуваних деталей потрібно задати модуль пружності або вибрати матеріал, поставивши прапорець навпроти вікна вибору матеріалу **Custom Material**. Після цього з'явиться діалогове вікно вибору матеріалу (рис. 7.9).

Material	Std	Heat treatment	S _y [MPa]	S _t [MPa]	AS [%]	B ₁₀ [u]	P _{0.2} [MPa]	E [MPa]	G [MPa]	μ [u]	ρ [kg/m ³]	Desc.
Steel SAE 1015	ANSI	normalized	421	314	37	121	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1015	ANSI	annealed	386	284	37	111	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1020	ANSI	as-rolled	448	331	36	143	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1020	ANSI	normalized	441	346	35,8	131	550	207000	79000	0,3	7860	
Steel SAE 1020	ANSI	annealed	395	295	36,5	111	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1022	ANSI	as-rolled	503	359	35	149	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1022	ANSI	normalized	483	359	34	143	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1022	ANSI	annealed	450	317	35	137	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1030	ANSI	as-rolled	552	345	32	179	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1030	ANSI	normalized	517	345	32	149	207000	79000	0,3	7860		
Steel SAE 1030	ANSI	annealed	464	341	31	126	207000	79000	0,3	7860		

Рис. 7.9. Діалогове вікно Material

У вікні вибору матеріалу можна вибрати відповідний матеріал або створити новий. При цьому потрібно мати на увазі, що у цих таблицях відображені мінімальні значення, застосовні до групи матеріалів. Тому рекомендується при остаточних розрахунках використовувати параметри матеріалу у відповідності з документом матеріалу або характеристиками виготовлювача з врахуванням типу заготовки та термообробки.

Для введення параметру додаткового тиску в різьбі можна скористатись даними таблиці клас міцності болта у відповідності зі стандартами CSN та ISO (табл. 7.1).

Допустимий тиск на різь з'єднувальних болтів

Матеріал гайки	Клас міцності болта у відповідності зі стандартами CSN та ISO									
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G, 8E	10K, 10G	12K
	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	6,9	8,8	10,9	12,9
МПа										
Сталь	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250K
Сірий чавун	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150
Легкі сплави	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90

7.3 Проектування штифтових з'єднань

Проектування з'єднання штифтом з отвором під шплінт

Даний генератор **Clevis Pin** з'єднує дві і більше деталей штифтом з отвором під штифт з головкою чи без. Перед генерацією штифтового з'єднання слід створити або завантажити до збірки деталі, які будуть з'єднуватись. Наприклад, такі деталі, як опора в якості скоби й стержень, які можна побудувати загальними правилами 3D-моделювання (рис. 7.10).

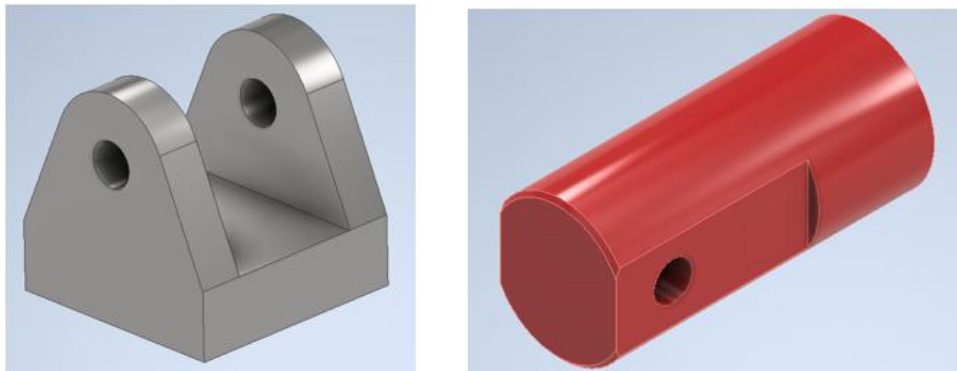
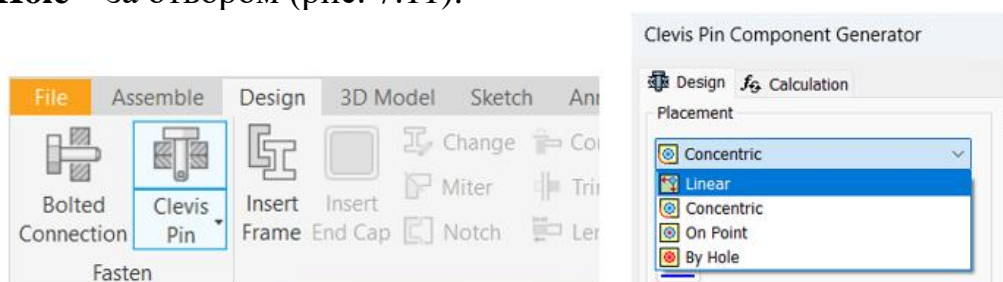


Рис. 7.10. 3D-моделі для створення штифтового з'єднання

Створити документ збірка, деталі завантажити до файлу збірки й накласти відповідні обмеження. Генератор компонентів штифта викликається кнопкою **Clevis Pin** на панелі Design. Зі списку **Placement** вибирається тип розміщення центру отвору. Доступні чотири способи розміщення осі отвору:

- **Linear** – лінійний;
- **Concentric** – концентричний;
- **On point** – точковий;
- **By Hole** – за отвором (рис. 7.11).

Рис. 7.11. Вкладка **Clevis Pin** на панелі Design

Група параметрів розташування **Placement** на вкладці **Design** генератора з'єднання штифтом з отвором під шплінт має той же набір параметрів, що і «Генератор компонентів болтового з'єднання». Після завдання параметрів на вкладці **Design** і натисканням кнопки **OK** або **Apply** вставляється штифт вибраного стандарту потрібного розміру, який визначається відстанню між двома площинами – початковою і кінцевою. В з'єднаних деталях (у файлах деталей) створюють відповідні отвори, навіть якщо з'єднувані деталі вставлені в поточну збірку не безпосередньо, а як підзбірка.

Оскільки типів штифтів ДСТУ у бібліотеці немає, вони вибираються зі стандартів DIN або ISO (рис. 7.12).

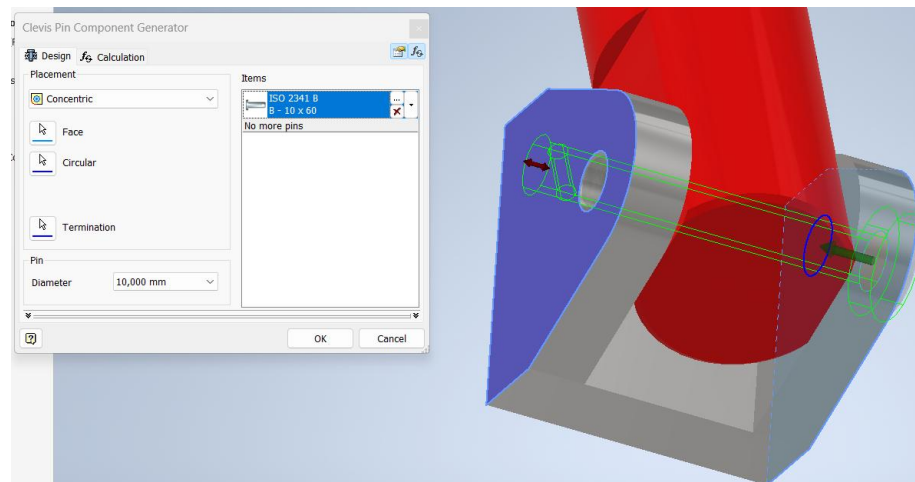


Рис. 7.12. Діалогове вікно Clevis Pin Component Generator, вкладка Design

При необхідності можна змінити або задати одразу інші розміри штифта, відкривши відповідні вкладки (рис. 7.13). Довжину штифта також можна змінити маніпулятором.

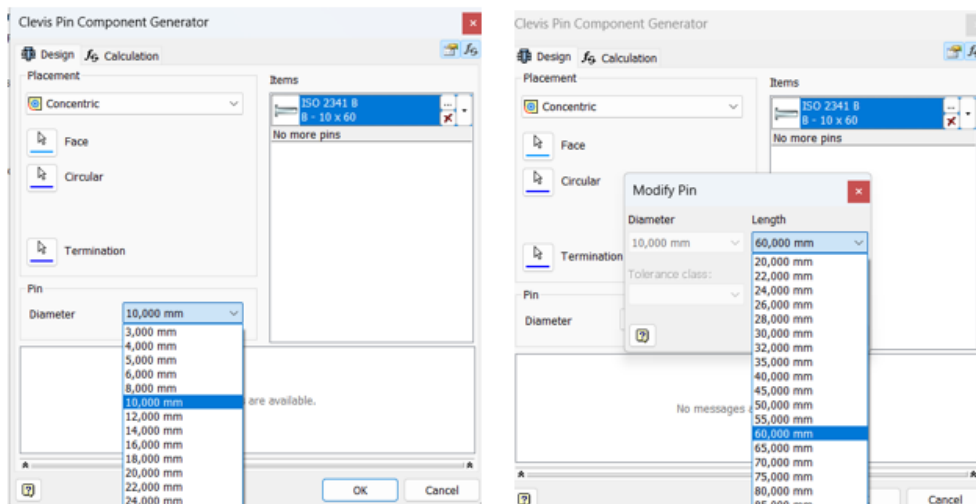


Рис. 7.13. Вибір розмірів штифта

Розрахунок штифтових з'єднань

Дані штифтового з'єднання можна обчислити на основі даних, заданих на вкладці **Design**. Для завдання параметрів розрахунку і запуску розрахунку потрібно перейти на вкладку **Calculation**.

У списку типу розрахунку міцності **Type of Strength Calculation** можна вибрати проєктування штифта **Pin Design** – визначення діаметра штифта або перевірочний розрахунок **Check calculation** – визначення напружень і коефіцієнту запасу міцності під час експлуатації. Задати механічні характеристики з'єднаних деталей в групі параметрів **Pin Material** – матеріал штифта, в групі параметрів **Clevis Material** – матеріал скоби та в групі параметрів **Rod Material** – матеріал стержня (рис. 7.14).

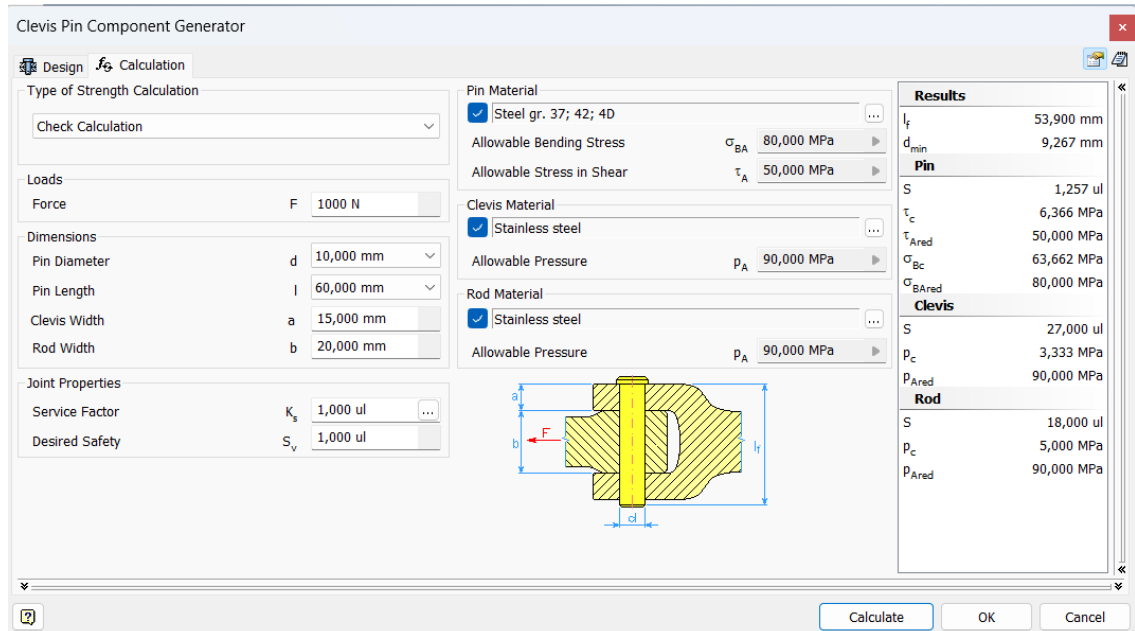


Рис. 7.14. Вкладка розрахунку штифтового з'єднання Clevis Pin

На основі ширини скоби a та ширини стержня b підбирається довжина штифта. Після всіх розрахунків отримаємо штифтове з'єднання (рис. 7.15).

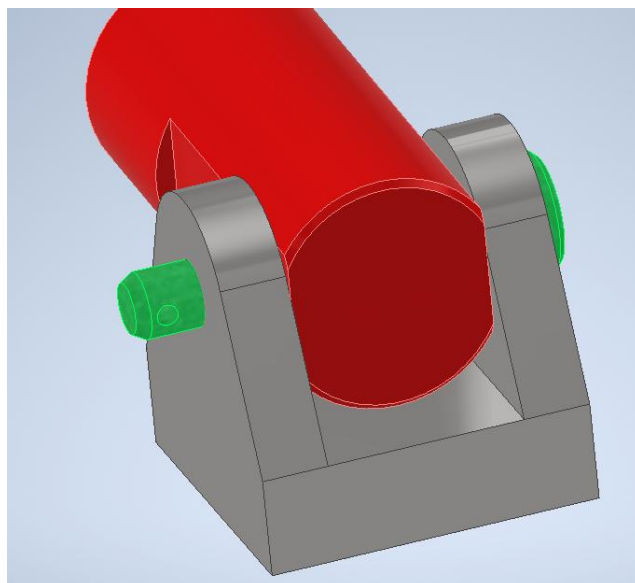


Рис. 7.15. Штифтове з'єднання з отвором під шплінт

Проєктування з'єднань з стопорним штифтом Secure Pin

Перед генерацією штифтового з'єднання стопорним штифтом також необхідно створити або завантажити до збірки деталі, які будуть з'єднуватись.

Генератор з'єднання **Secure Pin** дещо відрізняється від генератора **Clevis Pin**. На вкладці **Design** можна вибрати тип отвору – циліндричний або конічний та відповідно тип штифта (рис. 7.16).

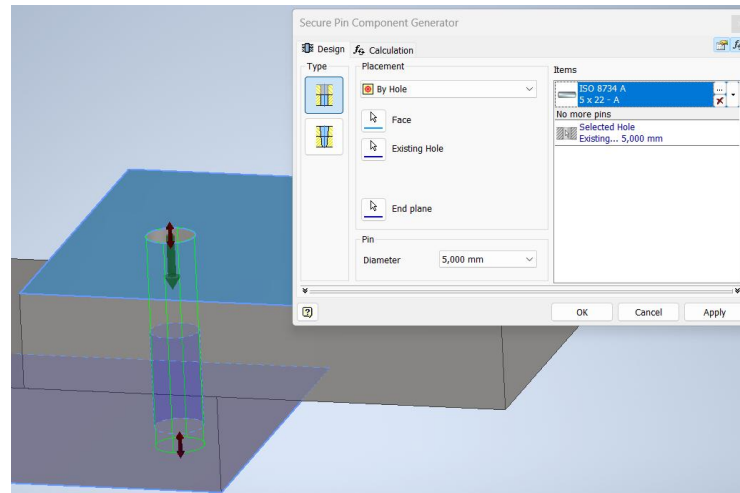


Рис. 7.16. Діалогове вікно Secure Pin Component Generator, вкладка Design

Для циліндричного наскрізного отвору в групі параметрів **Placement** також доступні всі чотири способи розміщення осі отвору, як і для **Clevis Pin**, для конічного отвору тільки один – **By Hole**.

У списку типу розрахунку міцності **Type of Strength Calculation** можна вибрати проектування штифта **Pin Design** – визначення діаметра штифта або перевірочний розрахунок **Check calculation** – визначення напружень і коефіцієнту запасу міцності під час експлуатації. Задати механічні характеристики з'єднаних деталей можна в групі параметрів **Pin Material** – матеріал штифта, в групі параметрів **Bottom Board Material** – матеріал нижньої плити та в групі параметрів **Top Board Material** – матеріал верхньої плити (рис. 7.17).

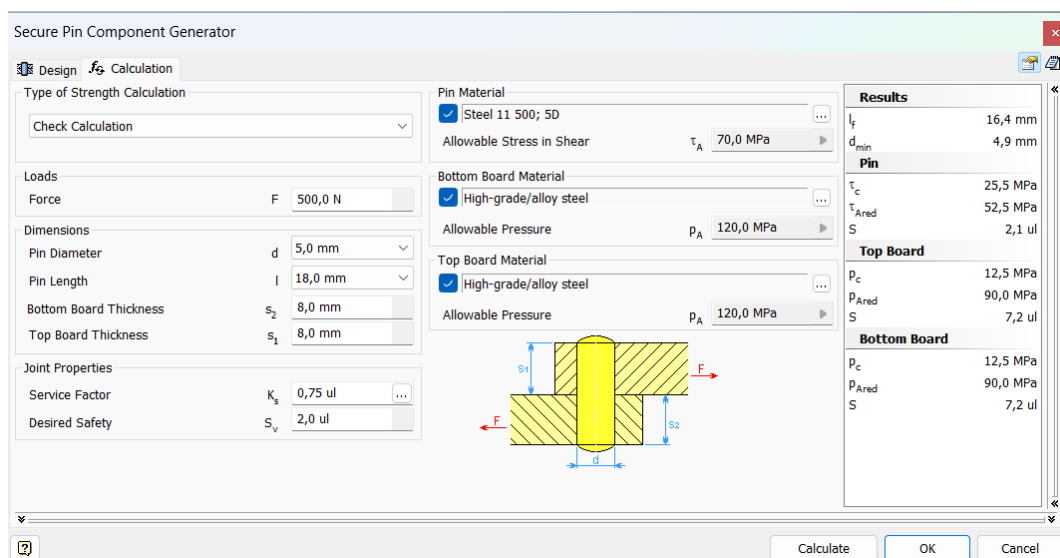


Рис. 7.17. Вкладка розрахунку штифтового з'єднання Secure Pin

На основі товщини нижньої плити S_2 та верхньої плити S_1 підбирається довжина штифта. Після всіх розрахунків отримуємо штифтове з'єднання (рис. 7.18).

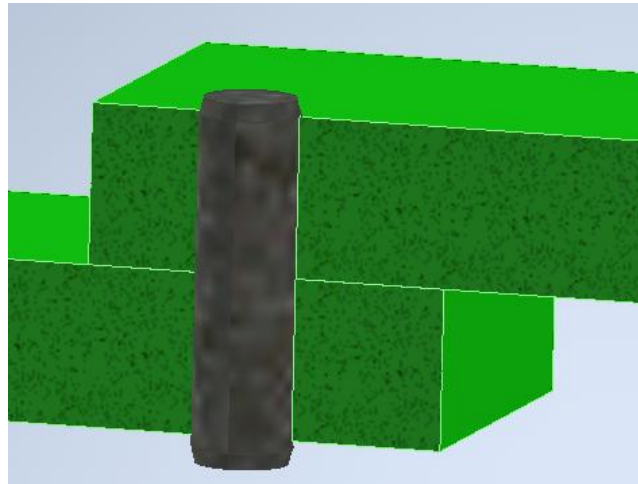


Рис. 7.18. Штифтове з'єднання з стопорним штифтом

Проектування з'єднань з поперечним штифтом *Cross Pin*

Генератор з'єднання з поперечним штифтом дозволяє згенерувати і вставити у збірку штифт, який працює двома площинами зрізу. Положення штифта вибирається за двома параметрами – початковою площиною або гранню та отвором. Розрахунок такий самий, як розрахунки попередніх штифтових з'єднань. Механічні характеристики з'єднаних деталей вибираються в групі параметрів **Pin Material** – матеріал штифта, **Draw Rod Material** – матеріал тяги та **Sleeve Material** – матеріал муфти (рис. 7.19).

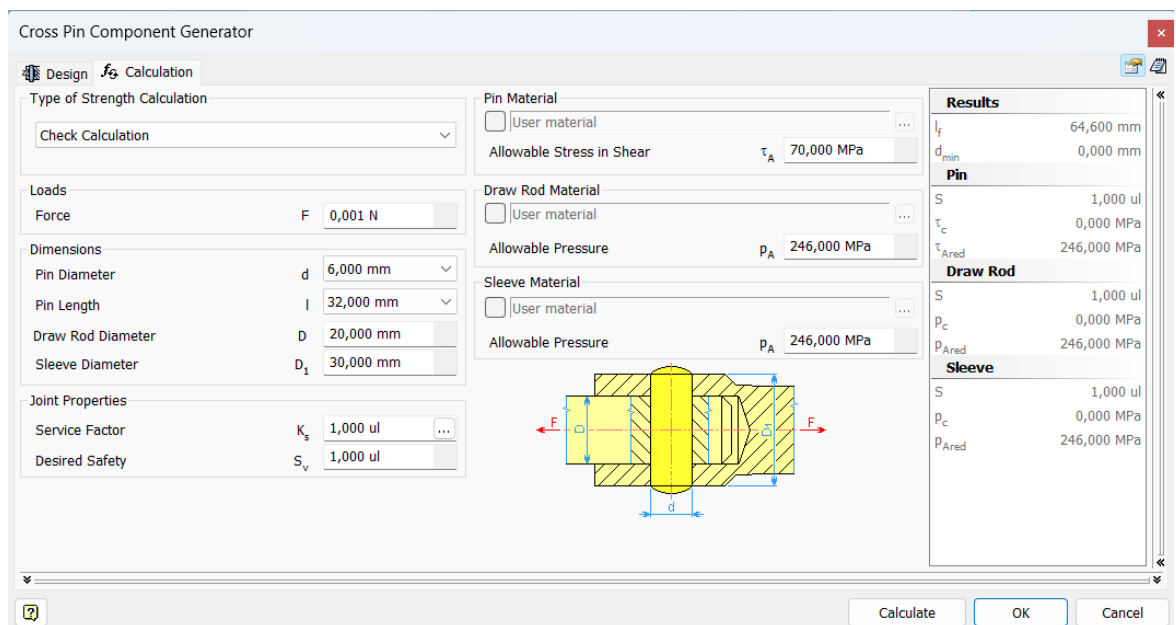


Рис. 7.19. Вкладка розрахунку штифтового з'єднання *Cross Pin*

Рекомендовані певні залежності розмірів з'єднання. На основі діаметра тяги D підбирається діаметр муфти $D_1 = (1,5 \dots 2,0)D$ і діаметр штифта $d = (0,15 \dots 0,35)D$. Після розрахунку отримуємо штифтове з'єднання (рис. 7.20).

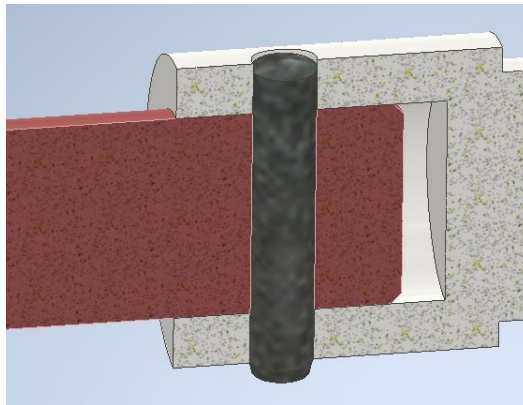


Рис. 7.20. Штифтове з'єднання з поперечним штифтом

Проектування штифтів з'єднання *Joint Pin*

Генератор штифтів з'єднання **Joint Pin** з передачею крутного моменту циліндричною осьюовою шпонкою з'єднує дві деталі. В групі параметрів **Placement** вибирається грань деталі й отвір, зроблений в обох деталях (рис. 7.21).

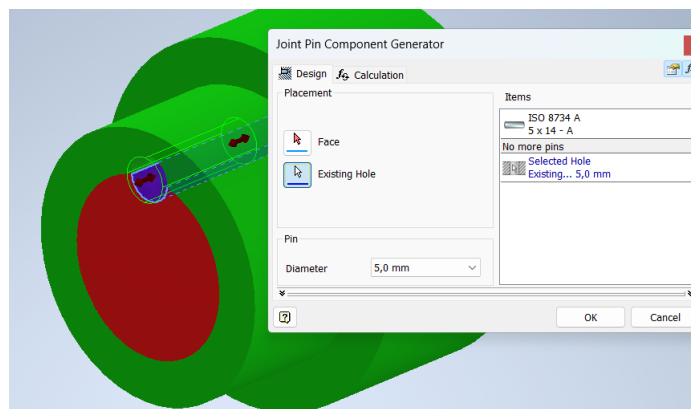


Рис. 7.21. Діалогове вікно Joint Pin Component Generator, вкладка Design

При розрахунку навантаження можна задати трьома способами, вибравши відповідний параметр із списку **Loads**. Після вибору одного із трьох параметрів Power, Speed та Torque будуть доступні два (рис. 7.22).

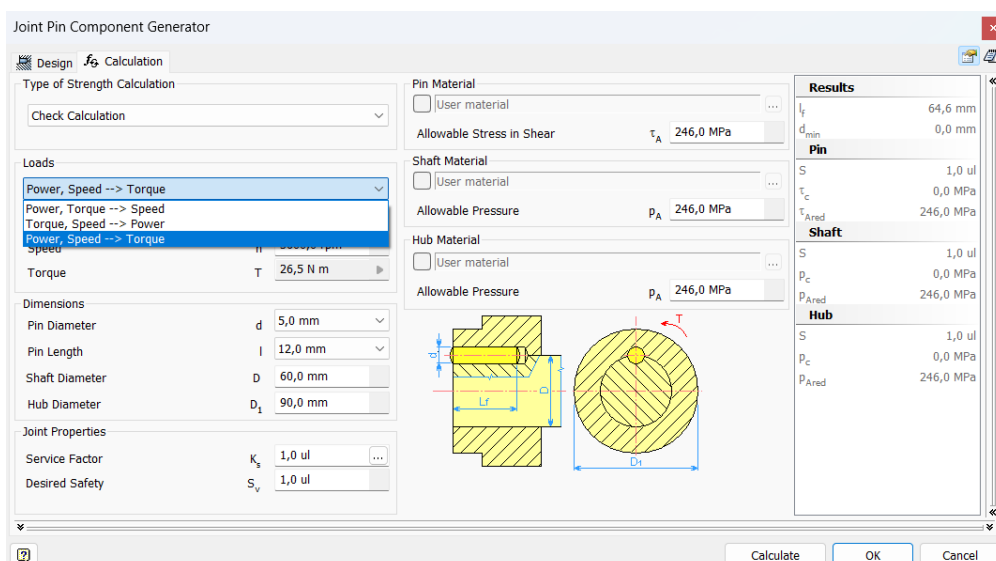


Рис. 7.22. Вкладка розрахунку штифтового з'єднання Joint Pin

На основі діаметра вала D підбирається діаметр і довжина штифта $d = (0,12...0,25)D$, $l = (1,0...1,5)D$. Після розрахунку отримаємо штифтове з'єднання (рис. 7.23).

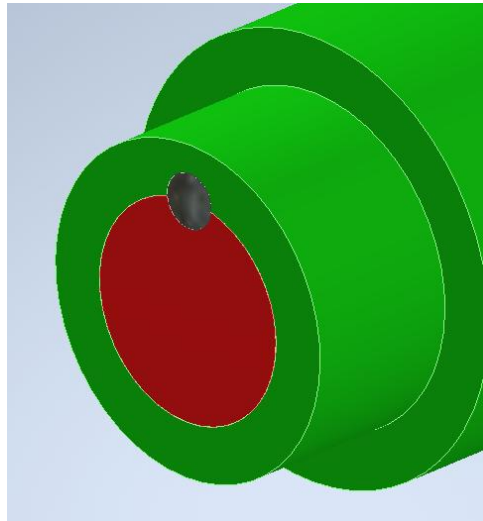


Рис. 7.23. Штифтове з'єднання Joint Pin

Проектування з'єднань з радіальним штифтом Radial Pin

Генератор з'єднання з радіальним штифтом також вставляє у збірку штифт, який працює двома площинами зрізу. Перед генерацією штифтового з'єднання необхідно створити або завантажити деталі, куди буде додано штифт. В з'єднуваних деталях створюються відповідні отвори інструментом **Hole** в файлах деталей або в самій збірці (рис. 7.24).

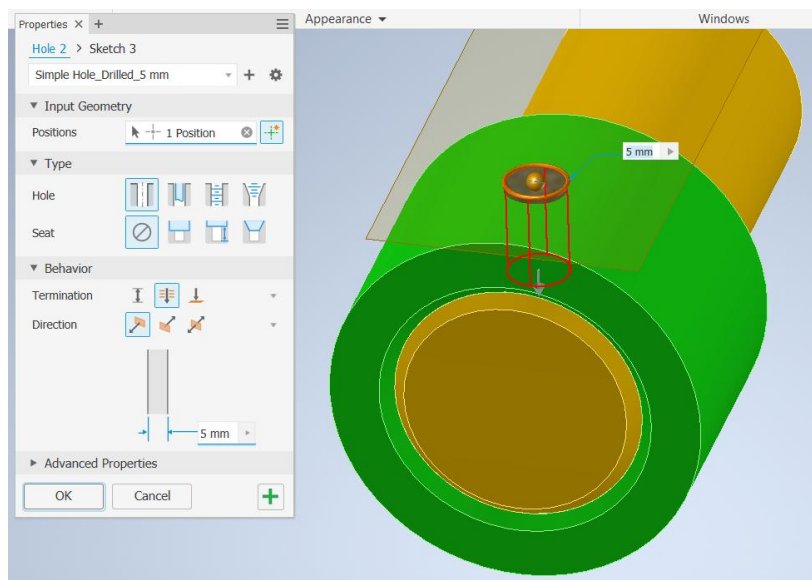


Рис. 7.24. Виконання отворів інструментом Hole

Положення штифта вибирається на початковій площині Start Plane або на грані деталі та вказується отвір. Розміри штифта програма пропонує згідно діаметра отвору й довжини з'єднувальних деталей (рис. 7.25).

Вкладка **Design** така ж, як і у вікні генератора компонентів поперечного штифта. Розрахунок такий як і у вікні генератора компонентів штифтового з'єднання.

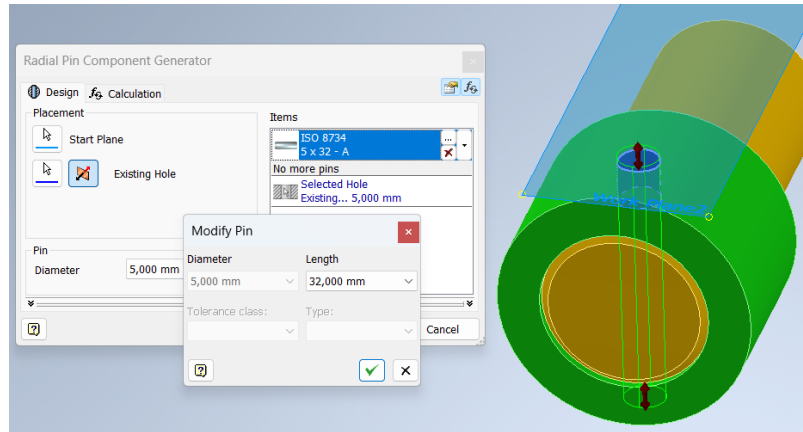


Рис. 7.25. Діалогове вікно Radial Pin Component Generator, вкладка Design

При необхідності можна змінити розмір радіального штифта або змінити параметри для розрахунку. Після вибору типу розрахунку й призначення матеріалу в групі параметрів **Pin Material** – матеріал штифта, **Shaft Material** – матеріал вала та **Hub Material** – матеріал маточини виконується розрахунок (рис. 7.26).

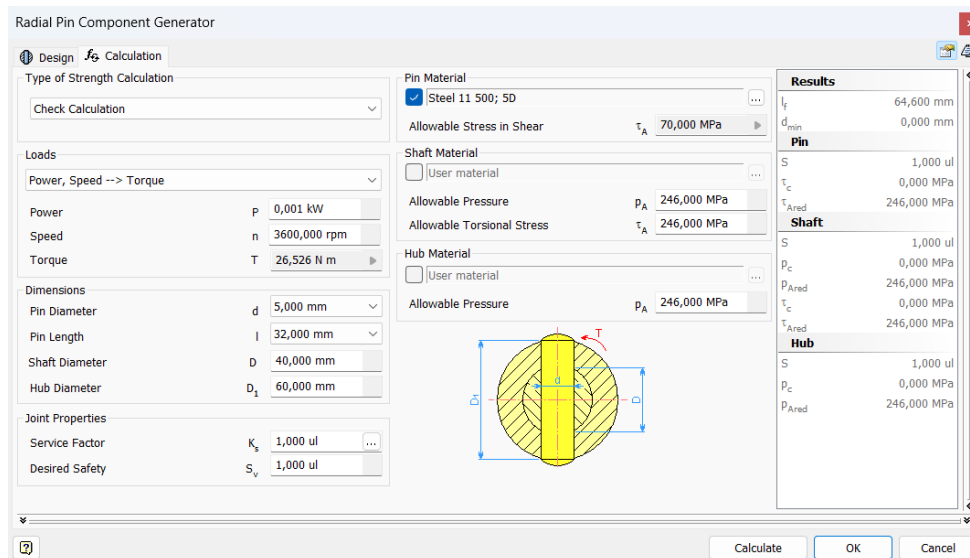


Рис. 7.26. Вкладка розрахунку штифтового з'єднання Radial Pin

Після розрахунку отримуємо штифтове з'єднання (рис. 7.27).

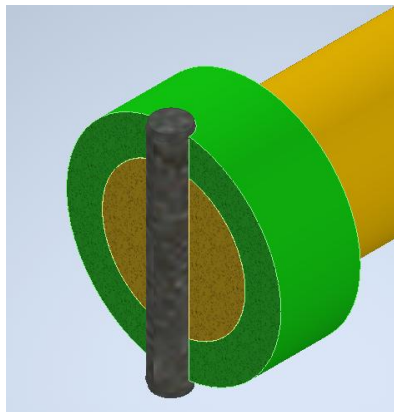


Рис. 7.27. Штифтове з'єднання Joint Pin

7.4 Проектування шпонкових і шліцьових з'єднань

Проектування з'єднань з призматичною шпонкою **Parallel Key**

Проектування шпонкових з'єднань та перевірка їх міцності в Autodesk Inventor передбачено для найбільш розповсюдженого з'єднання, а саме з призматичною шпонкою. Після введення діаметра вала вибирається відповідна шпонка, а також її найменша довжина, за якої вона може витримати необхідне навантаження.

Для запуску генератора шпонкових з'єднань на інструментальній палітрі Power Transmission вибрати проектування шпонок **Key**. В результаті з'явиться діалогове вікно генератора шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою **Parallel Key Connection Generator**. При проектуванні нової шпонки генератор шпонок відкривається з останніми дійсними значеннями вставленого шпонкового з'єднання.

Даний генератор дає змогу виконати наступні операції:

- вставити призматичну шпонку **Parallel Key**;
- виконати паз в валу **Shaft Groove**;
- виконати пази в маточині деталі **Hub Groove**, що встановлена на валу;
- виконати розрахунок шпонкового з'єднання на міцність.

Перші три операції можна виконати одночасно або кожен окремо.

Доступні три можливих виконання шпонкових пазів: із округленими краями, з одним округленим краєм та прямокутної форми (рис. 7.28).

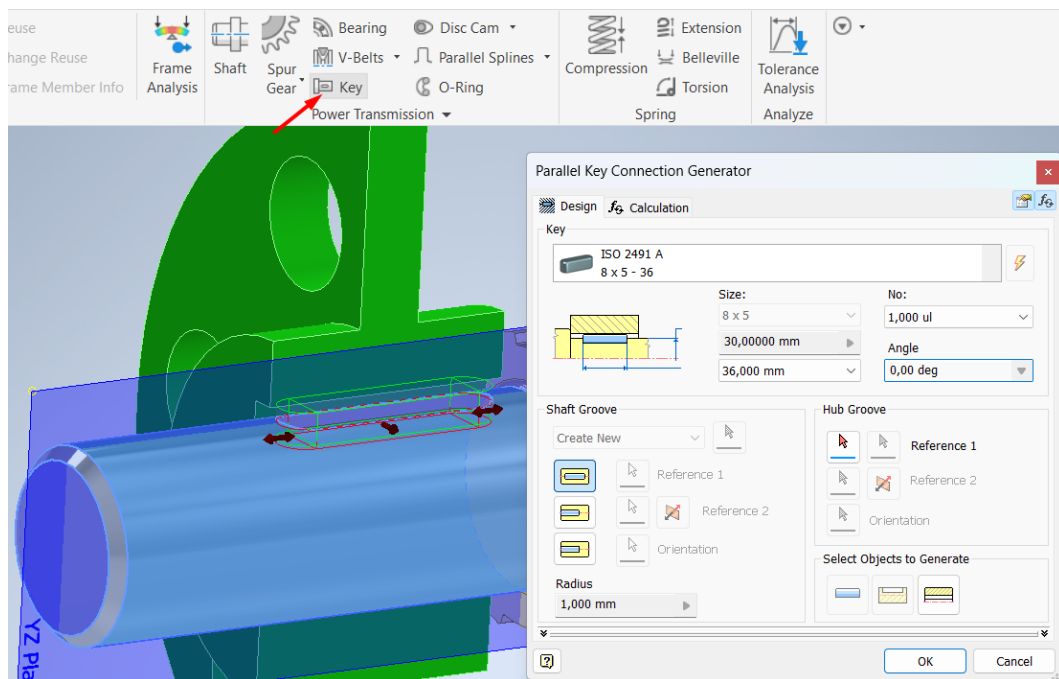


Рис. 7.28. Діалогове вікно Parallel Key Connection Generator

В групі параметрів шпонок **Key** зі списку вибирається стандарт і тип шпонки, та її основні характеристики: довжина, кількість та кут між шпонками у разі, якщо їх кілька. Ширина й висота шпонки підбирається програмою автоматично залежно від діаметра вала.

За допомогою команди **Update** на основі наданого діаметра вала можна відновити список шпонок бібліотеки компонентів. Якщо змінити значення

діаметра вала, а список шпонок, рекомендований для такого типу діаметра вала неточний, кнопка оновлення стає доступною. Попередньо діаметр вала можна змінити вручну, або ж виміряти за допомогою команди **Dimension** із випадного меню. Після завдання діаметра в нижньому вікні стане доступним список стандартних довжин шпонок. Якщо вибрати кількість шпонок більшу ніж одну, то стане доступним список кутів **Angle**, в якому можна вибрати кутовий крок між шпонками.

Якщо потрібно виконати тільки розрахунок шпонкового з'єднання, то після цього можна відразу перейти на вкладку розрахунку **Calculation**.

Для вибору типу моделі у групі параметрів шпонкового паза на валу й на маточині **Shaft Groove** і **Hub Groove** можна вибрати генерацію всіх трьох складових: шпонки й обидва пази. При наявності в збірці тільки вала, можна генерувати тільки шпонку й паз на валу. На основі його розмірів виконається пошук відповідної шпонки.

Результати розрахунку шпонкового з'єднання також відображаються в звіті генератора (рис. 7.29).

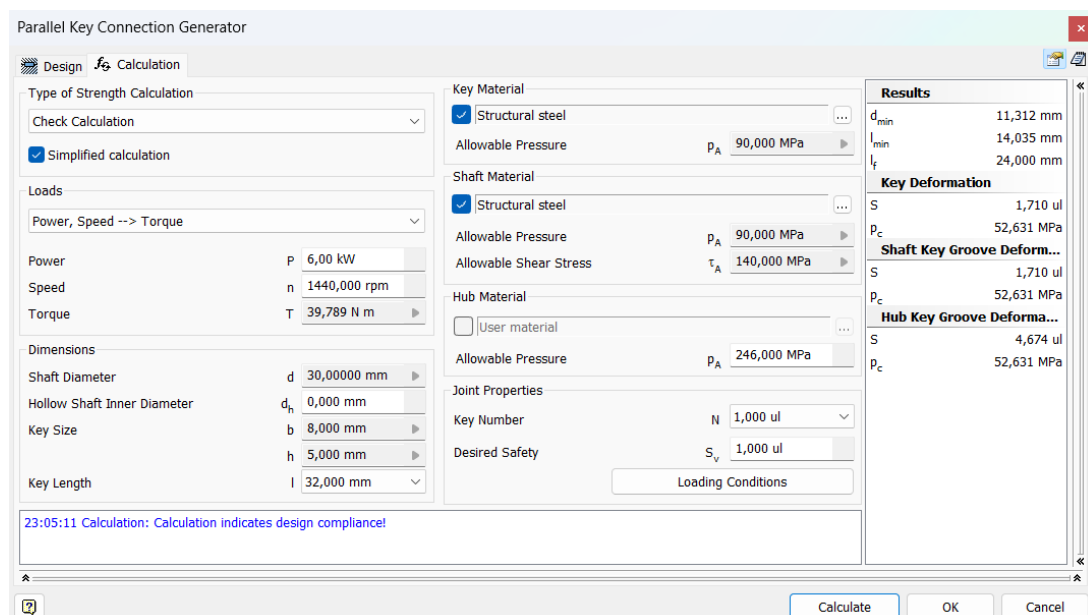


Рис. 7.29. Діалогове вікно Parallel Key Connection Generator вкладка Calculation

Якщо пази валу та маточини вставлені, їхнє взаємне розташування автоматично закріплюється і їхнє розміщення не можна змінити окремо. Шпонка автоматично розміщується у вибраній геометрії відповідно до таких умов [2]:

- якщо створений паз вала та паз маточини, то шпонка буде розміщена в пазу вала;
- якщо канавка валу не вставлена або вона вибрана як існуюча, а канавка маточини створена, шпонка буде розміщена в канавці маточини;
- залежності не створюються й шпонка вставляється у вихідній точці документа.

Після завершення розрахунку отримаємо шпонкове з'єднання (рис. 7.30).

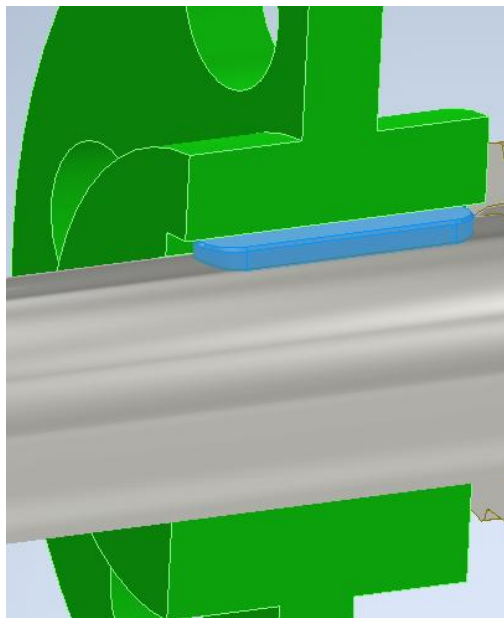


Рис. 7.30. Модель шпонкового з'єднання

Генератор Autodesk Inventor надає можливість проєктування призматичної шпонки. Сегментні шпонки використовуються рідше за призматичні, також вони забезпечують меншу точність посадок маточини на валу і врізаються у вал на більшу глибину, що відповідно знижує витривалість валів.

При наявності готової моделі для вставлення призматичної або сегментної шпонки можна також скористатись користувацькою бібліотекою програми. Паз під шпонку виконується вручну або за допомогою генератора валів (рис. 7.31).

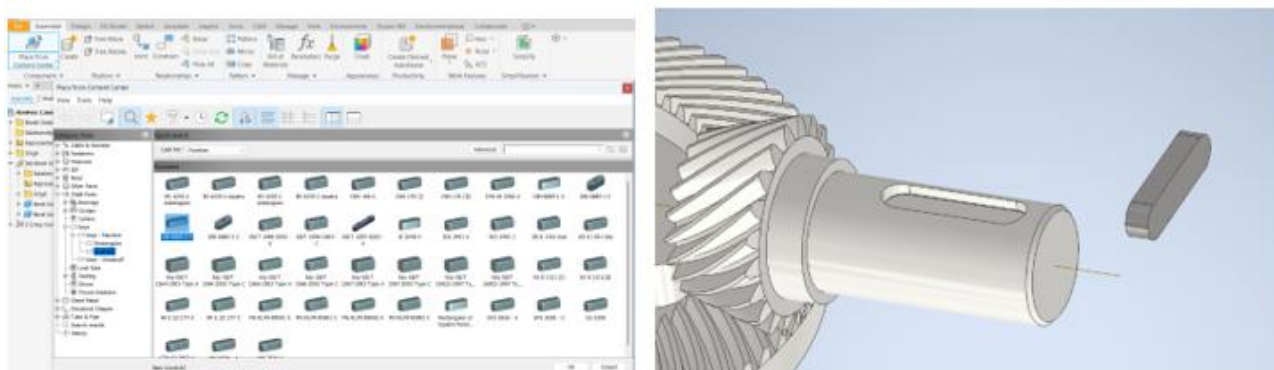


Рис. 7.31. Вибір призматичної шпонки з бібліотеки

Цей спосіб більш складний і потребує довідкових даних для узгодження розмірів паза під шпонку й розмірів самої шпонки відповідного стандарту. Щоб отримати шпонкове з'єднання, необхідно застосувати відповідні залежності для побудови збірки. Розрахунок шпонкового з'єднання в такому випадку програма не виконує.

Можливості генератора **Parallel Key Connection Generator** не передбачає проєктування сегментних шпонок, але можна також скористатись користувацькою бібліотекою. Цей спосіб також потребує довідкових даних для узгодження розмірів паза під сегментну шпонку й розмірів самої шпонки відповідного стандарту (рис. 7.32).

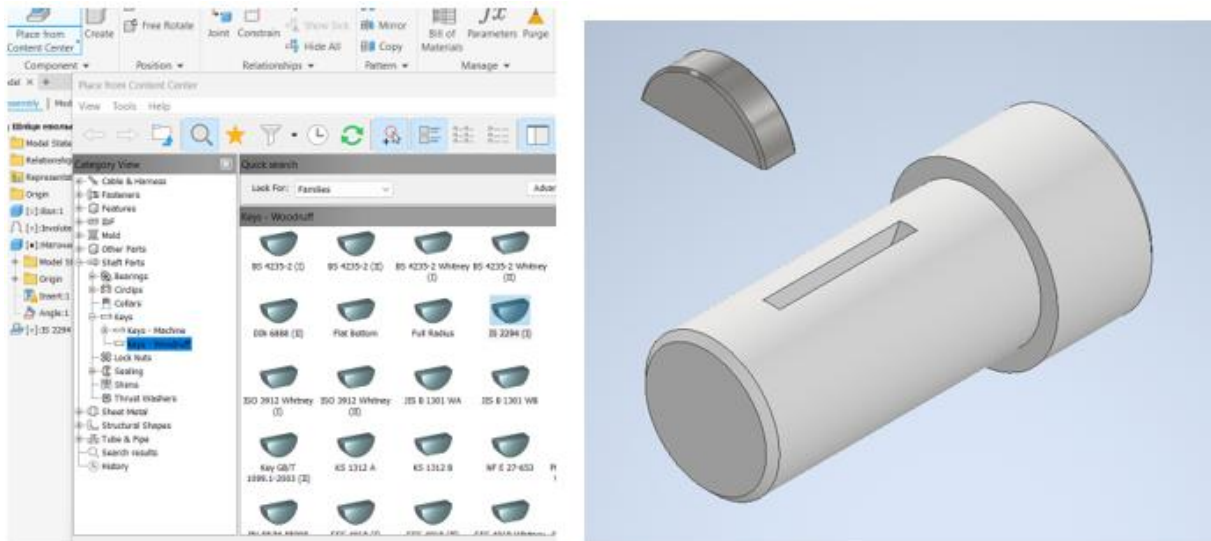


Рис. 7.32. Вибір сегментної шпонки з бібліотеки

Налаштування відповідних залежностей при отриманні з'єднання з сегментною шпонкою виконується аналогічно збірки з призматичною шпонкою, але дещо складніше й потребує деяких навиків моделювання.

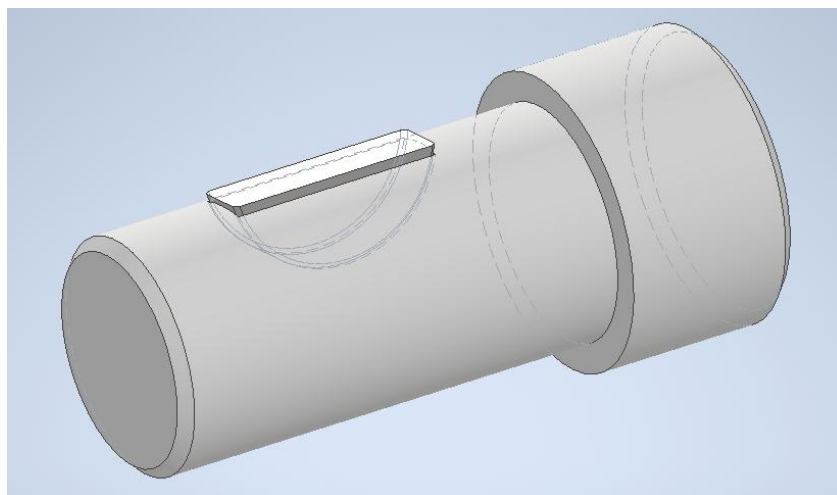


Рис. 7.33. З'єднання з сегментною шпонкою

При моделюванні шпонкових з'єднань із вставленими з бібліотеки шпонок розрахунок на міцність виконується вручну за загальними умовами міцності.

Проектування шліцьових з'єднань

Шліцьові з'єднання мають теж призначення, що і шпонкові, але звичайно використовуються при передачі великих крутних моментів і більш високих вимогах до співвісності деталей, що з'єднуються.

Профілі шліців можуть бути (рис. 7.34):

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

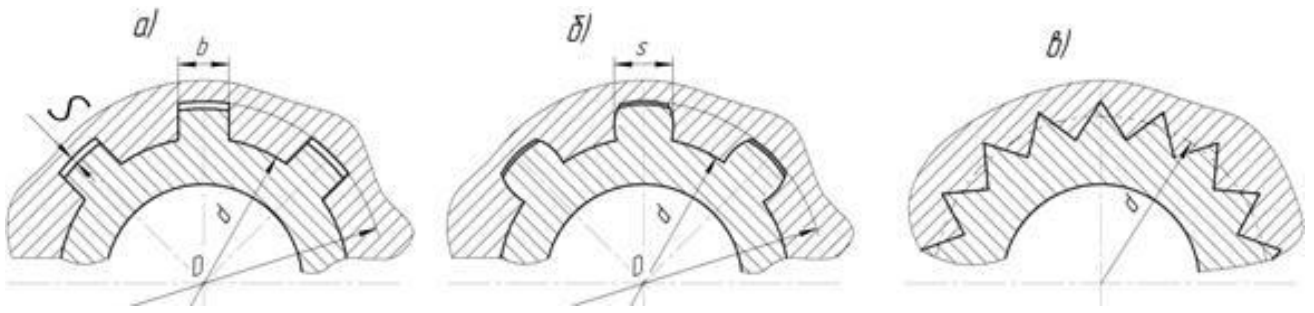


Рис. 7.34. Профілі шліців

З'єднання з прямобічними шліцями найбільш поширені. Залежно від числа зубців z і їх висоти стандарт передбачає з'єднання трьох серій: легку, середню і важку. У разі переходу від легкої серії до середньої і, відповідно, до важкої за незмінного внутрішнього діаметра d зубців збільшується їх число, зовнішній діаметр D і, як результат, навантажувальна здатність.

Генератор компонентів *Parallel Splines Component Generator*

Генератор призначений для розрахунку та проектування прямобічних шліців. Можна створити новий паз на валу або вибрати існуючий. Залежно від вибору вмикаються параметри в області паза вала **Shaft Groove** (рис. 7.35).

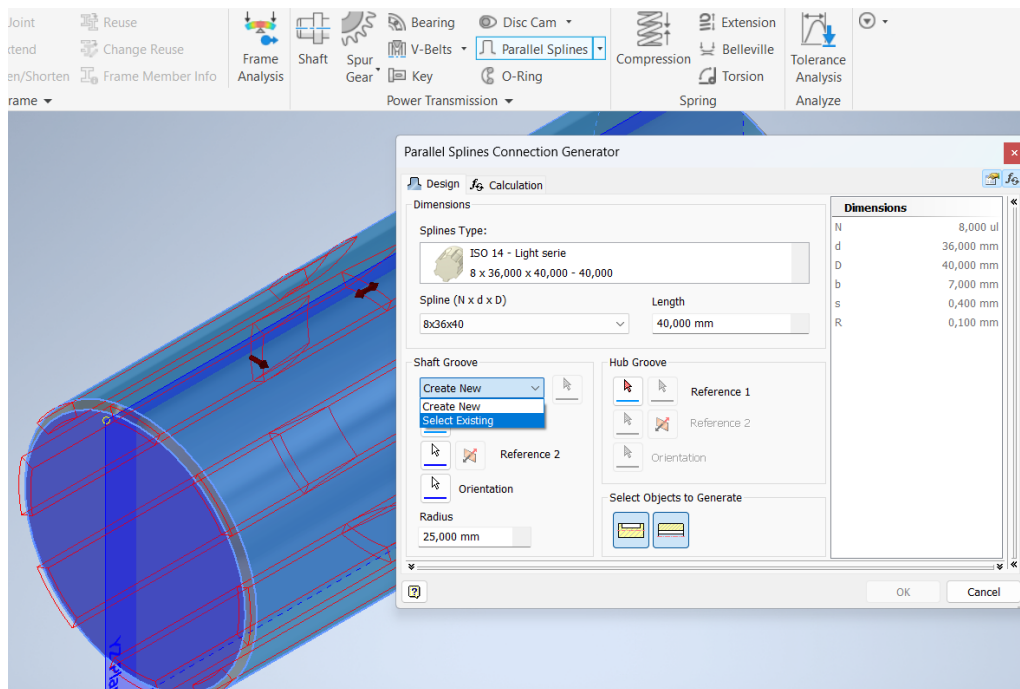


Рис. 7.35. Діалогове вікно Parallel Splines Component Generator

Рекомендується використовувати паз маточини без внутрішнього отвору. Згенерований паз маточини створює отвір відповідно до вибраних значень шліців. Якщо діаметр паза маточини більший за вибраний діаметр, проектування не буде виконано і паз маточини не буде створений.

Після вибору одного із трьох параметрів навантаження виконується розрахунок з'єднання (рис. 7.36) і отримується модель з'єднання (рис. 7.37).

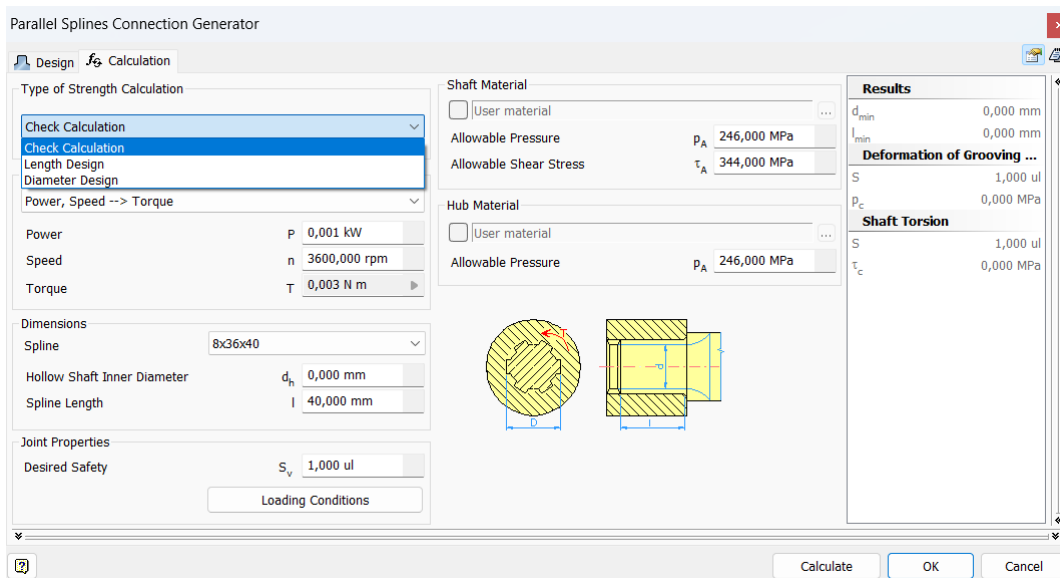


Рис. 7.36. Діалогове вікно Parallel Splines Connection Generator вкладка Calculation

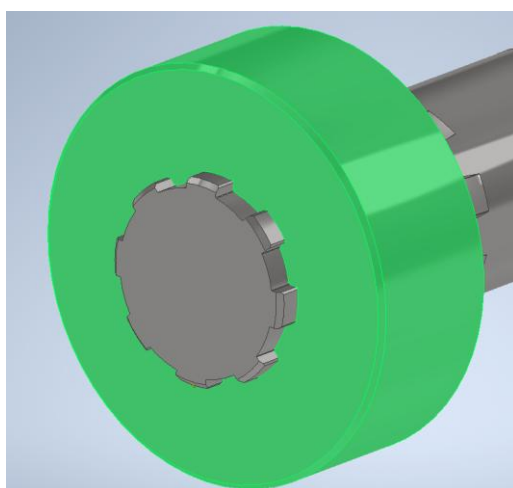


Рис. 7.37. Шліцьове з'єднання з прямобічними шліцями Parallel Splines

Генератор компонентів Involute Splines Component Generator

Генератор евольвентного шліцьового з'єднання виконує розрахунок застосовної ширини шліца, а також перевірку навантажень на згин та тиск. У розрахунку беруть участь тільки зуби вала, оскільки напруження на зуби вала більша, ніж напруження на зубці маточини, які мають велику товщину біля основи [15].

Для запуску генератора евольвентного шліцьового з'єднання вибирається вкладка **Involute Splines Component Generator**. Порядок роботи виконується аналогічною з вкладкою генератора прямобічного шліцьового з'єднання. Можна створити шліці на валу й маточині одночасно або окремо для кожної деталі.

Можна вставити шліц на основі існуючого пазу валу або створити новий паз. Залежно від вибору стають доступними кнопки для розміщення у діалоговому вікні паза вала Shaft Groove. Профіль зубців подібний до профілю зубців зубчастих коліс. Шліцьовий профіль центрований на зовнішньому діаметрі чи сторонах зуба. Центрування до діаметра є більш точним,

центрування до боків – більш економічним і використовується частіше у практиці.

Крива паза шліцьового з'єднання не є точною евольвентою, а лише досить наближена до неї. Для різних стандартів є можливість завдання класу допусків та класу посадки (рис. 7.38).

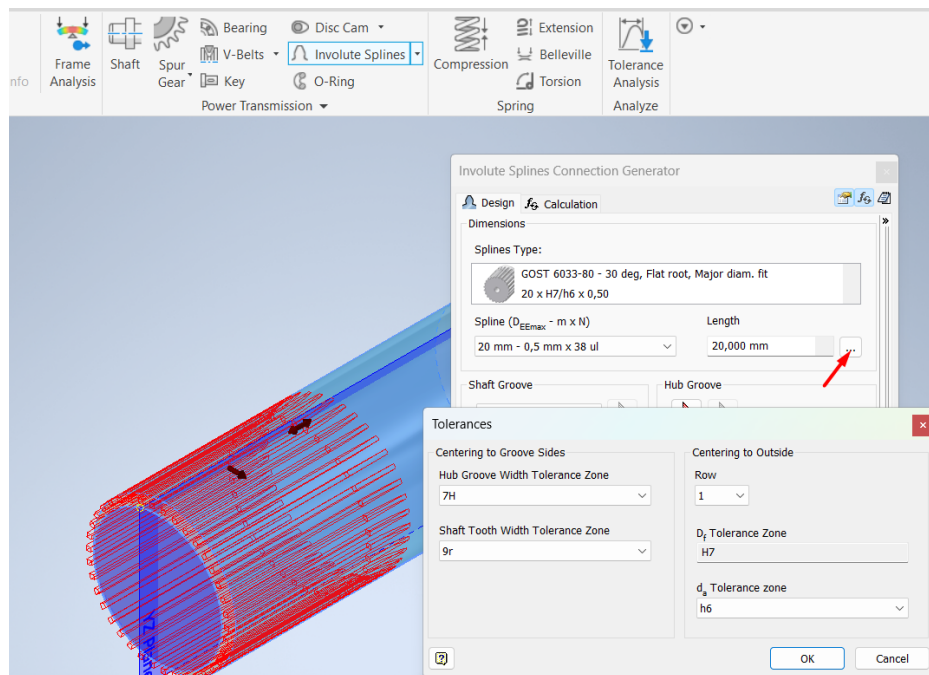


Рис. 7.38. Завдання класу допусків та класу посадки шліцьового з'єднання Involute Splines

При необхідності використання порожнистого вала в з'єднанні вводиться додатковий розмір – внутрішній діаметр вала. Цей параметр впливає на розмір навантаження валу при крученні й значно впливає визначення мінімального можливого діаметра вала.

При розрахунку на міцність вибирається певний метод розрахунку:

- ANSI Method – виконання розрахунку відповідно до стандартів ANSI, доступний, тільки якщо вибрати шліць ANSI на вкладці Design;
- Common Method – стандартний метод виконання розрахунку відповідно до основної формули, якщо тиск дорівнює силі впливу на площину;
- Metric Method – метричний метод виконання розрахунку на основі стандарту CSN 014950.

Введення значення навантаження здійснюється в залежності від обраного методу, за допомогою введення потужності, частоти обертання або крутного моменту. Далі вибір матеріалу й проведення розрахунку виконується аналогічно з'єднанню з прямобічними шліцями (рис. 7.39).

При виборі типу шліців ISO або CSN та метричного методу в області розрахунку міцності наведено можливість визначення впливу технології виробництва та робочих параметрів на ступінь допустимості з'єднання.

Можливі типи з'єднання:

- Fixed – фіксований;

- Under load – під навантаженням;
- No load – без навантаження.

Також вибираються експлуатаційні умови й загартована сторона або незагартована сторона зуба для розрахунку (рис. 7.40).

З урахуванням важливості з'єднання та точності розрахунку необхідний запас міцності вибирається в діапазоні 1,5...3,0.

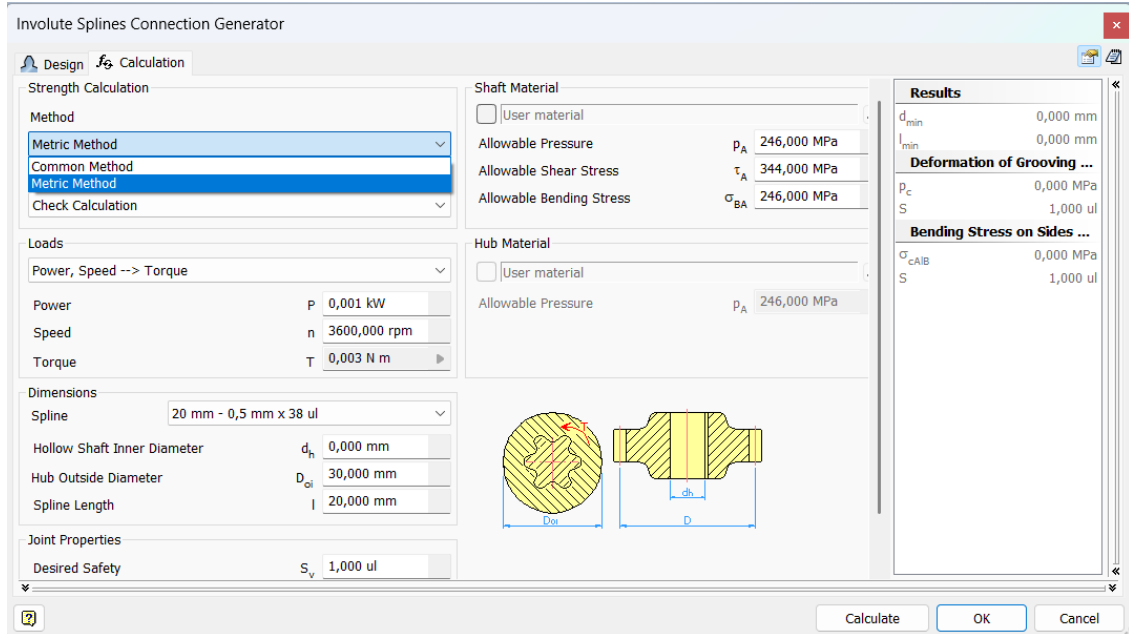


Рис. 7.39. Діалогове вікно Involute Splines Connection Generator вкладка Calculation

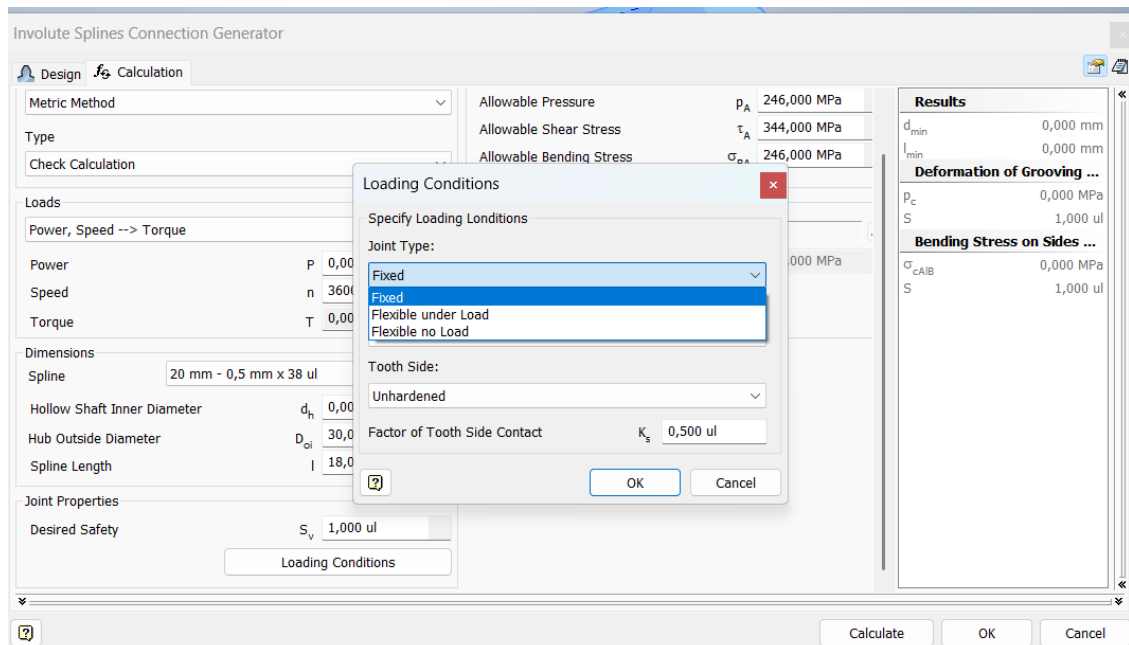


Рис. 7.40. Вибір типу розрахунку Involute Splines Connection Generator

Після завершення розрахунку отримаємо шліцьове з'єднання (рис. 7.41). Перевірка міцності з'єднання виконується за допустимим тиском у з'єднанні й напруженням згину зуба.

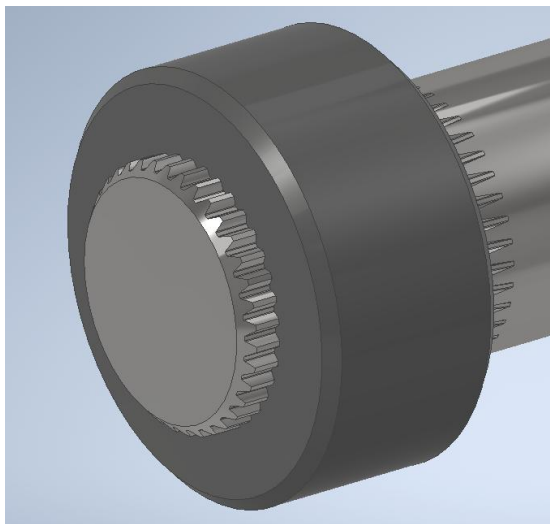


Рис. 7.41. Шліцьове з'єднання з евольвентними шліцями Involute Splines

Результати моделювання та розрахунку можна отримати зі звіту генератора в html файлі. Аналогічні звіти можна отримати по всіх розрахунках, зроблених за допомогою генераторів.

7.5 Проектування кулачків

В Autodesk Inventor за допомогою генератора кулачків **Cam Generator** можна виконати проектування дискового **disc**, лінійного **linear** та циліндричного **cylindrical** кулачків штовхача поворотного або переміщувального типу. Можна повністю розрахувати та спроектувати параметри кулачка та результати графіка за наявності параметрів руху (рис. 7.42).

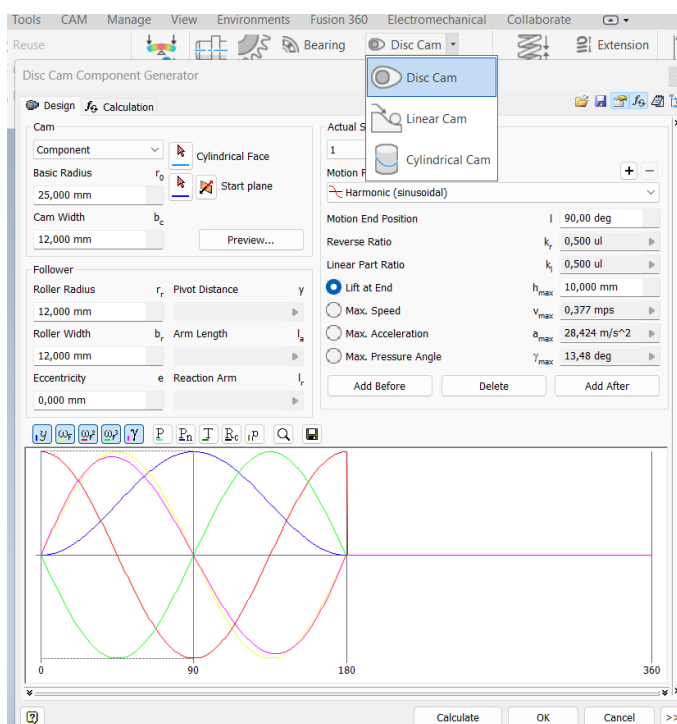


Рис. 7.42. Діалогове вікно генератора кулачків

Хоча генератор дискових кулачків призначений для розрахунку та створення саме кулачка (для газорозподільного механізму), профіль кулачка може бути використаний також як частина колінчастого вала, або його геометрія може бути адаптована для створення нестандартних елементів.

Вал газорозподільного механізму має складну геометрію, яка виходить за рамки стандартного функціоналу генераторів як окремих інструментів, тому проектування вала в Autodesk Inventor можна виконувати із використанням Генератора компонентів вала Shaft Component Generator.

Оскільки колінчастий вал має зміщені шийки, їх зручно створювати як дискові кулачки, зміщені від осі основного валу. Після генерації дискового кулачка він з'являється як окремий фрагмент профілю. Cam Generator автоматично «зміщує» профіль відносно осі, що створює правильну ексцентричну форму.

Для визначення параметрів кулачка використовується розкривне меню, щоб вибрати Component або No Model. При вибраному параметрі Component будуть активовані команди **Cylindrical Face** та **Start Plane**. Якщо вибрано No Model, ці команди недоступні й деталь не моделюється.

Перегляд графічного зображення дискового кулачка здійснюється натисненням кнопки **Preview** (рис. 7.43).

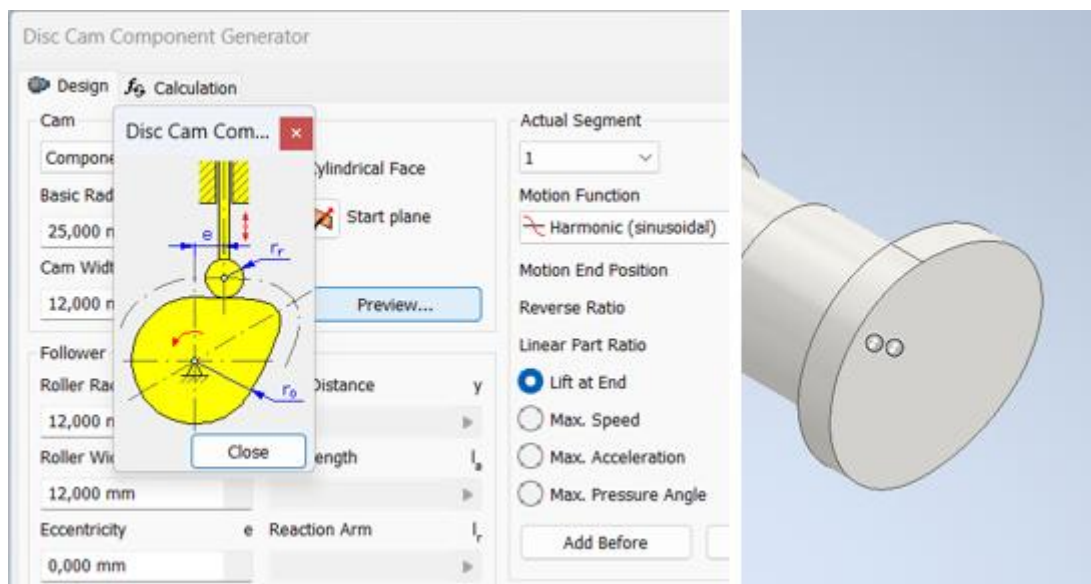


Рис. 7.43. Перегляд графічного зображення дискового кулачка

Проектування лінійного **linear** та циліндричного **cylindrical** кулачків виконується так саме як і дискового кулачка.

7.6 Проектування зварних з'єднань

У SolidWorks існує спеціальний набір інструментів та середовище проектування, зване "Зварні деталі" (Weldments) або "Структурна система" (Structure System), призначене для швидкого створення та деталізації зварних конструкцій зі стандартних або заданих профілів.

Для визначення просторового каркасу майбутньої конструкції (наприклад, рами, ферми) можна використовувати 2D- та 3D-ескізи. Вони

дозволяють автоматично створювати балки, труби чи інші профілі вздовж сегментів ескізу. При цьому SolidWorks автоматично обробляє кутові з'єднання.

Окремий модуль **Weldments** - дуже потужний інструмент для створення каркасних конструкцій; виконує автоматичне створення зварних швів, обробки торців, таблиць розкрою, груп профілів.

Бібліотека включає в себе широкий асортимент стандартних профілів (куточки, швелери, двотаври і т.д.). Також є можливість створювати власні профілі користувача.

SOLIDWORKS може автоматично створювати креслення з номерами позицій та деталізовані специфікації з урахуванням списку вирізів (список деталей, які потрібно виготовити).

Проектування зварних конструкцій у SolidWorks - це ефективний підхід, який автоматизує багато рутинних завдань та допомагає створювати точну документацію. Проектний розрахунок зварних конструкцій програма не виконує, але SolidWorks Simulation можна використовувати для аналізу міцності.

В Autodesk Inventor розрахунок зварних швів можна виконати двома основними способами: за допомогою вбудованих калькуляторів зварних з'єднань (**Weld Calculators**) або через середовище Аналізу напружень (**Stress Analysis**).

Frame Generator - аналог Weldments, трохи менш зручний, але функціональний. Autodesk Inventor надає спеціальне середовище зварювальних конструкцій (**Weldment environment**) для проектування та документування зварних вузлів. Це середовище дозволяє створювати реалістичні 3D моделі зварних з'єднань і автоматично генерувати необхідну документацію, включаючи креслення з позначеннями швів за стандартами.

На етапі створення креслень Inventor автоматично переносить всю інформацію про зварні шви. Ви можете створювати основні види, проставляти номери позицій та використовувати спеціальні інструменти для додавання умовних позначень зварювання за вибраними стандартами.

Для розрахунку зварних з'єднань доцільно користуватися калькуляторами **Weld Joint calculators**. Цей метод дозволяє швидко розрахувати стандартні типи зварних швів на міцність під типовими навантаженнями (статичними та втомними) на основі інженерних формул і стандартів.

За допомогою калькуляторів зварних з'єднань проєктують та перевіряють стикові, кутові, заглушкові, пазові та точкові зварні з'єднання. Виконується перевірка всього спектру типових зварних швів, навантажених різними типами навантаження. Стикові та кутові зварні з'єднання можна перевірити як на статичне, так і на втомне навантаження. Можна вибрати необхідний тип зварного з'єднання, матеріал та розмір шва, спроектувати геометричні параметри зварного з'єднання та виконати перевірку на міцність).

Калькулятор стикового зварювання відкривається на вкладці Environments панелі Convert. На вкладці додаткових параметрів вибирається метод розрахунку (рис.7.44).

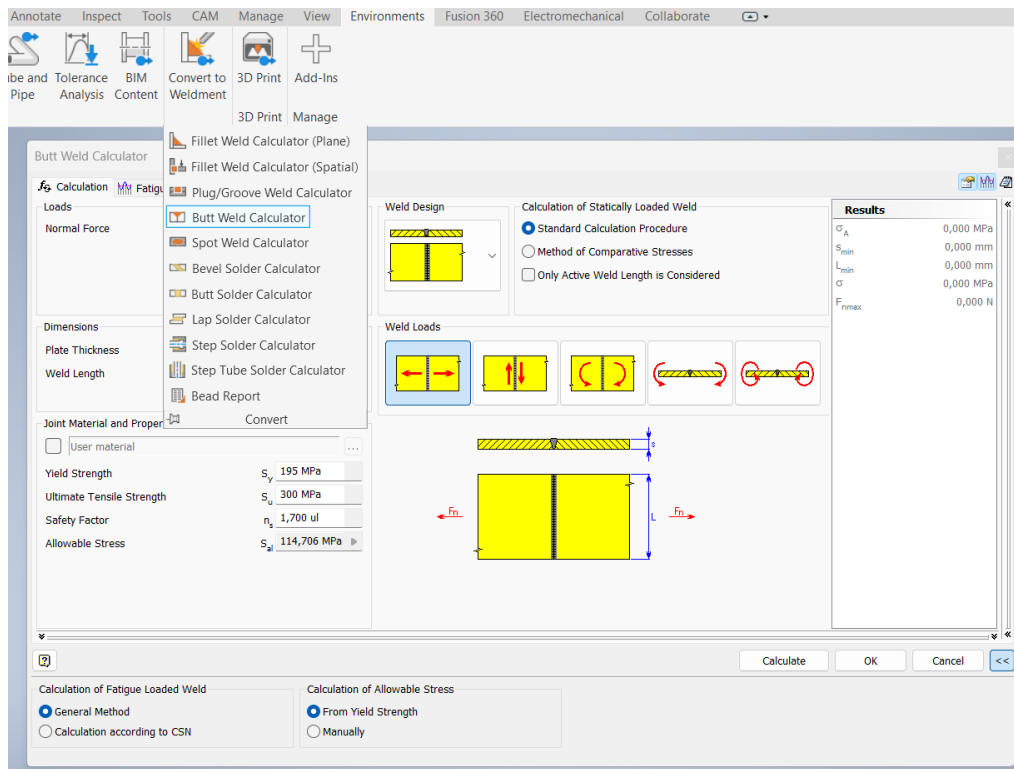







Рис. 7.44. Діалогове вікно калькулятора стикового зварювання

Після запуску калькулятора необхідно задати основні параметри: діючі сили (Axial Force, Shear Force, Bending Force, Torsional Moment тощо) та, якщо потрібно, плече сили (Force Arm). Вводяться геометричні параметри шва, такі як товщина деталі (Plate thickness), висота шва (Weld Height), діаметр (Diameter) або довжина шва (Length). Деякі значення можна виміряти безпосередньо в збірці за допомогою відповідних кнопок. Після введення вхідних параметрів виконується розрахунок.

Види зварних швів, розрахунок яких пропонується виконати в Autodesk Inventor:

-  **Butt Weld Calculator** - Стиковий зварний шов;
-  **Fillet Weld Calculator (Plane)** - Кутовий зварний шов, навантажений у площині з'єднання;
-  **Fillet Weld Calculator (Spatial)** - Кутовий зварний шов з розподіленим навантаженням;
-  **Plug/Groove Weld Calculator** - Шов-пробка та прорізний шов;
-  **Spot Weld Calculator** - Точковий зварний шов.

За виконання цих процедур створюються приклади з використанням вибірових технічних характеристик. Якщо з'єднання піддається циклічним навантаженням, слід перейти на вкладку розрахунку втоми **Fatigue Calculation**.

Стандартна процедура розрахунку перевіряє загальну міцність шляхом безпосереднього порівняння розрахункових значень нормальних напружень, напружень при зсуві (напружень зрізу) або підсумкових наведених напружень з допустимими значеннями за допомогою стандартної процедури розрахунку.

Залежно від типу зварного з'єднання, прийомів конструювання та виду навантаження для розрахунку міцності можна застосовувати одну з відомих формул розрахунку. Цей метод можна рекомендувати досвідченим користувачам, здатним оцінити необхідний мінімальний запас міцності зварного з'єднання в залежності від його типу, конструкції та навантажень, що додаються.

Блокнот Inventor пропонує табличні рекомендовані значення коефіцієнтів зварювальних сполук для конкретних типів зварних швів.

Autodesk Inventor також дозволяє генерувати звіт по зварних швах (Weld Report), який містить інформацію про загальну довжину, об'єм та вагу всіх змодельованих швів, що корисно для специфікацій та підготовки виробництва.

Проте немає такого рівня автоматизації, як у **SOLIDWORKS Simulation** - інженер моделює шов вручну.

Якщо потрібен саме розрахунок зварних швів - **SOLIDWORKS** однозначно кращий. Він має автоматизовані інструменти, типи з'єднань, перевірку міцності та FEM-підхід, спеціально адаптований під зварні конструкції.

Якщо важлива деталізація процесу зварювання та робота зі зварними станами, Inventor може бути зручнішим, але для інженерного розрахунку швів доведеться робити більше вручну.

7.7 Використання генератора рам **Frame Generator**

Генератора рам **Frame Generator** в Autodesk Inventor є надзвичайно ефективним інструментом для швидкого створення та проектування конструкцій зі стандартизованих профілів (балок, кутників, швелерів, труб). Цей інструмент інтегрований у середовище збірки та автоматизує вибір профілів, їх розміщення, обробку кутів та створення специфікацій.

Використання генератора дозволяє швидко створювати зварні конструкції та рами, використовуючи вершини та ребра існуючих компонентів. Процес включає вибір профілю, завдання розмірів і матеріалу, а потім вказівку геометрії (ребер або точок) для розміщення елемента рами.

Наприклад, швидке проектування несучої рами ковесера. Можна легко визначити довжину, ширину та висоту, а потім за допомогою інструментів **Frame Generator** автоматично вставити необхідні профілі (наприклад, алюмінієві Т-слотові профілі або сталеві швелери) та вирізи для кріплення двигуна, редуктора тощо.

Створення жорстких рам для встановлення важких верстатів, пресів, або лабораторного обладнання забезпечує необхідну несучу здатність та легкість внесення змін.

Хоча Inventor не є повноцінною програмою для цивільного будівництва, Генератор рам чудово підходить для менших, допоміжних конструкцій. Використовуються стандартні сталеві двотаврові балки або швелери.

У середовищі складання треба створити 3D-ескіз (або кілька 2D-ескізів), які будуть визначати траєкторію або вісь розташування майбутніх елементів рами (балок, стійок). Для визначення каркаса використовуються точки, лінії та

допоміжні площини. Один із компонентів або ескіз робиться фіксованим (*Grounded*) для стабільності. Запуск генератора здійснюється інструментом вставки елемента рами **Insert Frame** перейти на вкладці **Design**.

У діалоговому вікні вибирається стандар, тип профілю, вказуються розміри і призначається матеріал. Після вставки елементів рами використовуються спеціальні інструменти генератора рам для їхнього стикування (рис. 7.45).

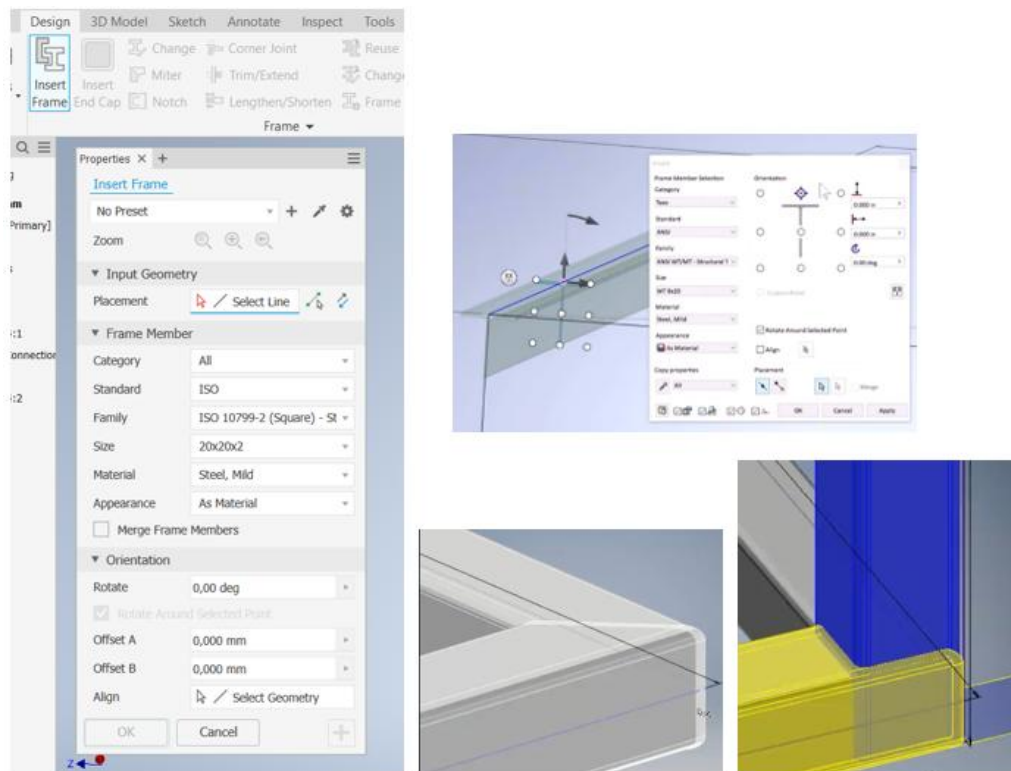


Рис. 7.45. Побудова рами з застосуванням **Frame Generator**

Елементи рами можна вставляти лише на ребрах або точках твердих тіл, ескізах або точках у контексті складання або з каркасної моделі.

Тип геометрії введення здійснюється вибором лінії 2D- або 3D-скиза або ребра моделі.

Завданням положення профілю за двома точками *Specify frame location by two points* можна виділити геометрію ескізу, а також змінити положення початку координат та орієнтацію профілю, перемістивши покажчик перед тим, як клацнути кнопкою миші.

У разі потреби можна встановити прапорець об'єднати профілі *Merge Frame Members*, щоб вибрати кілька ребер та об'єднати їх в один профіль. Наприклад, можна вибрати два ребра та згин між ними. В результаті вийде один елемент рами, що охоплює три об'єкти.

Відомості про переріз профілю, включаючи його фізичні та технічні властивості, містяться в даних профілю *Frame Member Info* на панелі профілю *Frame*.

При вставці, зміні та оновленні елементів рами можуть виникати помилки. Крім того, можуть виникати проблеми під час виконання таких команд, як косий зріз *Miter* або розтягування-стиснення елемента рами

Lengthen/Shorten Frame Member. В такому випадку може з'явитися повідомлення про відомі помилки.

Використання цього інструменту дозволяє не лише створювати геометрію, але й автоматизувати багато рутинних завдань:

Інструменти для обрізання (*Trim/Extend*), з'єднання кутів (*Miter*) та обробки торців (*Notch*) автоматично виконують складні геометричні операції.

Специфікації (*Bill of Materials - BOM*), яка включає точні довжини та кількість кожного профілю, створюються автоматично.

Генератор рам інтегрований зі специфікацією та функціями побудови креслень програми Autodesk Inventor. Елементи рами поводяться як усі інші деталі Autodesk Inventor, представлені у специфікаціях та списку деталей, та підтримують нанесення номерів позицій.

Генератор рам можна використовувати для збирання та зварних конструкцій. Створення елементів рами за допомогою генератора ґрунтується на тому ж стандарті, сімействі та розмірі, що й створення металевих профілів у бібліотеці компонентів. Елементи рам, створені за допомогою генератора рам, мають інвентарні номери, ідентичні номерам у Бібліотеці компонентів.

Рами, створені за допомогою Генератора рам, легко оптимізуються для Статичного аналізу в Inventor, оскільки їхня геометрія ідеально підходить для розрахунків балок.

7.8 Механічні калькулятори допусків, посадок, підшипників ковзання

Механічний калькулятор допуску **Tolerance Mechanical Calculator** в Autodesk Inventor виконується розрахунок замкнених лінійних розмірних ланцюгів усередині індивідуальних компонентів або у складальних вузлах.

Розмірні ланцюги складаються з окремих елементів, наприклад розмірів та інтервалу між окремими деталями (люфта). Індивідуальні елементи ланцюга можуть бути збільшувальними, зменшувальними або замикаючими. Замикаючими елементами є параметри, що утворюються під час збирання заданої деталі (наприклад, люфт) або в процесі обробки.

Інструмент Tolerance Calculator містить комплексний набір інструментів, що дозволяють отримати чітке уявлення про механічну та функціональну придатність проекту з урахуванням сукупної варіації розмірів.

Часто доводиться обчислювати та проектувати посадки валу з отвором. Ця проблема впливає на властивості кінцевого продукту та його собівартість. Для проектування ідеальної посадки слід використовувати інтерфейс майстра проектування границь та посадок **Limits and Fits Mechanical Calculator** (рис. 7.46).

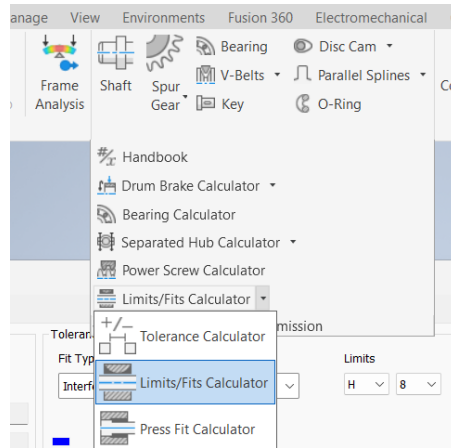


Рис. 7.46. Вибір генератора Limits and Fits Mechanical Calculator

Допуски та посадки використовуються для визначення допусків сполучених деталей. Допуски найчастіше використовуються для циліндричних отворів та валів, але їх також можна використовувати для будь-яких суміжних деталей незалежно від геометрії.

У полі групи умов **Conditions** вибрати базову систему посадки та ввести умови розрахунку. В області зони допуску **Tolerance Zones** вибрати тип посадки в списку, що розкривається (наприклад, посадка з натягом **Interference**).

З результатів розрахунку можна вибрати різні за кольором зони допуску. Якщо така зона допуску відсутня, це означає, що не виявлено посадки, що відповідають введеним умовам.

У правому нижньому кутку вкладки **Calculation** можна відкрити додаткові дані, щоб встановити параметри, наприклад стандартне або відображене зображення допуску.

При розрахунку за допомогою механічного калькулятора допусків та посадок використовуються дані стандарту ISO 286 або ANSI B4.1. Стандарт можна вибрати в області додаткових параметрів (рис. 7.47).

До кожного стандарту існує власний профіль; як одиниці вимірювання номінального діаметра і відхилень від номіналу використовуються міліметри за стандартом ISO і дюйми за стандартом ANSI.

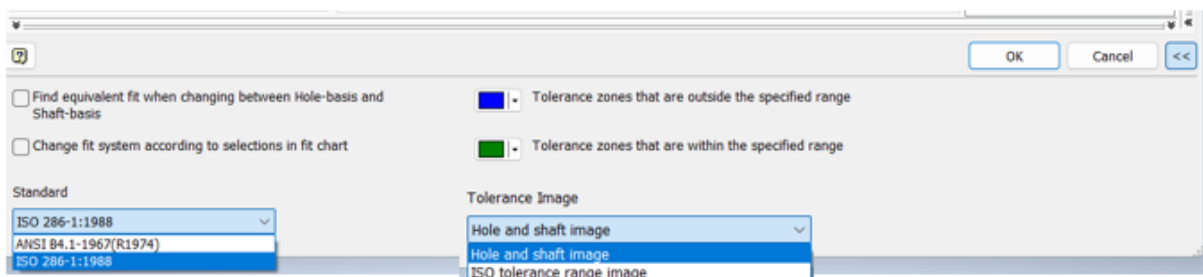


Рис. 7.47. Інтерфейс Limits and Fits Mechanical Calculator

Наприклад, необхідно визначити розрахункове значення посадки із зазором для валу в бронзовій втулці.

Вибрати на стрічці вкладки Design панель Power Transmission Калькулятор допусків/посадок Limits/Fits Calculator. Піктограма  дозволяє краще орієнтуватись з вибором інструменту.

У полі зони допуску Tolerance Zones зі списку типу посадки вибрати посадку із зазором Clearance. У полі умов Conditions виберіть параметр допуску у системі отвору Hole-basis system.

Встановити номінал Basic Size, вказати максимальний Max. clearance і мінімальний Min. clearance зазори. В результаті буде виділено лише одну зону допуску. Для збереження результату натиснути ОК (рис. 7.48).

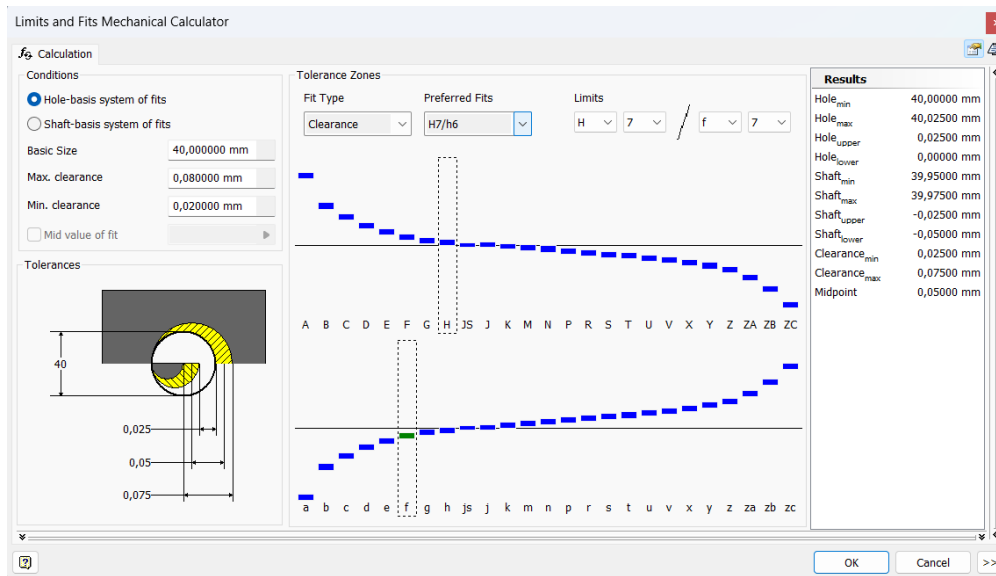


Рис. 7.48. Визначення зони допуску посадки із зазором Clearance

Аналогічним чином вибираються для розрахунку посадки з натягом. Вибирається відповідно допуск у системі вала чи отвору.

З результатів розрахунку можна вибрати різні за кольором зони допуску. Якщо така зона допуску відсутня, це означає, що не виявлено посадки, що відповідають введеним умовам.

Для найбільш відомого шпонкового з'єднання вибирається перехідна посадка на валу. Її також можна швидко визначити за допомогою калькулятора.

У полі типу посадки вибирається перехідна посадка, вибирається параметр допуску у системі отвору для маточини та у системі вала для паза вала. Встановлюються відповідні максимальні й мінімальні зазори. В результаті буде виділено певну зону допуску.

Калькулятор пресової посадки **Press Fit Calculator** в Autodesk Inventor є потужним інструментом для проектування та розрахунку пружних циліндричних коаксіальних з'єднань з натягом (пресових посадок) для суцільних або порожнистих валів у гарячому чи холодному стані. Після введення вихідних даних, вибору матеріалів отримуємо відповідний розрахунок (рис. 7.49).

Цей інструмент дозволяє швидко спроектувати та перевірити з'єднання на відповідність вимогам міцності та умов складання, наприклад для посадок підшипників кочення.

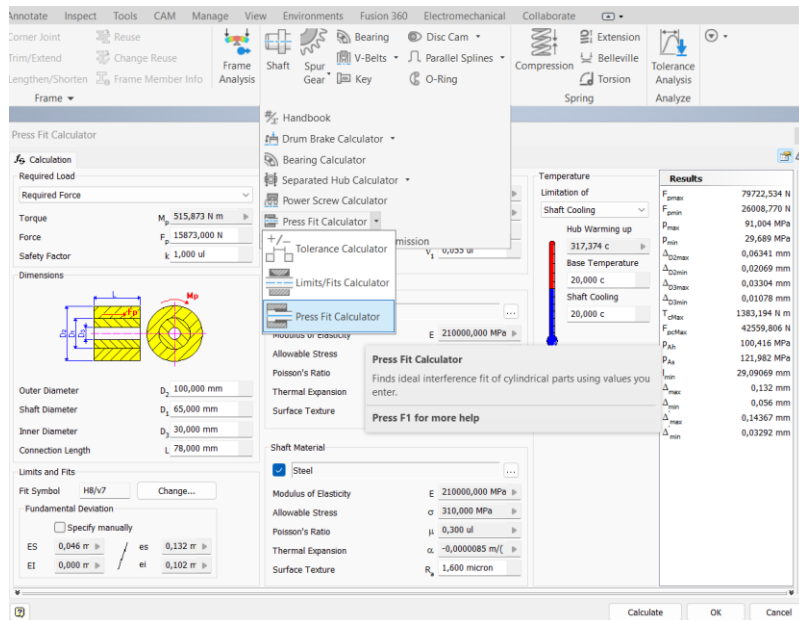


Рис. 7.49. Інтерфейс калькулятора пресової посадки

Plain Bearing Calculator

За допомогою калькулятора Plain Bearing Calculator виконується розрахунок і проектування підшипників ковзання і перевіряються радіальні підшипники ковзання, що знаходяться під статичним навантаженням, з гідродинамічною мастилом.

Для виконання розрахунку слід відкрити вкладку Bearing Calculator на панелі Power Transmission. На вкладці розрахунку вводяться вхідні дані, розрахунок виконується при натисненні кнопки Calculate. Щоб ввести додаткові параметри, натиснути відповідну вкладку внизу вікна. Для відображення діаграми радіального підшипника можна скористатись кнопкою перегляду Preview. (рис. 7.50).

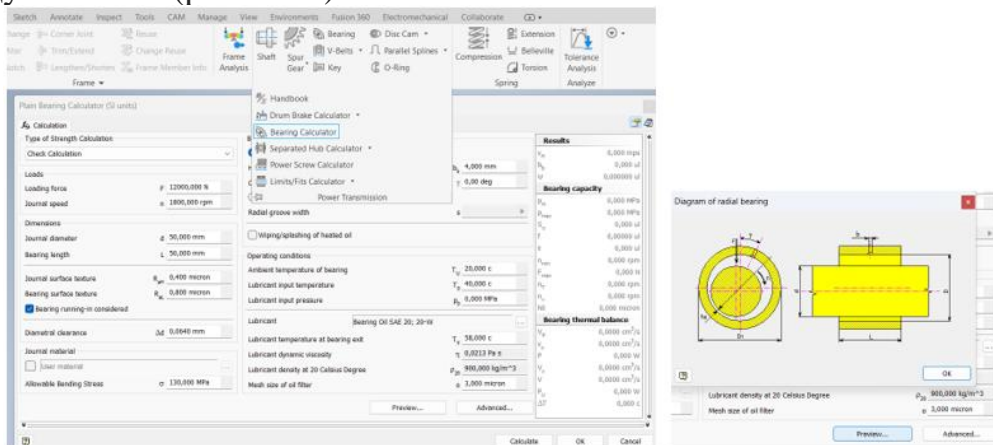


Рис. 7.50. Інтерфейс вкладки Plain Bearing Calculator і відображення діаграми радіального підшипника

Контрольні питання

1. Які основні види з'єднань деталей машин використовуються у машинобудуванні?
2. В яких випадках застосовуються шліцьові з'єднання замість шпонкових?
3. Назвіть основні можливості генератора шпонкових з'єднань.
4. Яким чином у генераторі можна налаштувати матеріали штифта, вала та маточини?
5. Види штифтів для проєктування в генераторі компонентів штифта.
6. Опишіть порядок створення моделі штифтового з'єднання.
7. Опишіть порядок створення отворів для штифтового з'єднання.
8. Як перевірити міцність шліцьового з'єднання у середовищі Inventor і які критерії використовуються для перевірки?
9. Як визначити рекомендовані розміри маточини для створення шліцьового з'єднання?
10. Який тип з'єднання використовується для передачі великих крутних моментів?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 7

1. Як призначити матеріал призматичної шпонки?

- а) вибрати з вкладки Key Material;
- б) вибрати з вкладки Shaft Material;
- в) вибрати з вкладки Hub Material;
- г) вибрати зі стандарту.

2. Як визначаються розміри шпонки?

- а) залежно від діаметра вала;
- б) залежно від товщини деталей, що з'єднуються;
- в) визначаються з кресленика;
- г) вибираються з вкладки Key Material.

3. Як побудувати паз під шпонку на валу в генераторі шпонкового з'єднання?

- а) натиснути піктограму вставки шпонки;
- б) натиснути піктограму вставки канавки вала;
- в) натиснути піктограму вставки канавки маточини;
- г) вибрати з бібліотеки.

4. Як виконати розрахунок шліцьового з'єднання в Inventor?

- а) за допомогою вкладки Parallel Splines або Involute Splines;
- б) за допомогою вкладки Bearing;

- в) за допомогою вкладки Disc Cam;
- г) за допомогою вкладки Compression.

5. Який розділ панелі інструментів слід вибирати для проєктування різьбових з'єднань?

- а) Bolted Connection;
- б) Spur Gears Component Generator;
- в) Worm Gear;
- г) V-Belts.

6. Як визначаються розміри гайки для болтового з'єднання?

- а) залежно від розміру болта;
- б) залежно від товщини деталей, що з'єднуються;
- в) визначаються з таблиці параметрів;
- г) гайка для болтового з'єднання не потрібна.

7. Як створити отвір для розташування штифта в з'єднанні?

- а) інструментом Hole;
- б) інструментом Extrude при побудові ескізу;
- в) інструментом Revolve при побудові ескізу;
- г) отвір не потрібен.

8. Який розділ панелі інструментів слід вибирати для проєктування штифтових з'єднань?

- а) Clevis Pin;
- б) Spur Gears Component Generator;
- в) Bolted Connection;
- г) Worm Gear.

9. На який вид напружень розраховують штифтове з'єднання?

- а) зріз;
- б) розтяг;
- в) стиск;
- г) згин.

10. Як визначаються розміри штифта в штифтових з'єднаннях?

- а) залежно від розмірів деталей, що з'єднуються;
- б) залежно від матеріалу деталей, що з'єднуються;
- в) залежно від виду навантаження;
- г) вибираються будь-які.

11. Який модуль SOLIDWORKS використовується для вставки болтів, гайок та шайб із бібліотеки стандартних компонентів?

- а) Simulation;
- б) Toolbox;
- в) PDM;

г) АРМ FEM.

12. Який тип з'єднання в Design Accelerator (Inventor) використовується для забезпечення передачі крутного моменту з вала на маточину за допомогою прямокутного елемента?

- а) шпонкове з'єднання (Key connection);
- б) з'єднання зі штифтом (Pin connection);
- в) різьбове з'єднання (Thread connection);
- г) зубчасте з'єднання (Spline connection).

13. Яке типове спряження у SOLIDWORKS або Inventor використовується для позиціонування штифта в отворі?

- а) паралельність (Parallel) та відстань (Distance);
- б) тангенціальність (Tangent) та кут (Angle);
- в) концентричність (Concentric) та співпадіння площин (Coincident);
- г) лінійний масив (Linear Pattern).

14. Який розрахунок на міцність є обов'язковим для болтового з'єднання, що піддається дії розтягувальних сил, і автоматично виконується в Design Accelerator?

- а) перевірка стійкості (Buckling) стержня болта;
- б) розрахунок на кручення головки болта;
- в) розрахунок на згин шайби;
- г) перевірка на міцність болта на розтяг та забезпечення необхідного попереднього натягу.

15. Який параметр шпонкового з'єднання в Design Accelerator (Inventor) необхідно скоригувати, якщо з'єднання піддається дії високих ударних навантажень?

- а) діаметр вала;
- б) ширина шпонки;
- в) довжина шпонки;
- г) матеріал маточини.

8. ПРОЄКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ОБСЛУГОВУЮТЬ ПЕРЕДАЧІ ЗАСОБАМИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

8.1 Вибір і розрахунок підшипників

Підшипники є одними з найважливіших елементів машин і механізмів. Їх призначення – підтримувати вали та осі, забезпечуючи обертальний рух з мінімальним тертям.

Правильний вибір типу підшипника визначає надійність, довговічність і ефективність роботи всієї конструкції. У сучасному машинобудуванні найбільш поширеними є підшипники кочення, завдяки простоті обслуговування, малим втратам на тертя та стандартизації розмірів.

Міжнародна система маркування підшипників відрізняється від системи ГОСТ і регламентується певними стандартами. Усі стандартні метричні підшипники згідно з ISO мають основні позначення, що складаються з трьох, чотирьох або п'яти цифр або комбінацій літер і цифр. Існує певна схема, яка представляє систему позначень, прийняту для більшості підшипників.

Хоча міжнародні стандарти (особливо ISO) домінують і багато національних стандартів (як-от ДСТУ/ГОСТ) були гармонізовані з ними, існують ключові відмінності, особливо у маркуванні.

У більшості випадків розміри та допуски підшипників, виготовлених за ГОСТ/ДСТУ та ISO, взаємозамінні в межах одного типу та серії, оскільки ГОСТ/ДСТУ гармонізовані з ISO у частині основних геометричних параметрів.

Вибір типу підшипника виконують за умовами роботи, розрахунок для підшипників, що сприймають комбіноване навантаження, ведеться за еквівалентним динамічним навантаженням. Основний розрахунок підшипника виконується на довговічність.

8.2 Моделювання підшипникових вузлів у SOLIDWORKS

У середовищі **SOLIDWORKS** підшипники можна додавати двома способами:

- Через **Toolbox** → *Bearings* → вибір типу.
- Через бібліотеку **Camnetics GearTeq/3D ContentCentral**, імпортуючи параметричну модель.

При виборі підшипника з бібліотеки через **Toolbox** вводяться параметри навантаження, визначається ресурс і отримується модель підшипника. Цей інструмент дозволяє розрахувати загальний термін служби та навантаження підшипника, а також вибрати потрібний стандарт та тип підшипника зі списку.

Розрахунок і вибір підшипників – це ключовий етап машинобудівного проєктування, що поєднує теоретичні розрахунки з комп'ютерним моделюванням. Використання CAD-середовища **SOLIDWORKS** дає можливість не лише підібрати підшипник за каталогом, а й візуалізувати роботу вузла, перевірити посадки, зусилля та умови тертя.

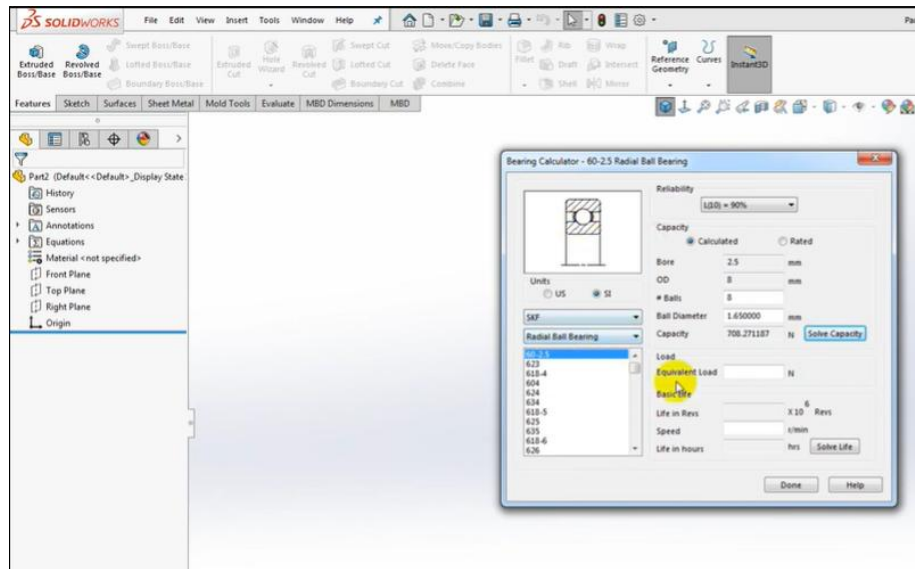


Рис. 8.1. Вибір підшипника через Toolbox

Але для моделювання підшипникових вузлів у збірках для точного позиціонування доводиться застосовувати обмеження Concentric і Coincident, що дещо ускладнює проєктування. Також відсутні повноцінні інженерні розрахунки довговічності, навантаження, тепловиділення, вібрацій.

SOLIDWORKS не перевіряє посадки підшипників на валах і в корпусах згідно зі стандартами (H7/g6, N6/h5 тощо).

8.3 Вибір і розрахунок підшипників у середовищі Autodesk Inventor

Середовище Autodesk Inventor є потужною системою тривимірного параметричного проєктування, що містить низку інструментів для автоматизованого розрахунку машинобудівних вузлів, зокрема підшипників.

Модуль Design Accelerator та Content Center в Inventor дозволяє автоматично вибирати тип і розмір підшипника залежно від навантаження, швидкості та довговічності, вставляти 3D-модель підшипника безпосередньо в збірку. Для вибору підшипників відкрити середовище Assembly (.iam), додати вал та корпус або імпортувати їх з існуючих деталей (рис. 8.2).

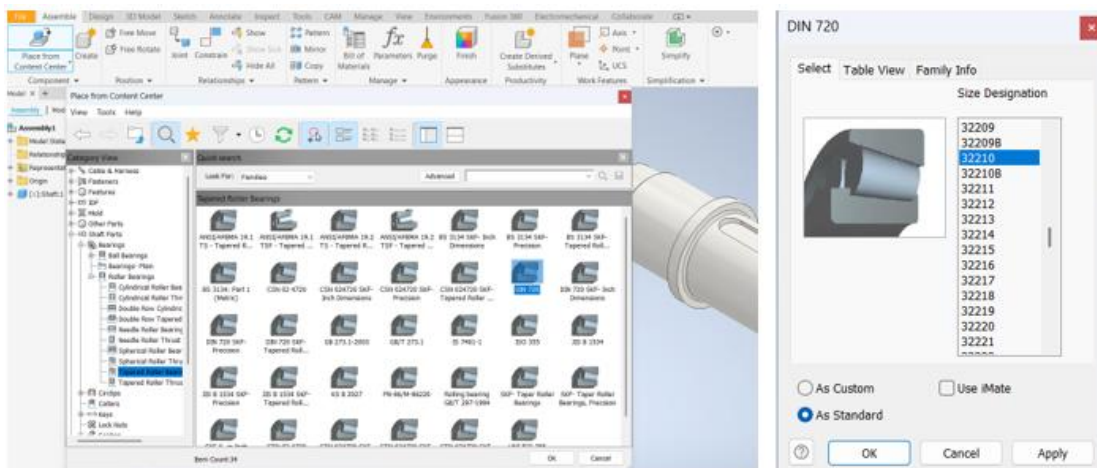
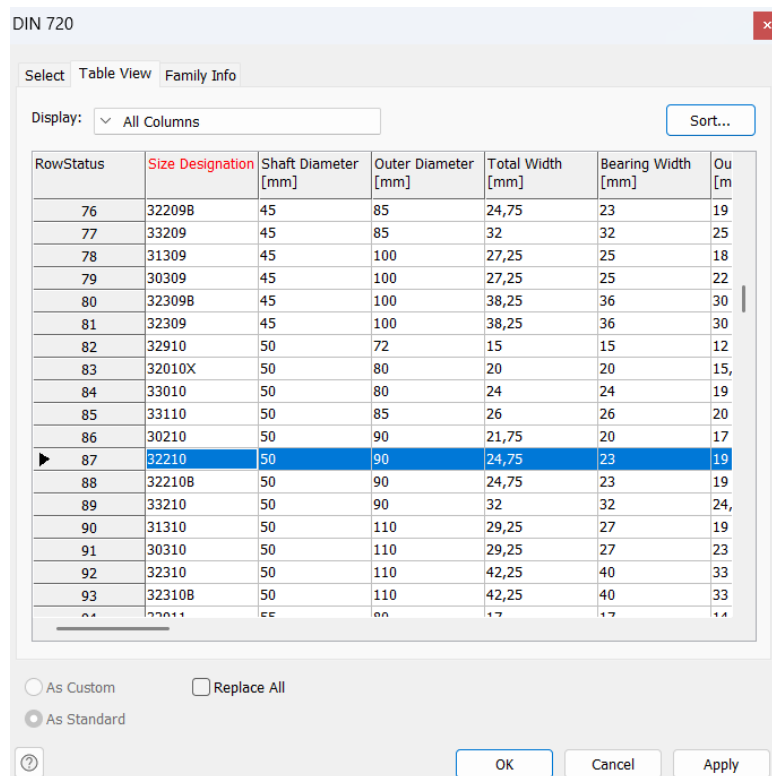


Рис. 8.2. Вибір підшипника з Content Center

За потреби можна налаштувати параметри підшипника переглянувши їх в таблиці Table View (рис. 8.3).



RowStatus	Size Designation	Shaft Diameter [mm]	Outer Diameter [mm]	Total Width [mm]	Bearing Width [mm]	Outer Diameter [mm]
76	32209B	45	85	24,75	23	19
77	33209	45	85	32	32	25
78	31309	45	100	27,25	25	18
79	30309	45	100	27,25	25	22
80	32309B	45	100	38,25	36	30
81	32309	45	100	38,25	36	30
82	32910	50	72	15	15	12
83	32010X	50	80	20	20	15
84	33010	50	80	24	24	19
85	33110	50	85	26	26	20
86	30210	50	90	21,75	20	17
87	32210	50	90	24,75	23	19
88	32210B	50	90	24,75	23	19
89	33210	50	90	32	32	24
90	31310	50	110	29,25	27	19
91	30310	50	110	29,25	27	23
92	32310	50	110	42,25	40	33
93	32310B	50	110	42,25	40	33

Рис. 8.3. Перегляд параметрів вибраного підшипника

Після підтвердження вибору можна автоматично вставити обраний підшипник у збірку, задати орієнтацію і тип посадкового з'єднання. Щоб отримати підшипниковий вузол, необхідно застосувати відповідні залежності для побудови збірки (рис. 8.4). Розрахунок підшипників в такому випадку програма не виконує.

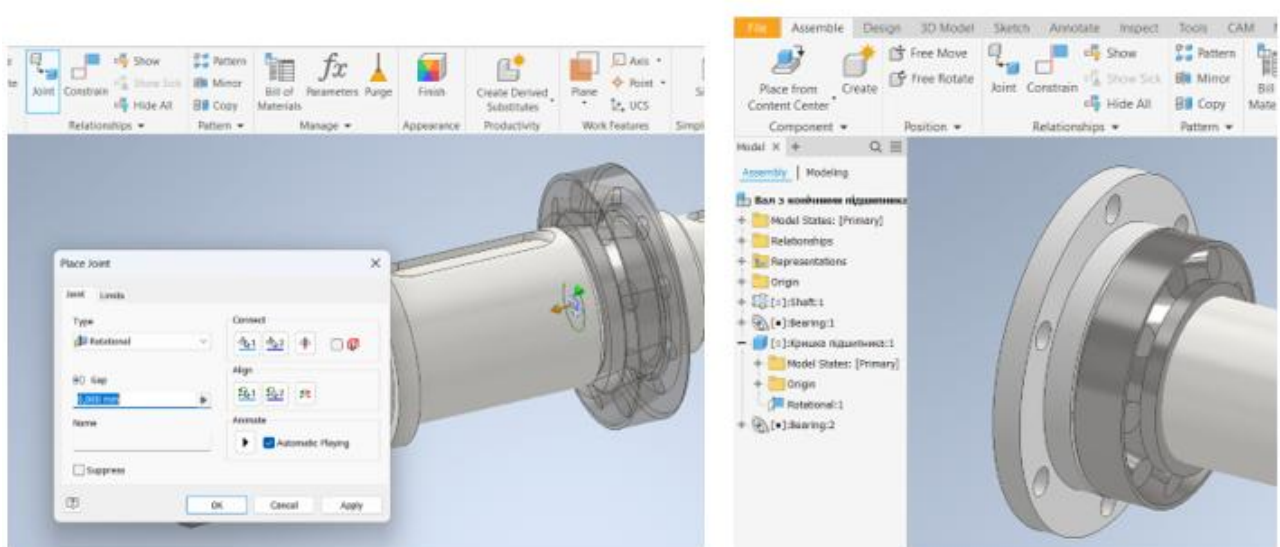


Рис. 8.4. Моделювання підшипникового вузла

Для розрахунку роликових та кулькових підшипників користуються Генератором компонентів підшипника **Bearing Generator**. Він забезпечує

проектування та розрахунок параметрів підшипника, містить велику бібліотеку стандартних підшипників відповідно до міжнародних стандартів ISO, ANSI, DIN [3].

На вкладці **Design** обрати **Power Transmission** → **Bearing**, у діалоговому вікні вибрати тип підшипника. Після введення вихідних даних система автоматично підбирає підшипник із бази міжнародних стандартів, присутніх в бібліотеці (рис. 8.5).

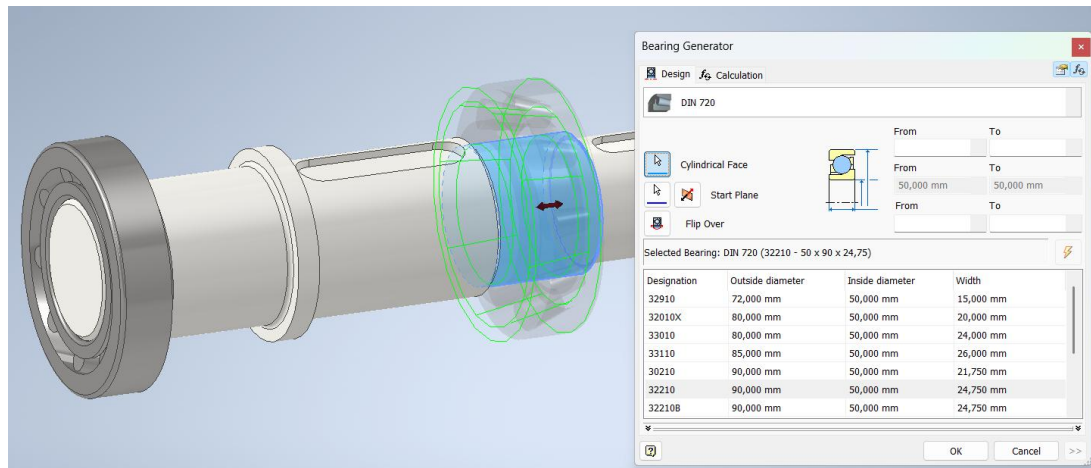


Рис. 8.5. Вибір підшипника через Bearing Generator

Проектування підшипника виконується на потрібний термін служби

Після введення всіх параметрів і натискання **Calculate** система виконує розрахунок підшипника, використовуючи загальну формулу розрахунку на довговічність. Якщо вибраний підшипник не задовольняє даним умови міцності та довговічності, програма виділяє помилки або попередження. Тоді слід змінити вихідні дані або вибрати інший підшипник і повторити розрахунок.

При користуванні генератором **Bearing Generator** програма автоматично вставляє модель у збірку вала - достатньо вибрати відповідну поверхню або грань. При необхідності відповідної орієнтації підшипника користуються інструментом **Flip Over**.

Розрахунок і вибір підшипників у Autodesk Inventor поєднує інженерну точність з параметричним моделюванням, що робить цей інструмент надзвичайно корисним у навчальному процесі.

8.4 Вставка ущільнювальних кілець

Можливості модулів Autodesk Inventor дає змогу вставляти стандартні елементи в збірку без застосування залежностей, що дуже зручно. Генератор ущільнювальних кілець **O-Ring Generator** служить для вставки кільця ущільнювача в виточку (рис. 8.6). Генератор ущільнювальних кілець хоча й не виконує ніяких розрахунків, але він створює осьові ущільнення та виточки на циліндрах та плоских поверхнях (осьові ущільнення). Немає потреби застосовувати відповідні залежності в збірці.

Для вставки кілець ущільнювачів на циліндричні поверхні необхідні точні діаметри для стрижня і отвору. Перед використанням генератора ущільнювальних кілець необхідно створити циліндричні поверхні.

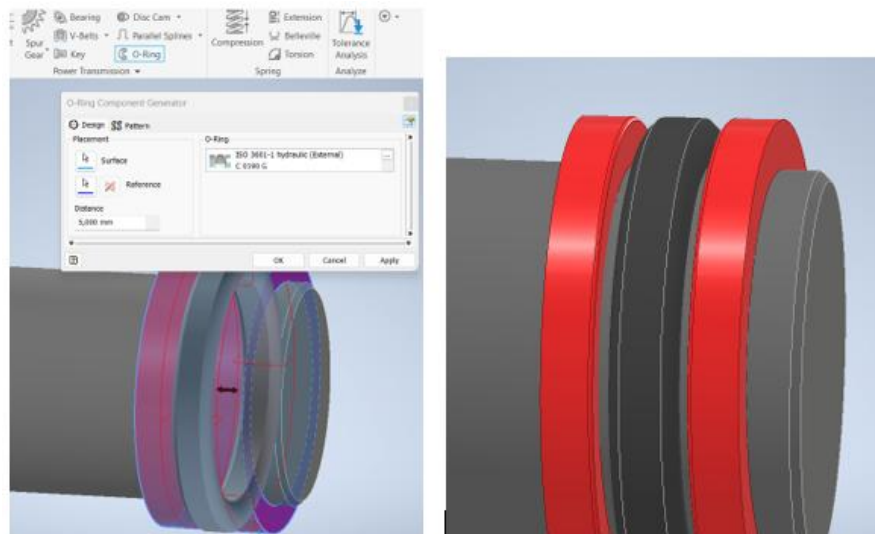


Рис. 8.6. Вставка ущільнювальних кілець

Підтримується два типи геометрії ущільнювальних кілець: радіальні та осеві. Радіальні ущільнення розташовані між двома циліндричними поверхнями. На одній з поверхонь, на яких розміщується кільце ущільнювача, є канавка. Інша поверхня має відповідний діаметр, що забезпечує належне стиснення кільця ущільнювача.

Ущільнювальне кільце можна вибрати в області O-Ring перед вказівкою місця вставки. У меню категорії вибрати зовнішнє радіальне Radial External або внутрішнє радіальне Radial Internal. Потім вкажіть місце розміщення кільця ущільнювача.

8.5 Проєктування пружин

Група деталей машин «Пружини» займає особливе місце в загальній класифікації деталей машин і використовується практично у всіх галузях машинобудування. Основне застосування в машинобудуванні мають пружини з круглого дроту завдяки їх найменшій вартості та у зв'язку з тим, що витки круглого перетину краще інших працюють на кручення.

Пружини відносяться до деталей машин, які вимагають достатньо точних розрахунків. Їх обов'язково необхідно розраховувати на жорсткість – величина, що чисельно виражає зусилля, потрібне для деформації пружини на одиницю довжини (Н/мм).

При практичних розрахунках пружини можна вибрати по таблицях стандартів, у яких, поряд із діаметрами D і d , указані значення жорсткості одного витка z_1 , а також максимальний прогин одного витка f_3 , а потім перевіряють на міцність і уточнюють розміри. Проєктування за допомогою прикладних програм САПР зручно тим, що крім розрахунку можна отримати й графічну модель пружини.

У середовищі SolidWorks пружини можуть бути спроектовані параметричним методом, тобто з можливістю автоматичного регулювання їх геометрії відповідно до змін параметрів. Найпростіший спосіб конструювання таких елементів виконується за допомогою інструментів **Helix/Spiral**, **Sweep** та **Equation-driven curve**. Тобто будується ескіз осі (наприклад, коло або лінію, навколо якої утворюватиметься спіраль) і командою **Insert** → **Curve** → **Helix/Spiral** будується спіральна поверхня пружини.

Також У **SOLIDWORKS Toolbox** передбачені типові стандартні пружини, для яких вводяться необхідні параметри. Аналізувати навантаження та деформації пружини можна методом кінцевих елементів.

У **Autodesk Inventor** існує кілька способів створення та розрахунку пружин від простого геометричного побудування до повного інженерного розрахунку, що дозволяє як швидко формувати стандартні компоненти, так і виконувати індивідуальне 3D-проектування складних геометрій.

Побудова 3D-моделі вручну за допомогою інструментів **Helical Coil / Sweep / Coil Command** дозволяє створити пружину або будь-яку спіральну форму. Можна виконати імпорт готових моделей із бібліотеки компонентів, що дає змогу вставити стандартні пружини але без додаткового розрахунку.

Найзручніший і найточніший спосіб проектування пружин за допомогою використання модуля **Spring Component Generator**.

В цьому модулі виконується автоматичний розрахунок пружини, за результатами розрахунку будується 3D-модель. Є можливість формування звіту з параметрами пружини з врахуванням втоми та коефіцієнтів запасу міцності.

Для запуску генератора пружин на інструментальній палітрі **Spring** вибрати проектування відповідного типу пружини. Генератор проектування пружин працює в режимах проектування та перевірки. Доступні розрахунки таких пружин:

- **Compression** – пружини стиску;
- **Extension** – пружини розтягу;
- **Torsion** – пружини кручення;
- **Belleville** – пружини тарілчасті.

Compression Spring Component Generator

Для запуску генератора пружин стиску вибирається вкладка **Compression**. В групі параметрів розташування **Placement** задаються параметри осі й початкової площини.

В якості параметра осі **Axis** можна вибрати будь-яку циліндричну поверхню або робочу вісь, яка співвісна осі пружини. В якості початкової площини **Start Plane** можна вибрати будь-який компонент – площину, плоску грань або поверхню, по якому буде базуватись торець пружини (рис. 8.6).

Далі у цій групі два зв'язаних параметри. Перший із них – **Installed Length** – довжина моделі пружини, яка буде генеруватись. Довжину моделі можна вибрати із списку, в якому відображається тип навантаження. При виборі певного типу навантаження навпроти нижнього вікна введення з'являється відповідна назва.

Напрямок навивки пружини **Coil Direction** доступний завжди, за замовчуванням ввімкнено правий. Як правило, використовується правий напрямок навивки за винятком особливих умов, так як для пружин з лівим напрямком навивки потрібні спеціальні інструменти.

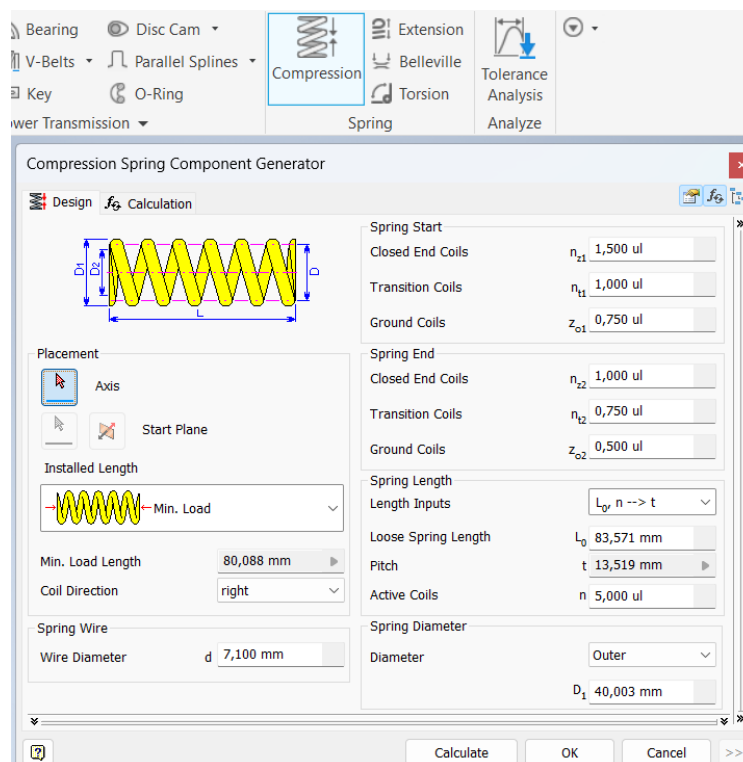


Рис. 8.6. Діалогове вікно Compression Spring Component Generator вкладка Design

Довжина пружини вибирається залежно від вибраного типу навантаження:

- **Min. Load** – мінімальне навантаження;
- **Working Load** – робоче навантаження;
- **Max. Load** – максимальне навантаження;
- **Custom** – інше.

Редагування діаметра дроту **Wire Diameter** доступне при виконанні перевірного розрахунку на вкладці Calculation.

При наявності деталі з'єднання, де буде розташовано пружину, вказується поверхня або вісь для розташування згенерованої пружини (рис. 8.7).

Результати моделювання та розрахунку можна отримати зі звіту генератора в html файлі (рис. 8.8). Після розрахунку на панелі результатів відображаються основні параметри пружини:

- Spring Index – індекс пружини (c);
- Mean Spring Diameter – середній діаметр пружини (D);
- Outside Spring Diameter – зовнішній діаметр пружини (D_1);
- Inside Spring Diameter – внутрішній діаметр пружини (D_2).

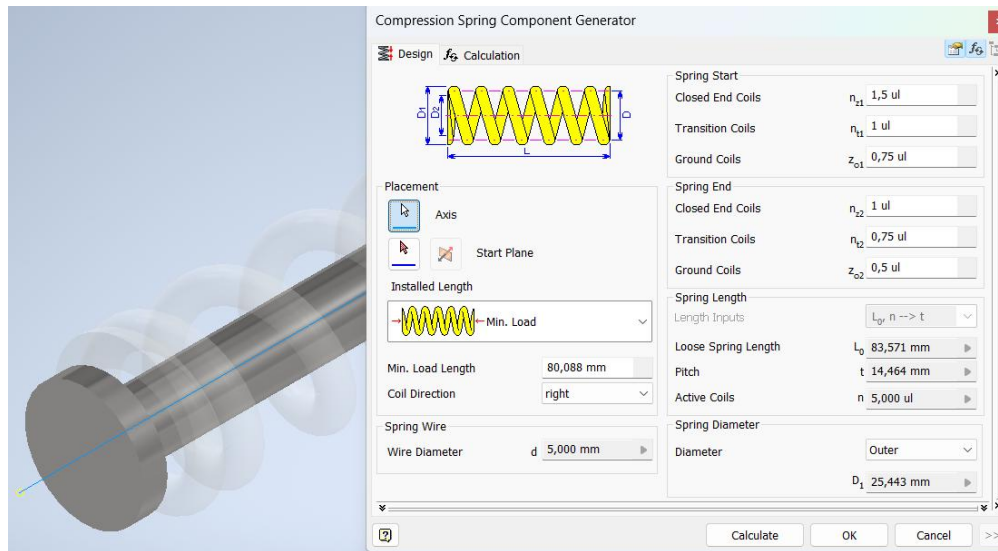


Рис. 8.7. Вибір осі розташування пружини Compression Spring

При необхідності результати розрахунку можна роздрукувати й додати до технічної документації.

▣ **Project Info (iProperties)**

▣ **Guide**

Spring Strength Calculation	Compression Spring Design
Design Type	F, Assembly Dimensions --> d, L ₀ , n, D
Method of Stress Curvature Correction	No Correction

▣ **Spring Load**

Min. Load	F ₁	500,000 N
Max. Load	F ₈	1200,000 N
Working Load	F	500,000 N

▣ **Spring Dimensions**

Loose Spring Length	L ₀	83,571 mm
Wire Diameter	d	5,000 mm
Pitch of Free Spring	t	14,464 mm
Outside Spring Diameter	D ₁	25,443 mm
Mean Spring Diameter	D	20,443 mm
Inside Spring Diameter	D ₂	15,443 mm
Spring Index	c	4,089 ul

▣ **Design of Spring Diameter**

Diameter Range	
Required Mean Diameter	D' 20,000 mm
Allowable Deviation	0,050 ul

Рис. 8.8. Результат звіту генератора пружини стиску

Після завершення розрахунку отримаємо готову модель (рис. 8.9).

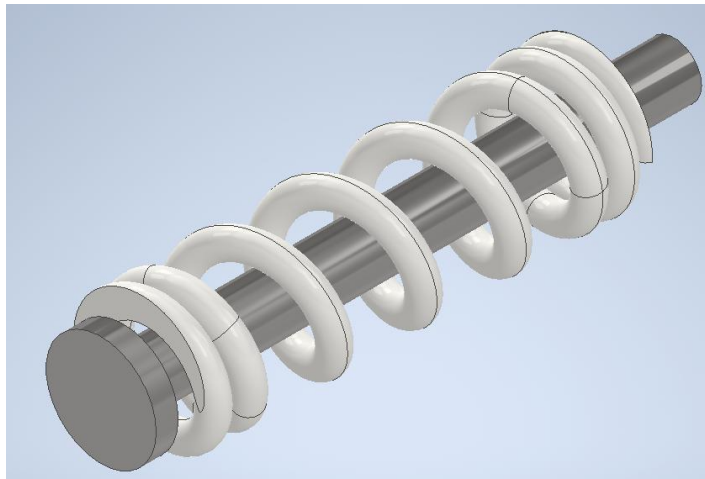


Рис. 8.9. Модель пружини Compression Spring

Compression Spring Component Generator

Для запуску генератора пружин розтягу вибирається вкладка **Extension**. В групі параметрів розташування **Placement** задаються параметри осі й початкової площини.

Кінці пружин розтягу забезпечуються зачепами, за допомогою яких її з'єднують з деталями, які вона стягує. На відміну від пружин стиснення, які потребують жорсткого напрямлення торців, пружини розтягування працюють у вільному стані, центруючись тільки точками опори [2]. На вкладці Design задаються параметри для проєктування пружини розтягування як і для пружин стиску, але ще вибирається тип зачеплення (рис. 8.10).

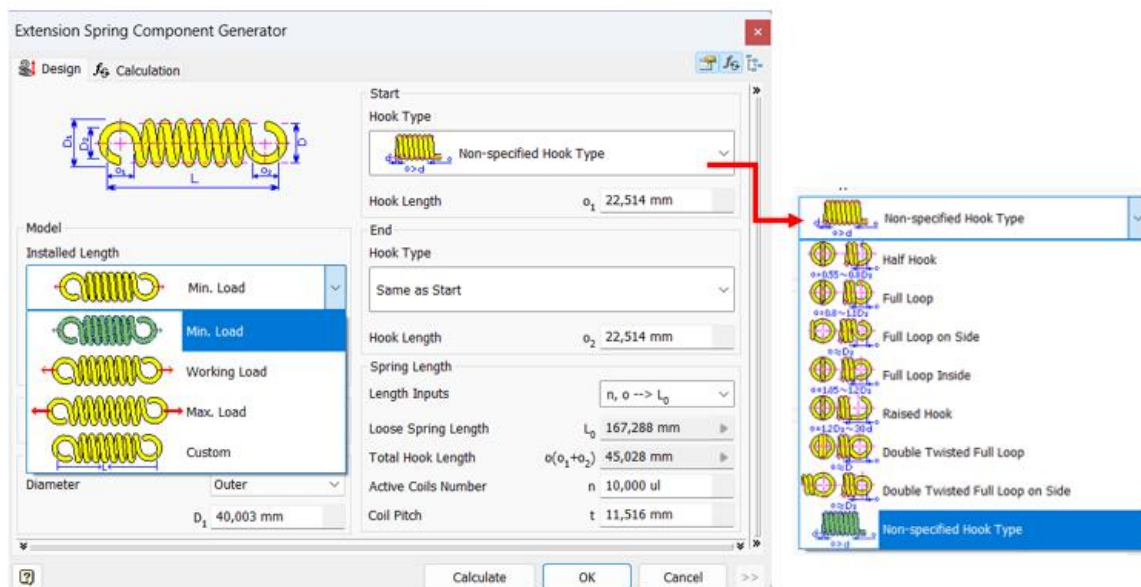


Рис. 8.10. Діалогове вікно Extension Spring Component Generator вкладка Design

Кінці пружини зазвичай вибираються однакові. Це особливо стосується пружин у наборі, хоча можна вибрати інший тип початку та кінця для пружин. Довжина пружини розтягування за рахунок зачепів завжди більша, ніж пружин стиску однакової жорсткості.

При розрахунку пружин розтягування слід також враховувати тип і напрямок навантаження при виборі зачепів. Після розрахунку на панелі

результатів відображаються основні параметри пружини як і пружин стиску (рис. 8.11).

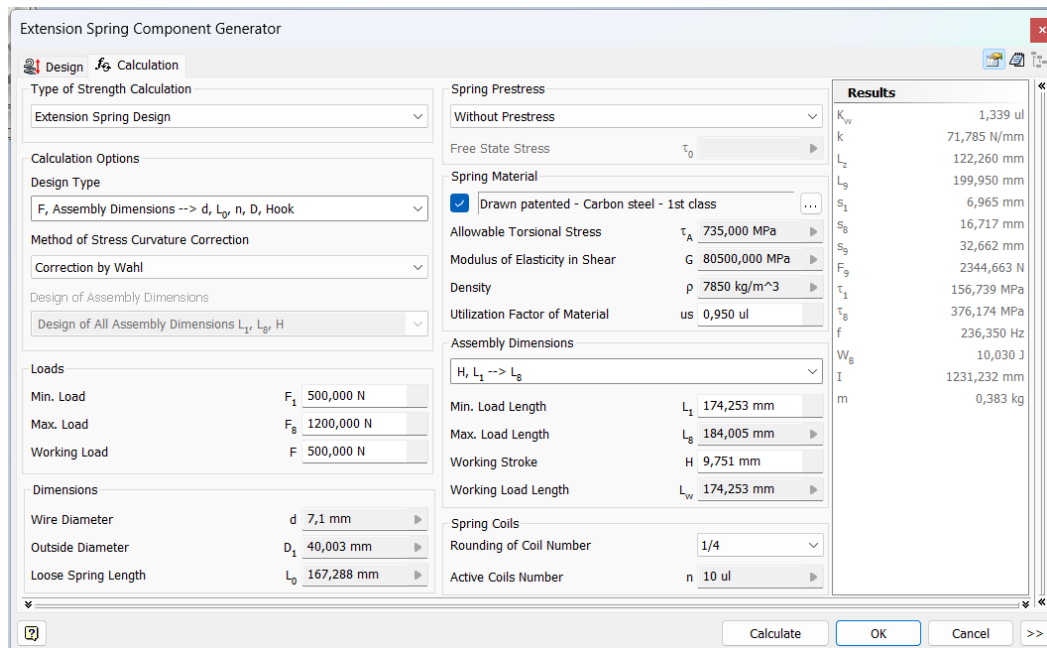


Рис. 8.11. Діалогове вікно Extension Spring Component Generator вкладка Calculation

Після завершення розрахунку отримуємо готову модель пружини (рис. 8.12).

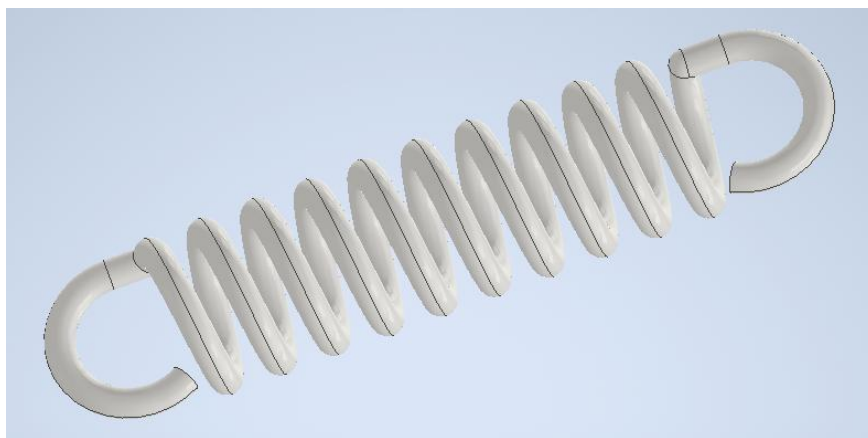


Рис. 8.12. Модель пружини Extension Spring

Torsion Spring Component Generator

Для запуску генератора пружин кручення вибирається вкладка **Torsion**. Генератор компонентів пружини кручення використовується для підбору та перевірки гвинтових пружин кручення, виготовлених методом холодної навивки із прутка круглого перерізу.

При введенні параметрів пружини вказується кут між плечима пружини angle between arms. Вибір кута стає доступним коли в розкривному списку Design вибрано параметр налаштування Custom. (рис. 8.13). Якщо вибрати інший тип навантаження, це значення розраховується після натискання кнопки Calculation.

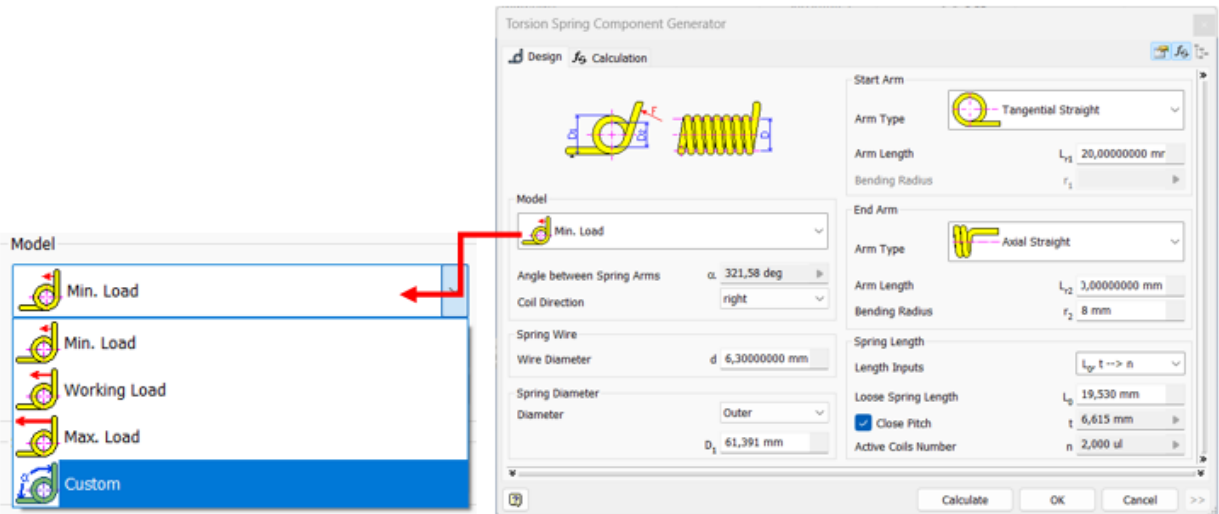


Рис. 8.13. Діалогове вікно Torsion Spring Component Generator вкладка Design

Пружини кручення мають принаймні півтора витка. Вони піддаються впливу зовнішніх сил, що діють у площинах, перпендикулярних осі навивки, створюючи таким чином крутний момент в напрямку навивки або в зворотному.

Проводиться розрахунок чистого кручення з коригуванням додаткового згину. Введення вихідних даних, матеріалу пружини й відповідних коефіцієнтів виконується аналогічно іншим пружинам з урахуванням виду навантаження. Після розрахунку отримаємо основні параметри й згенеровану модель пружини кручення (рис. 8.14).

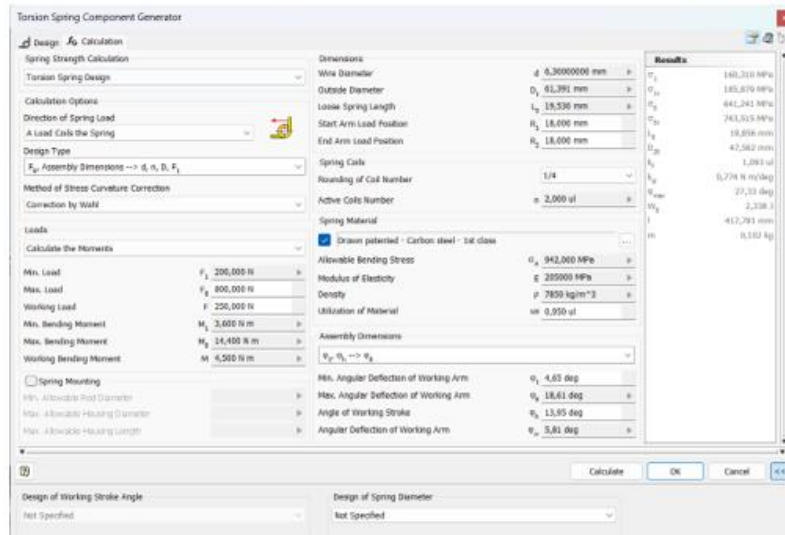


Рис. 8.14. Діалогове вікно Torsion Spring Component Generator і модель пружини

Belleville Spring Component Generator

Для запуску генератора тарілчастих пружин вибирається вкладка **Belleville**. Тарілчасті пружини використовуються для передачі великих навантажень і мають при цьому невеликі розміри. Вони використовуються поодиноці або у пакетах (рис. 8.15).

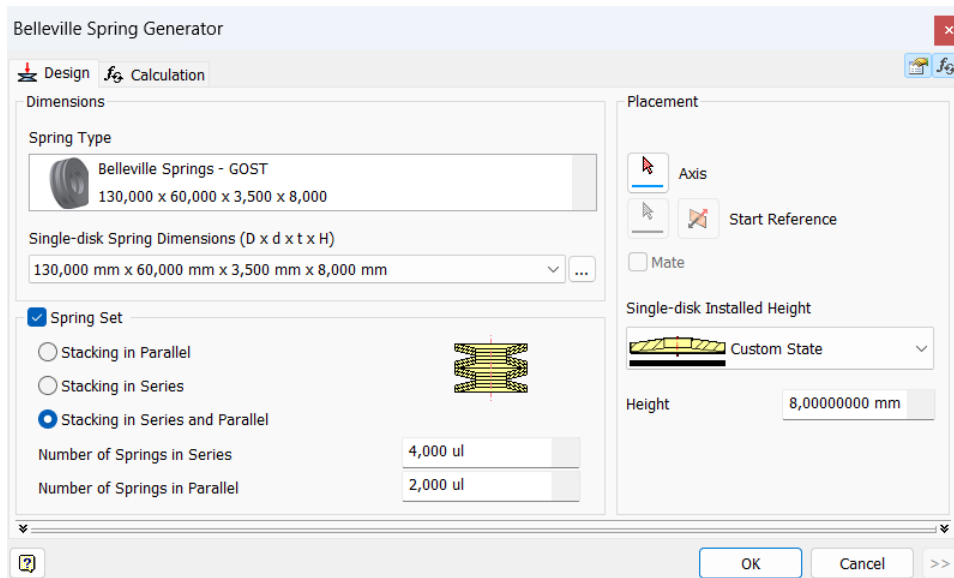


Рис. 8.15. Діалогове вікно Belleville Spring Component Generator вкладка Design

На вкладці Design вибирається тип пружини або набір пружин і вказується місце встановлення тарілчастої пружини. За умовчанням пружина вставляється в ненавантажену стані.

При правильному виборі типорозміру пружини мають великий термін служби. Параметри, які розраховуються, залежать від вибору типу розрахунку й від типу пружини: окрема пружина або вибрано пакет пружин **Spring set**. У разі відсутності потрібної пружини її розміри можна занести в базу даних.

Доступність вікон введення кількості пружин в ряду **Stacking in Series** та кількості пружин в паралелі **Stacking in Parallel** залежить від вибраної схеми збірки та від параметру типу розрахунку міцності **Type of Strength Calculation** на вкладці **Calculation**.

Додаткові параметри внизу вкладки доступні тільки для типів розрахунку міцності під відповідне навантаження. Після розрахунку отримуємо основні параметри й згенеровану модель тарілчастої пружини (рис. 8.16).

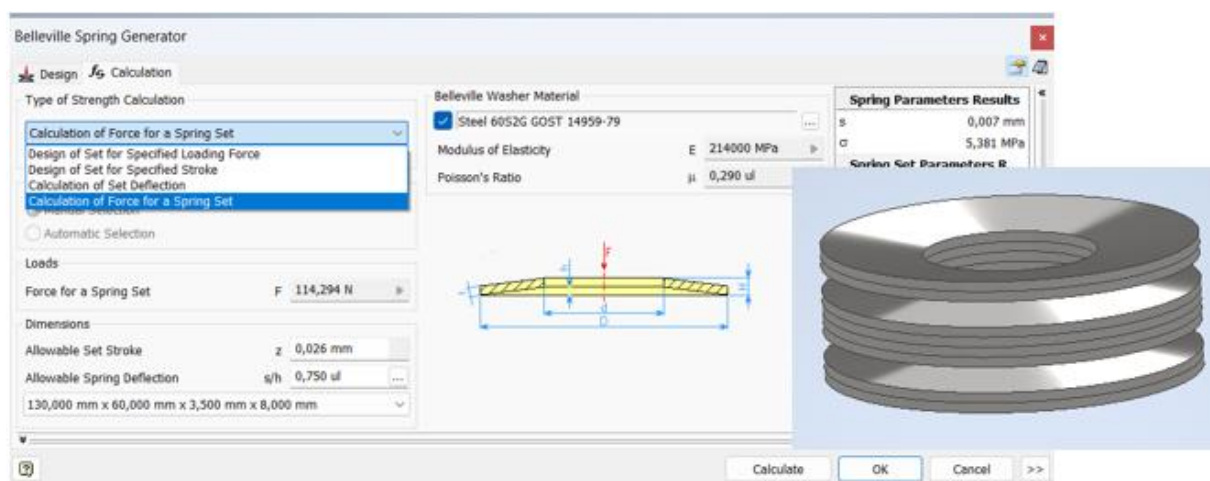


Рис. 8.16. Діалогове вікно розрахунку Belleville Spring Generator і модель пружини

Контрольні питання

1. Назвіть способи проектування підшипникових вузлів.
2. У якому модулі середовища Autodesk Inventor виконується розрахунок підшипників?
3. Назвіть призначення та основні можливості генератора підшипників.
4. Способи розміщення підшипників на валу.
5. Вкажіть різницю вставлення підшипників в збірку з бібліотеки Toolbox, Content Center та Bearing Generator.
6. Як виконати автоматичне вставлення підшипника у збірку вала або корпусу?
7. У чому полягають переваги використання Autodesk Inventor для розрахунку підшипникових вузлів порівняно з ручним методом?.
8. Як можна зберегти або експортувати звіт із результатами розрахунку?
9. У якому модулі середовища Autodesk Inventor виконується розрахунок пружин?
10. Назвіть основні силові параметри циліндричних пружин.
11. Які фізичні параметри впливають на жорсткість пружини?
12. Які відмінності у розрахунку пружини розтягування і стиску?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 8

1. Яке призначення підшипників у машинах?

- а) передача обертового моменту;
- б) підтримування валів і зменшення тертя при обертанні;
- в) зміна напрямку руху;
- г) захист деталей від корозії.

2. У якому модулі Autodesk Inventor виконується розрахунок підшипників?

- а) Bearing Generator;
- б) Stress Analysis;
- в) Frame Generator;
- г) Simulation.

3. Які основні вихідні дані потрібні для розрахунку підшипника?

- а) маса та температура;
- б) модуль пружності й діаметр отвору;
- в) радіальне й осьове навантаження, частота обертання, тип вала;
- г) коефіцієнт тертя та мастило.

- 4. Яка основна перевага використання Autodesk Inventor для розрахунку підшипників?**
- а) автоматизація вибору та інтеграція з моделлю вала;
 - б) висока точність FEM-аналізу;
 - в) реальне моделювання тіл кочення;
 - г) підтримка будь-яких нестандартних підшипників.
- 5. Які дії потрібно виконати для зміни типу підшипника після розрахунку?**
- а) видалити модель;
 - б) змінити матеріал деталі;
 - в) відкрити Bearing Generator і вибрати інший тип або серію;
 - г) виконати повторний розрахунок вручну.
- 6. Яке основне призначення пружин у механізмах?**
- а) з'єднання деталей;
 - б) зменшення ваги конструкції;
 - в) накопичення і віддача потенціальної енергії при деформації;
 - г) передача крутного моменту.
- 7. Які дані потрібно ввести для розрахунку пружини?**
- а) силу навантаження, довжину, кількість витків, діаметр дроту;
 - б) маса, момент інерції;
 - в) коефіцієнт тертя, температуру;
 - г) модуль пружності корпусу.
- 8. Який з перерізів дроту для виготовлення виткої пружини розтягування або стиску найбільш розповсюджений?**
- а) круглий;
 - б) прямокутний;
 - в) квадратний;
 - г) трикутний.
- 9. В яких одиницях вимірюється жорсткість пружин?**
- а) Н/мм;
 - б) Н·мм;
 - в) мм/Н;
 - г) Н.
- 10. Переваги використання генератора Spring Generator для розрахунку пружин.**
- а) можливість отримання розрахунку й моделі пружини;
 - б) можливість отримати анімацію;
 - в) наявність стандартів ДСТУ;
 - г) немає переваг у порівнянні з онлайн розрахунком.

11. Недоліки використання генератора Spring Generator для розрахунку пружин.

- а) можливість розрахунку тільки тих пружин, для яких створені генератори;
- б) неможливість задати певний матеріал;
- в) наявність стандартів ДСТУ;
- г) неможливість отримання моделі пружини.

12. Яка основна перевага використання Autodesk Inventor для розрахунку пружин?

- а) автоматичне генерування звітів у Word;
- б) автоматичний підбір геометрії за заданими навантаженнями;
- в) візуалізація руху тіл кочення;
- г) аналіз динаміки зубчастих передач.

13. Який інструмент SOLIDWORKS дозволяє швидко вставити стандартизований підшипник, що відповідає ISO або DIN, у складальну одиницю?

- а) Weldments;
- б) Sheet Metal;
- в) Toolbox;
- г) CircuitWorks.

14. Який ключовий параметр розраховує Design Accelerator (Inventor) для підшипника на основі вхідних даних (навантаження, швидкість, тип підшипника)?

- а) коефіцієнт тертя;
- б) мінімально допустиму твердість вала;
- в) оптимальну ширину підшипника;
- г) номінальну довговічність (L10) в годинах роботи.

15. Який інструмент у SOLIDWORKS використовується для швидкого створення гвинтової лінії, яка є основою для 3D-моделювання пружини стиснення?

- а) Composite Curve (Комбінована крива);
- б) Curve Through XYZ Points (Крива по точках XYZ);
- в) Helix and Spiral (Спіраль і крива);
- г) Project Curve (Проекційна крива).

9. СИСТЕМА МІЦНІСНОГО АНАЛІЗУ МОДЕЛЕЙ

9.1 Середовище аналізу напружень

Аналіз напружень допомагає знайти найкращі варіанти проєктування деталей чи збірки. На ранніх етапах розробки проєкту можна переконатися, що у передбачуваних умовах він функціонує задовільно, без поломок і деформацій.

Аналіз напружень можна виконувати на моделі деталі або збірки. Вкладка аналізу напружень **Stress Analysis** знаходиться в меню **Environments** (рис. 9.1).

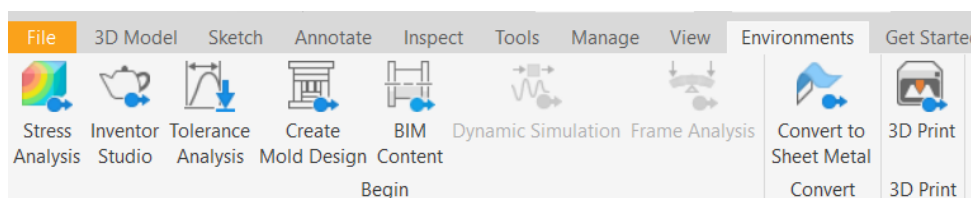


Рис. 9.1. Вхід в модуль Stress Analysis

Аналіз напружень доступний на панелі керування **Manage**. На ній при першому вході в модуль з даною деталлю або збіркою активними є тільки команди: **Create Simulation**, **Frame Analysis Settings** та **Finish**. Браузер аналізу напружень в цьому випадку містить тільки заголовок.

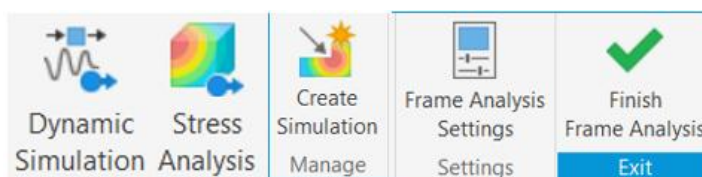


Рис. 9.2. Активні команди при першому вході в модуль Stress Analysis

Аналіз напружень **Stress Analysis** призначений для виконання експрес розрахунків твердотільних об'єктів в системі **Autodesk Inventor** і візуалізації результатів цих розрахунків. До складу модуля входять інструменти підготовки деталей і зборок до розрахунку, завдання граничних умов і навантажень, а також вбудовані генератори кінцевоелементної (КЕ) сітки (як з постійним, так і зі змінним кроком) і постпроцесор.

Цей функціональний набір дозволяє змодельовати твердотільний об'єкт і комплексно проаналізувати поведінку розрахункової моделі при різних впливах з точки зору статички, власних частот, стійкості і теплового навантаження.

Для створення кінцево-елементного представлення об'єкту в **Stress Analysis** передбачена функція генерації КЕ-сітки, при виклику якої відбувається відповідне розбиття об'єкта із заданим кроком. Якщо створена розрахункова модель має складні нерівномірні геометричні переходи, то може бути проведено так зване адаптивне розбиття. Для того, щоб результат процесу був більш якісним, генератор сітки автоматично (з урахуванням заданого користувачем максимального коефіцієнта згущення) варіює величину кроку розбиття.

Робота полягає у визначенні максимального прогину балки і порівняно отриманої величини з результатом розрахунку, виконаного відповідно до класичною методикою опору матеріалів.

Для аналізу напружено-деформованого стану тривимірних моделей машинобудівних і будівельних конструкцій, що складаються з пластинчастих/оболонкових і об'ємних кінцевих елементів, проводиться статичний розрахунок. Результатами розрахунку є:

- розподіл еквівалентних напружень і їх складових, а також головних напружень;
- розподіл лінійних, кутових і сумарних переміщень;
- розподіл деформацій за елементами моделі;
- розподіл коефіцієнтів запасу по плинності і міцності;
- координати центру мас, маса, моменти інерції моделі;
- сумарні реакції, наведені до центру мас моделі.

Послідовність виконання аналізу напружень.

- Увійти в модуль аналізу напружень.
- Створити модель аналізу напружень і задати його параметри.
- Виключити з аналізу компоненти збірок або елементи деталей, які не потрібні, або не суттєво впливають на результат в даному моделюванні.
- Перевірити, чи використовувані матеріали деталей є відповідними, і, в іншому випадку, задати їх. По закінченні цього етапу стає доступним модальний аналіз.
- Накласти структурні залежності (опорні поверхні та тип закріплення).
- Прикласти навантаження до граней, ребер або вершин деталей.
- Задати умови контактів (для збірок).
- Налаштувати сітку (за необхідності).
- Запустити моделювання.
- Виконати перегляд та інтерпретацію результатів.
- Виконати генерацію звіту.

9.2 Створення моделювання

При запуску моделювання проводиться аналіз методом кінцевих елементів (АМКЕ) для всіх комбінацій заданих змінних. Перед запуском моделювання слід виконати всі кроки для визначення параметрів для аналізу.

На вкладці **Stress Analysis** потрібно вибрати в групі керування кнопку **Create Study**. На вкладці типу моделювання **Study Type** знаходяться параметри, що стосуються вибору типу аналізу (статичний або модальний), їх властивостей та властивостей контактів деталей у моделі збірки. Модальний аналіз виконується при наявності ударів, вібрацій, тобто динамічного навантаження. Якщо навантаження прикладається повільно, достатньо робити статичний аналіз. При виборі **Static Analysis** активується меню проведення аналізу (рис. 9.3).

Статичний аналіз оцінює умови структурного навантаження.

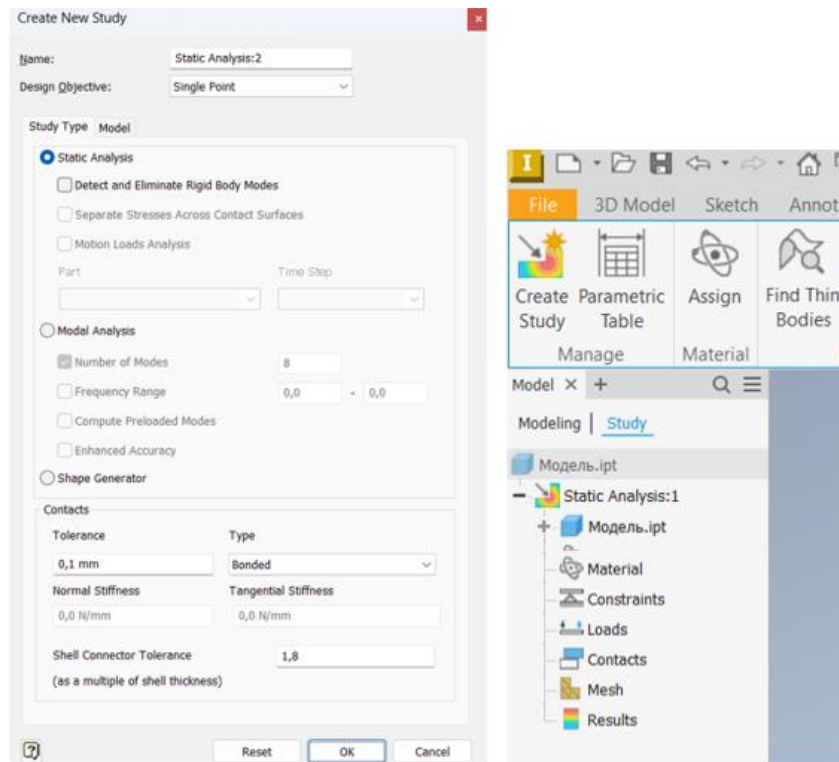


Рис. 9.3. Початок виконання статичного аналізу

Після запуску модуля аналізу напружень Autodesk Inventor перевіряє матеріали деталей. Якщо матеріал є адекватним, він вноситься до списку в браузері аналізу напружень. Щоб побачити весь перелік матеріалів, призначених деталям моделі, потрібно в браузері виділити заголовок розділу **Material** і активувати параметр перегляду.

Призначити матеріал деталі для аналізу можна двома шляхами:

В середовищі моделювання деталі в браузері вибрати заголовок деталі й із контекстного меню вибрати команду **Properties**. Перейти на вкладку **Physical** та зі списку **Material** вибрати потрібний матеріал.

На панелі інструментів середовища аналізу напружень за допомогою інструмента **Assign** в групі **Material** вибрати команду Застосувати матеріал.

Властивості вибраного матеріалу можна переглянути відкривши бібліотеку матеріалів програми на панелі швидкого доступу (рис. 9.4). В базі матеріалів Inventor відсутні матеріали, що використовуються в Україні та країнах СНД. Крім того, інколи у матеріалів в базі даних відсутні дані про межу плинності. При необхідності матеріал можна замінити або додати новий за вимогами постачальника.

Призначення матеріалів впливає на щільність, значення якої використовуються для розрахунків маси. За структурні властивості відповідає генератор форм, але оскільки відсоток зменшення маси вказується користувачем цільового, структурні властивості лише мінімально вплинуть на створену форму.

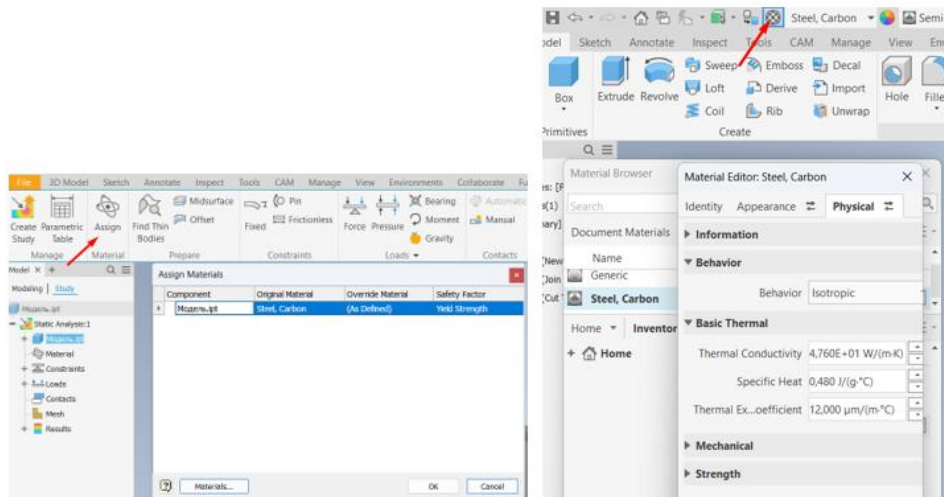


Рис. 9.4. Призначення матеріалу

Застосування структурних залежностей

Для завдання жорстких зв'язків між компонентами збірки в модулі аналізу напружень Stress Analysis застосовуються структурні залежності. Фіксовані обмеження фіксують рух граней, країв або точок моделі. Моделюють у спрощеному вигляді жорстке закріплення. Це дозволяє моделювати реалістичні умови експлуатації та визначати, як навантаження буде поширюватися між частинами, що контактують.

Панель Constraints пропонує три види залежностей:

Fixed – залежність фіксації моделює у спрощеному вигляді нерухому опору (жорстке закріплення)

Pin – залежність фіксації геометрії в радіальному, осьовому або тангенціальному напрямках.

Frictionless – застосовується вільна від тертя залежність, що обмежує переміщення по нормалі до поверхні деталі. Її використовують для імітації лінійних підшипників і з'єднань з парами ковзання.

Для розрахунків вибрати залежність фіксації, вказати на торцеву грань моделі (рис. 9.5).

Навантаження

Перший крок в підготовці моделі для аналізу - це застосування одного або більшої кількості навантажень до моделі:

Force – сила, яка може бути застосована до набору граней, ребер або вершин;

Pressure – тиск однорідний і діє нормально до поверхні;

Bearing – навантаження можна застосувати тільки до циліндричних граней, за умовчанням прикладене навантаження розподілене і направлене уздовж осі циліндра;

Moment – момент, який може бути застосований тільки до граней;

Gravity – стандартна сила тяжіння на Землі;

Remote Force – дистанційна сила;

Body – навантаження на тіло.

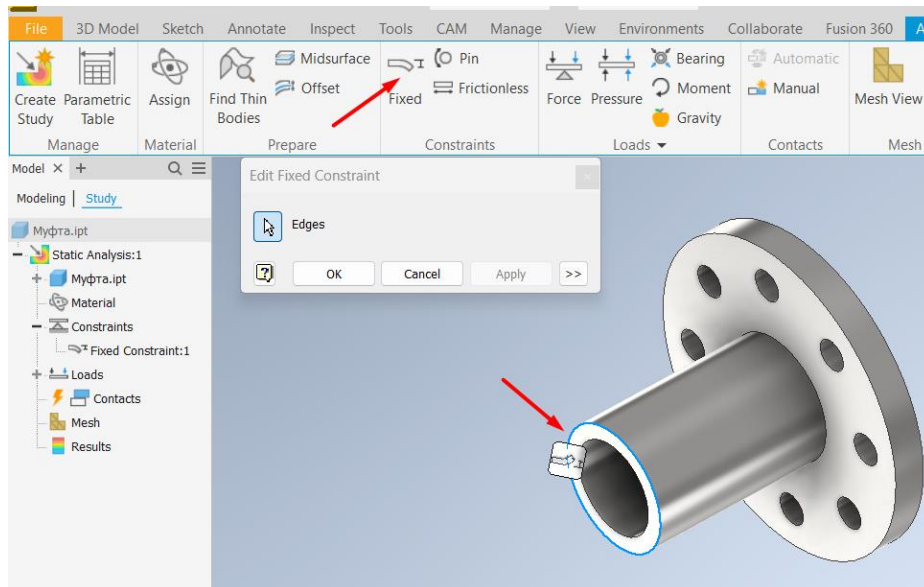


Рис. 9.5. Накладання фіксованої залежності

При необхідності використовують різні варіації й комбінації навантажень. Багато видів навантажень дозволяють задавати змінні параметри, що імітують реальні умови експлуатації (наприклад, тиск може змінюватися вздовж поверхні).

Щоб отримати доступ до інших параметрів залежності, слід натиснути додаткові параметри. Доступні параметри ґрунтуються на типі залежності.

Вибрати кілька вхідних даних для відповідних типів залежності можна лише в тому випадку, якщо вибрані дані належать до одного типу (наприклад, грань, ребро або вершина) (рис. 9.6).

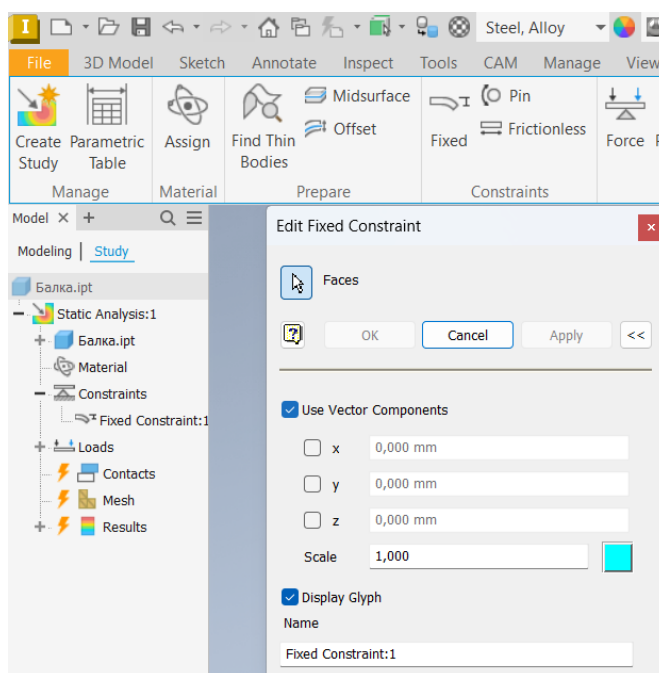


Рис. 9.6. Накладання фіксованої залежності

Виберіть векторні компоненти X, Y або Z, які визначають вектор зміщення.

Введіть відповідні значення усунення для кожного векторного

компонента.

Можна комбінувати різні типи навантажень для аналізу складних сценаріїв, наприклад, одночасна дія сили, моменту і температурного навантаження.

Для залежності Pin фіксований радіальний, осьовий або тангенціальний напрямок. Циліндричні поверхні не можна повертати, переміщувати або деформувати в радіальному, осьовому або тангенціальному напрямку щодо циліндра.

Процес застосування додаткових навантажень виконується аналогічно загальному аналізу навантажень в Autodesk Inventor.

Напрямок найбільш застосованої сили автоматично вибирається по нормалі до грані в тіло деталі, але за необхідності напрямок можна змінити (рис. 9.7).

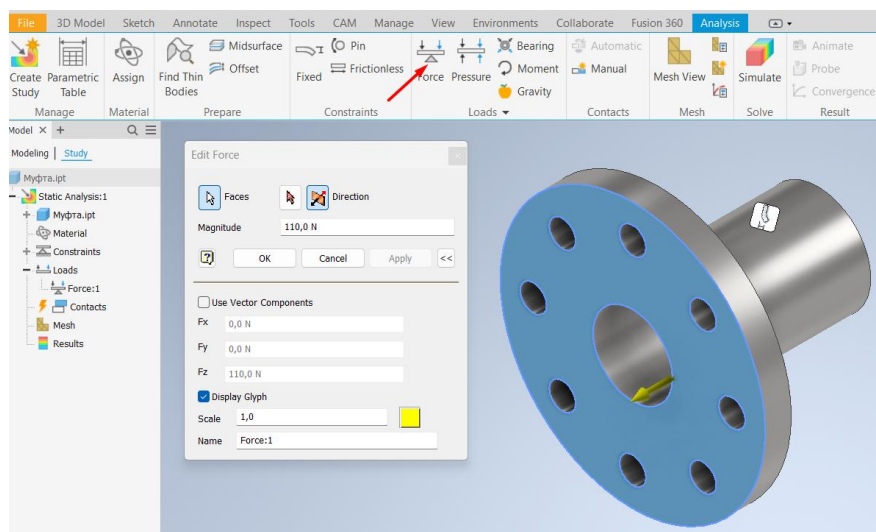


Рис. 9.7. Застосування навантажень до моделі

У більшості програм для різних місць розташування на поверхні компонента застосовуються різні навантаження. Як приклад можна навести вал, що обертається, який з обох сторін підтримується підшипниками. На середину цього валу припадає навантаження моментом, а на краї зусилля в опорі. При призначенні компонентів (наприклад, валу) зусиль в опорі можна розділити грані для створення розташування контакту підшипників.

Параметри аналізу

При визначенні навантажень та реакції зв'язку для деталі, величини, які вводяться (величини, компоненти вектора, і так далі) зберігаються як параметри в Autodesk Inventor. Параметри, що генеруються системою, видалити неможливо. Вони видаляються автоматично, якщо їх навантаження або реакції зв'язку видалені.

У браузері відображаються відповідні теки із залежностями та навантаженнями, які можна в будь-який момент відредагувати.

Метод кінцевих елементів полягає у поділі об'ємного тіла на кінцеве число фігур – тетраєдрів. Перед запуском встановлюється тип аналізу й величина сітки для аналізу (рис. 9.8).

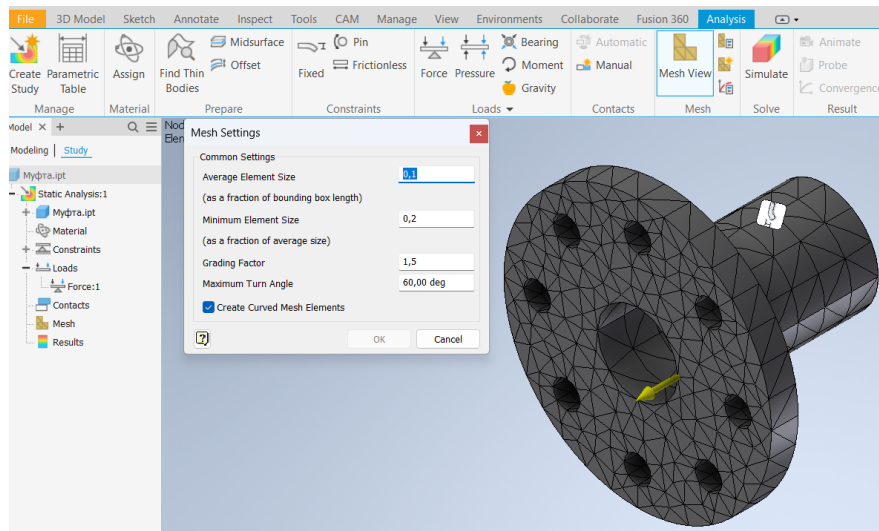


Рис. 9.8. Налаштування сітки

Для більш точного отримання результатів бажано налаштувати сітку. Точність розрахунків в **Stress Analysis** можна підвищити зменшенням розміру елементів сітки, проте, занадто дрібна сітка призводить до значного підвищення часу розрахунків.

При необхідності отримувати результати за заданою точкою моделі можна активувати команду датчик **Probe**.

Модальний аналіз є першим кроком у динамічному аналізі. Він оцінює власні динамічні характеристики конструкції, включаючи рухи твердого тіла, без застосування зовнішнього динамічного навантаження.

Навантаження прикладати не обов'язково. Аналіз враховує лише масу та жорсткість системи. Навантаження можуть бути додані лише для попереднього напруження, але не для розрахунку частот.

Застосовується для порівняння власних частот з частотами зовнішніх збурень (наприклад, обертання двигуна, частота насоса, вібрація від дороги) для запобігання резонансу, проектування деталей, що працюють у високошвидкісних або вібраційних умовах (вентилятори, кронштейни двигунів). За промовчанням певні залежності, що існують у збірці, при динамічному моделюванні автоматично перетворюються на з'єднання. Ця операція дозволяє виключити необхідність трудомісткої роботи зі створення сплук деталей. В ході динамічного моделювання виконується перетворення залежностей, що мають відношення до ступенів свободи, таких як поєднання та вставка [16].

Застосування міцнісного аналізу методом кінцевих елементів найбільш ефективно в разі аналізу складних конструкцій і схем навантажень, вирішення яких класичним методом може виявитися досить трудомістким.

9.3 Запуск моделювання

Для виконання розрахунку призначено інструмент **Simulate**. Запуск моделювання **Run** видає результати методу скінченних елементів (МСЕ) для всіх комбінацій визначених змінних (рис. 9.9).

Процес моделювання дозволяє розрахувати математичну модель. Деталь

ділиться на менші елементи та формується рішення.

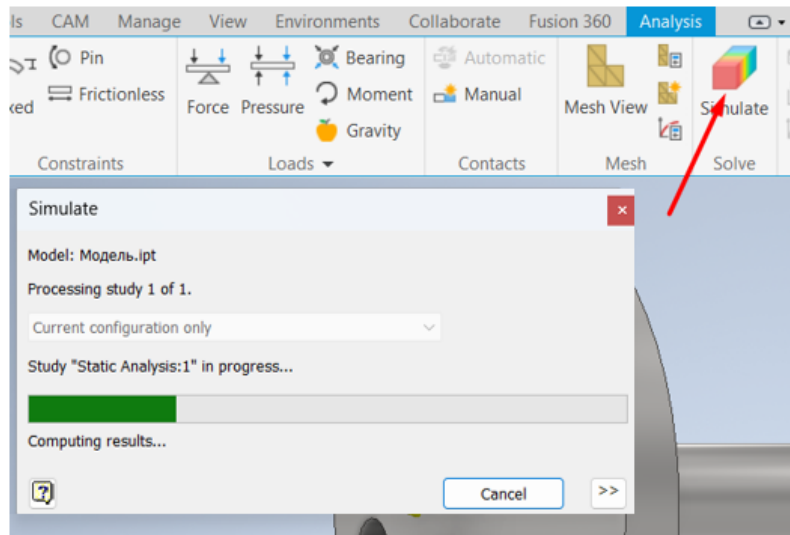


Рис. 9.9. Запуск моделювання

Тривимірні напруження й навантаження утворюються в декількох напрямках. Ці напруження підсумовуються для отримання еквівалентного напруження. Для статичного аналізу результатом за умовчанням є напруження за Мізесом.

Після завершення розрахунків перевіряються результати за допомогою інструментів візуалізації (графіки напружень, деформацій, переміщень тощо).

Якщо перегляд не дає потрібний результат, можна внести зміни, щоб уточнити проект і повторно запустити процес моделювання.

Autodesk Inventor надає широкий спектр можливостей для міцнісного аналізу з різними типами навантажень, що дозволяє інженерам створювати точні моделі і проводити детальний аналіз умов експлуатації. Знання цих видів навантажень та вміння їх правильно застосовувати є ключовим для забезпечення надійності і довговічності проєктованих конструкцій.

9.4 Відображення результатів

Після запуску процесу моделювання графічна область оновлюється й відображаються результати аналізу у формі графіку об'єму (вид за умовчанням). Результат подається у вигляді фарбування деталі різними кольорами. Синій – мінімальні напруження, червоний – максимальні. У більшості випадків результати, що відображаються червоним кольором, містять дані про значну деформацію або про низький запас міцності.

Результати деформації використовуються для визначення місць та ступеня можливого викривлення деталі. За отриманим коефіцієнтом запасу міцності можна відразу визначити області потенційної плинності.

В теці браузера Results відображено такі типи результатів:

- **Von Mises Stress** – еквівалентне напруження по Мізесу;
- **1st Principal Stress** – 1-е основне напруження;
- **3rd Principal Stress** – 3-є основне напруження;
- **Displacement** – сумарне зміщення точок компонента;

▪ **Safety Factor** – мінімальний коефіцієнт запасу міцності.

В теці **Stress** – нормальні (XX, YY, ZZ) та дотичні (XY, XZ, YZ) напруження, в теці **Displacement** – векторні компоненти сумарного зміщення, в теці **Strain** – основні деформації від дії нормальних та дотичних напружень (рис. 9.10).

Для перегляду результатів правою кнопкою миші клацніть по вузлу браузера, що відповідає результатам, які ви хотіли б подивитися, і виберіть команду **Activate**, або подвійним клацанням миші розгорніть потрібний вузол браузера. Для виходу з представлення результатів двічі клацніть активний вузол результатів.

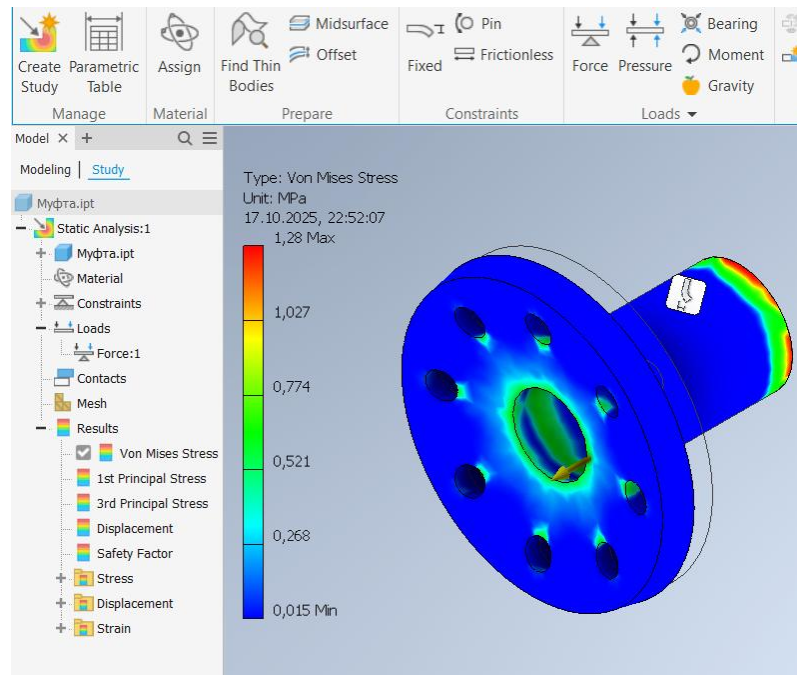


Рис. 9.10. Відображення результатів моделювання

Більш наглядно візуалізацію деталей на різних стадіях деформації можна отримати, якщо використати анімацію **Animate** (рис. 9.11). Також можна записати результати анімації у форматі AVI.

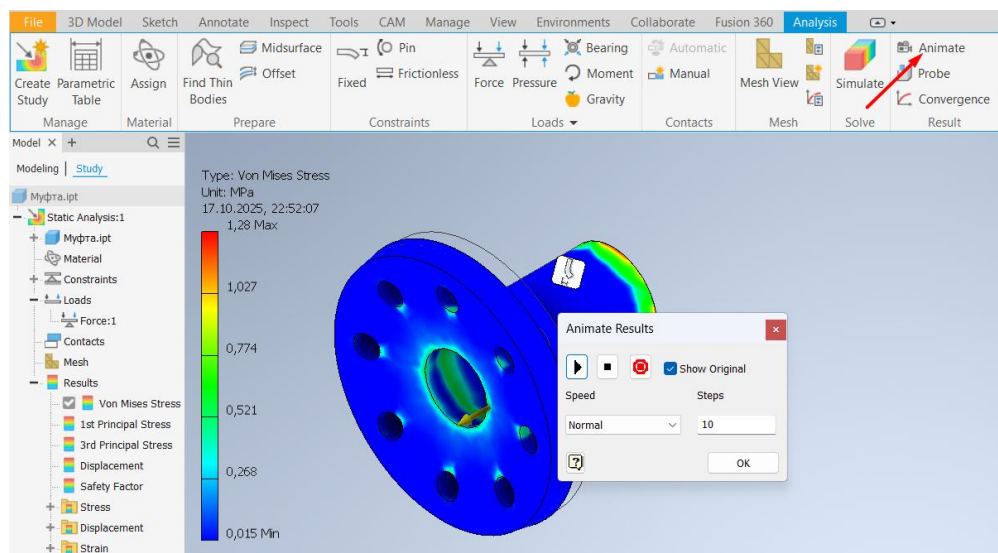


Рис. 9.11. Використання анімації для відображення результатів

Кнопки команд показу результатів моделювання та налаштування їх параметрів представлені на панелі Display стрічкового меню. Деформована модель відображає контури кольорів, які відповідають значенням, визначеним на панелі кольорів.

Інформація, розміщена в теці результатів, обмежена. За командою **Report** надається повний набір даних у *.html файлі. Результати аналізу можна також опублікувати як звіти або модель у різних форматах (рис. 9.12).

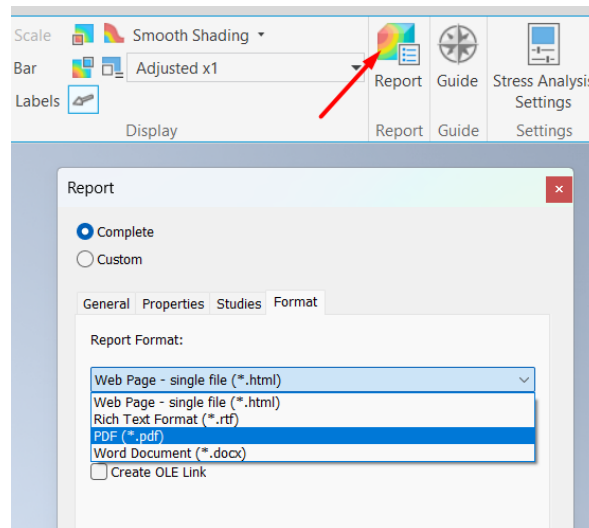


Рис. 9.12. Публікація звіту

Публікація в Autodesk Inventor створює файл DWF, у якому зберігаються такі дані проекту, як вага ліній, масштаб і властивості маси для файлів 2D і 3D. Як 2D, так і 3D-дані можна включити в один файл. Також можна опублікувати об'ємні графіки аналізу стресу.

У файлі формату DWF публікуються не всі типи аналізу, а лише активний тип, який відображається на екрані під час публікації.

При публікації результатів аналізу у форматі DWF у файл переноситься така інформація: тип результату; панель налаштування кольору; налаштування відображення кольорів на деталі; недеформована деталь представлена у вигляді каркаса.

Аналіз напружень допомагає переконатися, що у передбачуваних умовах модель функціонує задовільно, без полумок і деформацій. Застосування міцностного аналізу методом кінцевих елементів найбільш ефективно в разі аналізу складних конструкцій і схем навантажень, вирішення яких класичним методом може виявитися досить трудомістким.

9.5 Імпорт файлів DXF, OBJ, STL, IDF, а також файлів DWF

Якщо перетворення об'єктів AutoCAD на об'єкти Inventor не потрібно, будь-який файл AutoCAD DWG можна відкрити безпосередньо в Inventor. Після цього можна переглянути, вивести на друк і виміряти дані файлу. Об'єкти будуть відображатися так само, як у програмі AutoCAD. Крім того, для всіх даних AutoCAD можна виконувати операції копіювання та вставки. Можна

відкрити файл AutoCAD DWG у програмі Inventor, а потім скопіювати та вставити об'єкти AutoCAD у будь-який ескіз Inventor.

Для обміну даними з іншими користувачами використовуються файли формату DWF, функція обміну BIM, Design Assistant та комплекти файлів. Можна також перетягувати потрібний файл для імпорту одного або декількох файлів деталей або збірок.

У Провіднику Windows вибирається файл деталі або збірки та перетягується у рядок заголовка Autodesk Inventor. Ця дія перетворює деталь або збірку на новий файл Autodesk Inventor і може виконуватися як при відкритому, так і закритому файлі Autodesk Inventor.

Якщо не відкрито жодного файлу Autodesk Inventor, виберіть файл деталі або збірки у Провіднику Windows та перетягніть файл у вікно Autodesk Inventor. Ця дія перетворює деталь або збирання на новий файл Autodesk Inventor (рис. 9.13).

Якщо відкрито нову або існуючу збірку, виберіть файл деталі або збірки у провіднику Windows і перетягніть файл у вікно графічного зображення. Ця дія поміщає деталь або складання в складання Autodesk Inventor як компонент.

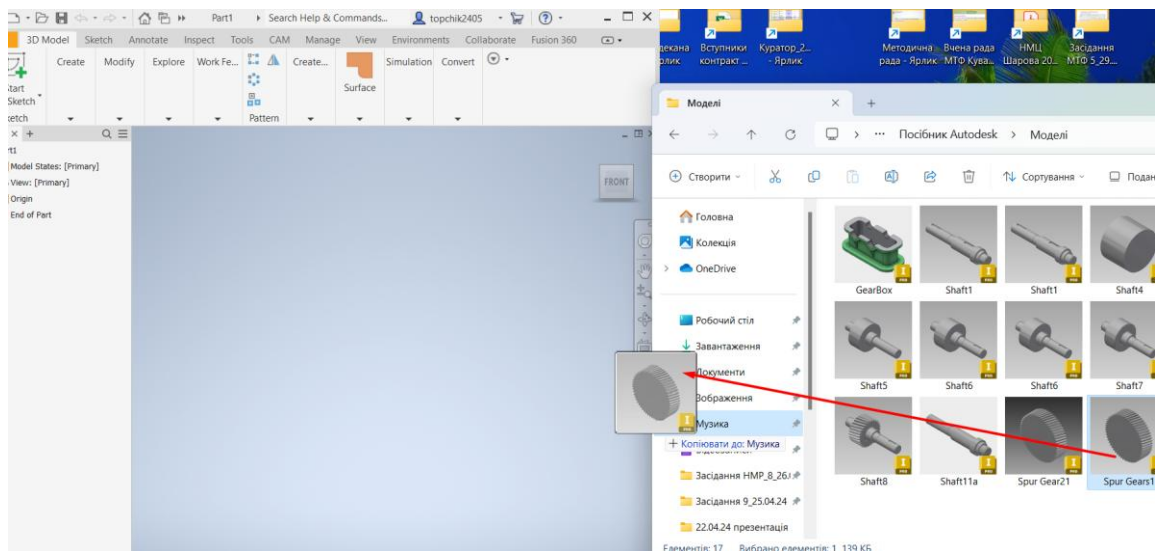


Рис. 9.13. Перетворення деталі на новий файл Autodesk Inventor

Файли OBJ та STL можна імпортувати до Autodesk Inventor. Дані імпортуються як об'єкти мережі та зберігаються у вузлі браузера для мережі.

Можлива публікація креслень, деталей, параметричних деталей та складання, зварних конструкцій, деталей з листового металу, геометрії мережі та схем у форматі DWF, а також їх спільне використання з іншими користувачами.

Файли DWF можуть використовуватися навіть при відсутності програми Autodesk Inventor. Файли DWF сильно стиснуті; їх відкриття здійснюється досить швидко, і їх можна надіслати іншим особам електронною поштою.

DWF (Design Web Format) – це стислий, безпечний формат для публікації даних САПР. За допомогою функції публікації в DWF, доступної в Inventor, можна забезпечити точне візуальне представлення файлів деталей та збірок

Inventor, а також зварних конструкцій, деталей з листового металу, схем, геометрії мережі та креслень.

При публікації з програми Autodesk Inventor створюються файли DWF, в яких підтримуються конструктивні дані проєкту, такі як вага ліній, масштаб та масові властивості 2D та 3D файлів, які можуть зберігатися в одному файлі.

Публікуються не всі типи аналізу, а лише активний тип, який відображається на екрані під час публікації.

Файл креслення Inventor (IDW) можна опублікувати у форматі Design Web Format (DWF), а потім надіслати іншим користувачам, яким необхідно брати участь у процесі проєктування. Навіть тим користувачам, у яких не встановлено програму Inventor. Учасники проєкту зможуть переглянути 2D-креслення у безкоштовному засобі перегляду Autodesk Design Review, зробити позначки та повернути файл відправнику. Позначки, а також призначені статуси зберігаються у файлі DWF. Відповідно до отриманих коментарів можна внести зміни, відповісти на коментарі та повторно опублікувати креслення.

Програмне забезпечення для перегляду САПР Design Review дозволяє переглядати, розмічати, друкувати та відстежувати зміни у 2D- та 3D-файлах безкоштовно — без використання оригінального програмного забезпечення для проєктування. Працюйте з різноманітними форматами файлів, зокрема:

- DWF, DWFx, DWG та DXF (потрібне встановлення безкоштовного програмного забезпечення DWG TrueView)
- Adobe PDF
- Типи файлів зображень, такі як .bmp, .jpg, .gif, .pcx, .pct, .png, .rlc, .tga, .tif, .mil, .cal тощо.

Програмне забезпечення Autodesk® Design Review допомагає заощаджувати час і гроші завдяки простим у використанні інструментам, які дозволяють членам команди переглядати, розмічувати та редагувати проєкти та 3D-моделі.

Контрольні питання

1. Яке призначення модулю Stress Analysis в Autodesk Inventor?
2. Які типи результатів можна отримати внаслідок аналізу напружень? Назвіть основні з них.
3. Перелічіть основні етапи проведення аналізу напружень в Inventor.
4. Як призначити матеріал моделі для проведення міцнісного аналізу?
5. Яким чином накладаються обмеження (фіксовані, поворотні, лінійні) на модель?
6. Як переглянути деформації та зміщення моделі в результатах аналізу?
7. Що означають червоні кольори на панелі кольорів при відображенні результатів моделювання?

8. Які показники відображаються у колірній шкалі результатів аналізу і як їх інтерпретувати?
9. Яким чином можна переконатися, що модель має достатній запас міцності?
10. Для чого використовуються файли формату DWF?

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДО ТЕМИ 9

- 1. Як призначити матеріал для деталі при виконанні аналізу напружень?**
 - а) з Довідника конструктора;
 - б) з бібліотеки матеріалів і сортаменту;
 - в) з кресленика деталі;
 - г) матеріал деталі при розрахунку не потрібен.

- 2. З якою метою проводиться статичний розрахунок тривимірних моделей?**
 - а) для аналізу напружено-деформованого стану;
 - б) для знаходження власних частот;
 - в) для визначення температурного поля моделі;
 - г) для оптимального розподілу матеріалу в обмеженому просторі з урахуванням навантажень і закріплень.

- 3. Яке найважливіше візуальне представлення результатів аналізу використовується для оцінки міцності деталі за критерієм найбільших напружень?**
 - а) епюра «Напруження за Мізесом»;
 - б) графік «Переміщення»;
 - в) графік «Температура»;
 - г) діаграма «Запас ходу».

- 4. Що є результатом статичного розрахунку?**
 - а) розподіл еквівалентних напружень і їх складових;
 - б) знаходження власних частот;
 - в) визначення температурного поля моделі;
 - г) кресленик деталі.

- 5. Яким чином можна підвищити точність розрахунків при статичному аналізі моделі?**
 - а) зменшенням розміру елементів сітки;
 - б) завданням більшої кількості зусиль;
 - в) генерацією твердотільної моделі;
 - г) робочим креслеником деталі.

6. Яка система дозволяє виконувати міцнісний аналіз моделей в Inventor?

- а) Stress Analysis;
- б) оповіщення;
- в) обліку;
- г) менеджменту.

7. Призначення системи Stress Analysis

- а) виконання креслення деталі;
- б) виконання розрахунків твердотільних об'єктів;
- в) виконання розгортки деталі;
- г) виконання твердотільної моделі деталі.

8. Як докласти навантаження в Stress Analysis у вигляді моменту?

- а) командою Moment;
- б) Pressure;
- в) Remote Force;
- г) Bearing Load.

9. Якими силами можна навантажити модель при виконанні аналізу напружень?

- а) розподіленими і зосередженими;
- б) спротиву;
- в) безпеки та оборони;
- г) струму.

10. Яку команду слід виконати для візуалізації результатів міцнісного аналізу моделі?

- а) в теці Results вибрати відповідний тип результату;
- б) запустити майстер проєктування;
- в) побудувати модель;
- г) натиснути Calculate.

11. Який модуль у SOLIDWORKS використовується для виконання міцнісного аналізу моделі?

- а) SOLIDWORKS PDM;
- б) SOLIDWORKS CAM;
- в) SOLIDWORKS Simulation;
- г) SOLIDWORKS Electrical.

12. Який ключовий етап є спільним і обов'язковим для початку будь-якого міцнісного аналізу (FEA) як в Inventor, так і в SOLIDWORKS ?

- а) створення 2D-креслення деталі;
- б) генерація сітки (Meshing) моделі;
- в) створення анімації результатів;
- г) експорт моделі у формат DWG.

13. Яку величину необхідно визначити для матеріалу моделі перед початком аналізу в обох програмах, оскільки вона є критичною для розрахунку деформацій?

- а) коефіцієнт безпеки;
- б) модуль Юнга (Модуль пружності);
- в) теплопровідність;
- г) ділильний діаметр.

14. Що таке «граничні умови» (Boundary Conditions) в контексті міцнісного аналізу?

- а) Кількість ядер процесора, що використовуються для розрахунку;
- б) Вибір користувачем одиниць вимірювання (мм, дюйми);
- в) Складність геометрії 3D-моделі;
- г) Визначення місць закріплення моделі та прикладених навантажень.

15. Чому рекомендується виконати «згущення сітки» (Mesh Refinement) у місцях концентрації напружень?

- а) Для підвищення точності результатів аналізу в критичних зонах;
- б) Для зменшення загального часу розрахунку;
- в) Для зміни типу елементів сітки;
- г) Для зміни кольору візуалізації.

ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ

Проектування ступінчастих валів

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування ступінчастих валів. Побудувати 3D модель тихохідного вала редуктора з розрахунку умови міцності, підібрати підшипники кочення.

Вихідні дані:

тип колеса

циліндричне прямозубе;

лінійні розміри, мм:

$a = 90$; $b = 110$; $c = 15$; $d = 40$; $h = 80$.

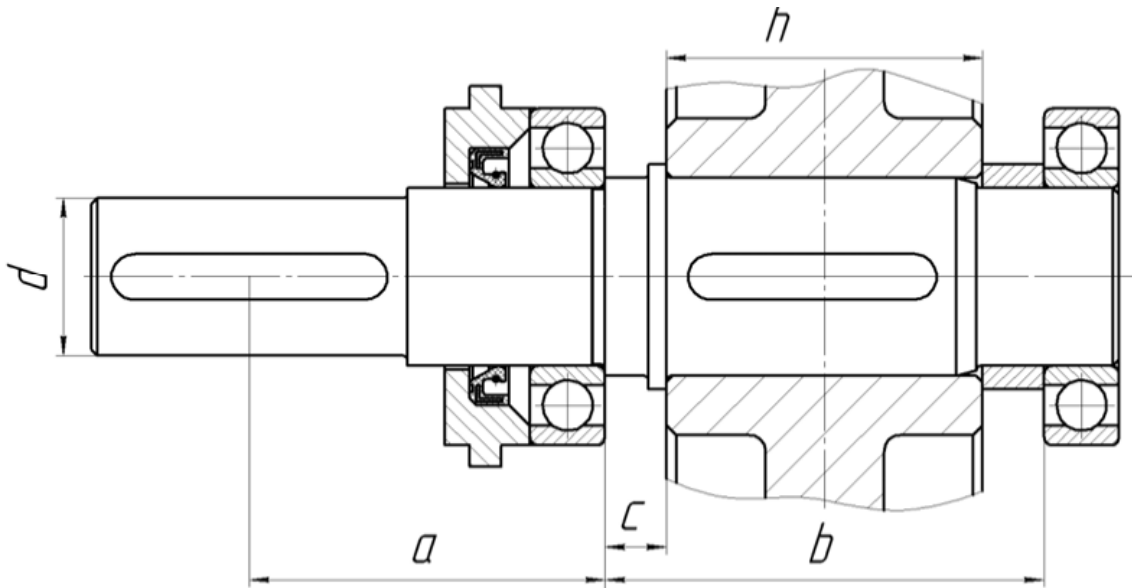


Рис. 1. Розрахункова схема вала

Створення файлу проєкту і запуск генератора компонентів вала

- на панелі інструментів швидкого доступу натиснути кнопку створення нового файлу **New**;
- у вікні **New File** вибрати **Standard.iam** й натиснути кнопку **Create**;
- на панелі **Design** вибрати вкладку **Shaft**;
- у наступному вікні ввести ім'я проєкту та створити папку для проєкту, натиснувши **Save**.

Після запису файлу відкриється вікно генератора компонентів валу.

Для кожної ступені вала передбачена можливість задати її форму (циліндр, конус, багатогранна поверхня). Необхідно вказати діаметр і довжину кожної ступені вала.

Дерево перерізів містить елементи керування для перерізів та елементів вала. Середні конструктивні елементи відображаються у вигляді дочірніх перерізів (рис. 2).

Натиснувши для редагування вкладку першої ступені вала, ввести розміри: діаметр $d = 40$ мм, довжина 80 мм.

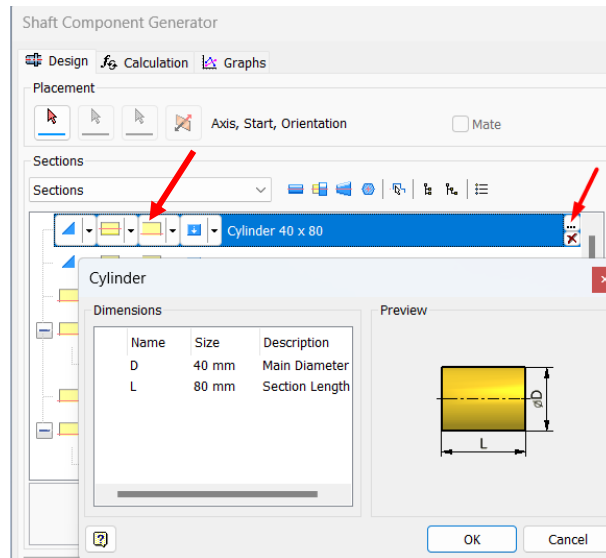


Рис. 2. Побудова першої ділянки вала

Натиснути трикутник першої вкладки й вибрати **Chamfer** для створення фаски. Встановити розмір фаски $1,5 \times 45^\circ$ і зберегти вибір.

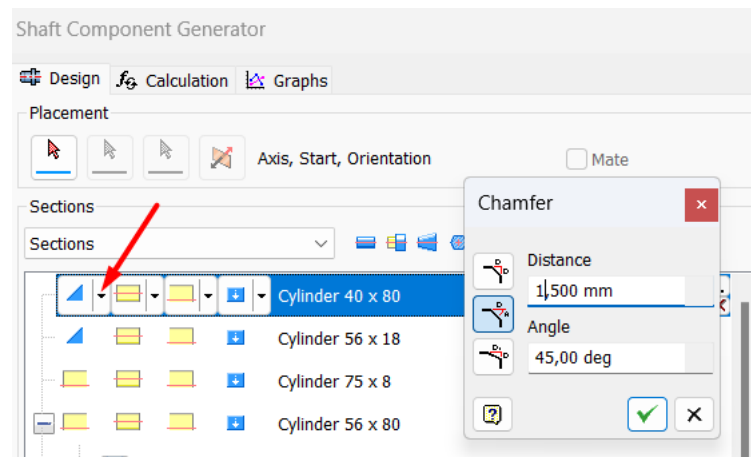


Рис. 3. Побудова фаски

Для побудови шпонкового паза на валу натиснути вкладку характеристик секцій **Section features (Keyway, Wrench, Retaining ring groove ...)**, позначену білою стрілкою в синьому квадраті.

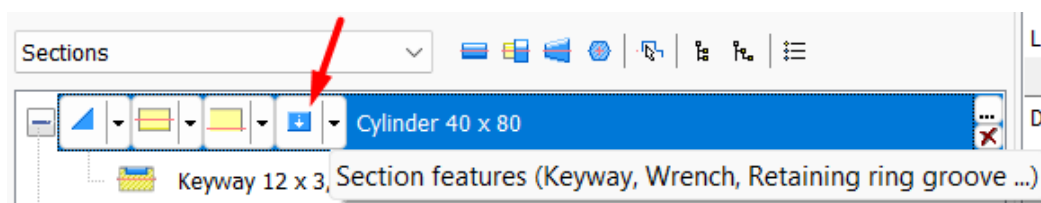


Рис. 4. Вибір секцій **Section features**

Зі спадного меню вибрати шпонковий паз за стандартом ISO, вибрати зі спадного меню довжину паза **Keyway Length** 63 мм. Довжина шпонкового паза вибирається залежно від довжини ділянки вала з урахуванням рекомендацій, відомих з курсу «Інженерна механіка (деталі машин)».

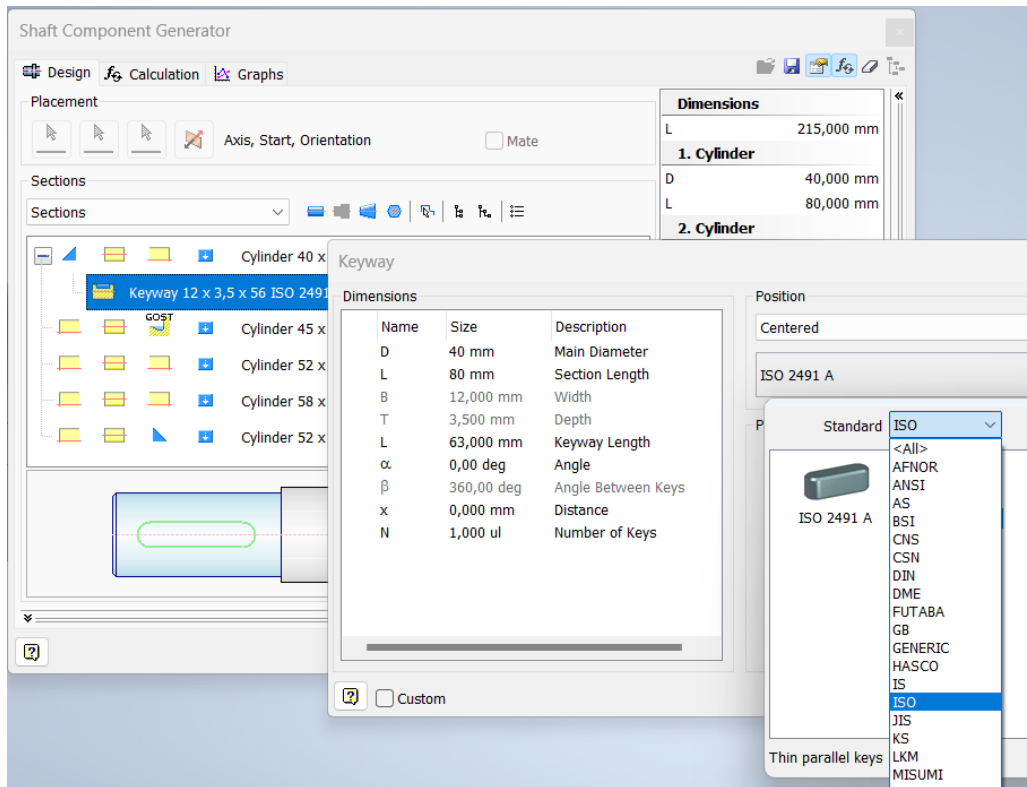


Рис. 5. Побудова шпонкового паза

Для побудови другої ділянки вала натиснути **Insert Cylinder** і зайти в створену вкладку.

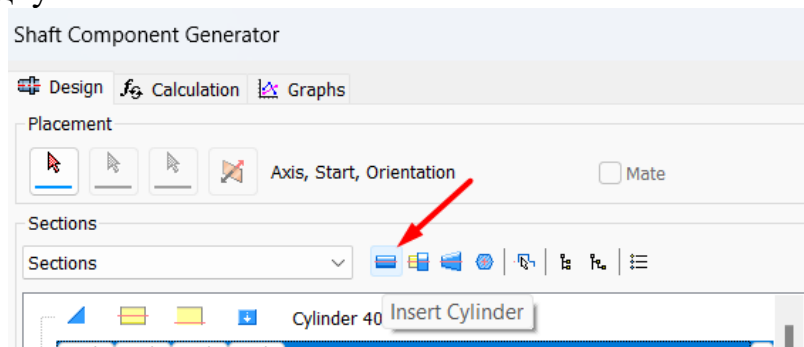


Рис. 6. Побудова нової ділянки вала

Діаметр другої ділянки вала невідомий, але враховуємо умови, що різниця між сусідніми ділянками складає 5...10 мм і діаметр повинен бути кратним п'яти, оскільки на ній розташований підшипник. Прийняти діаметр другої ділянки 45 мм, довжину 40 мм.

Ввести значення аналогічно створенню першої ділянки вала. На цій ділянці побудувати канавку для виходу шліфувального круга.

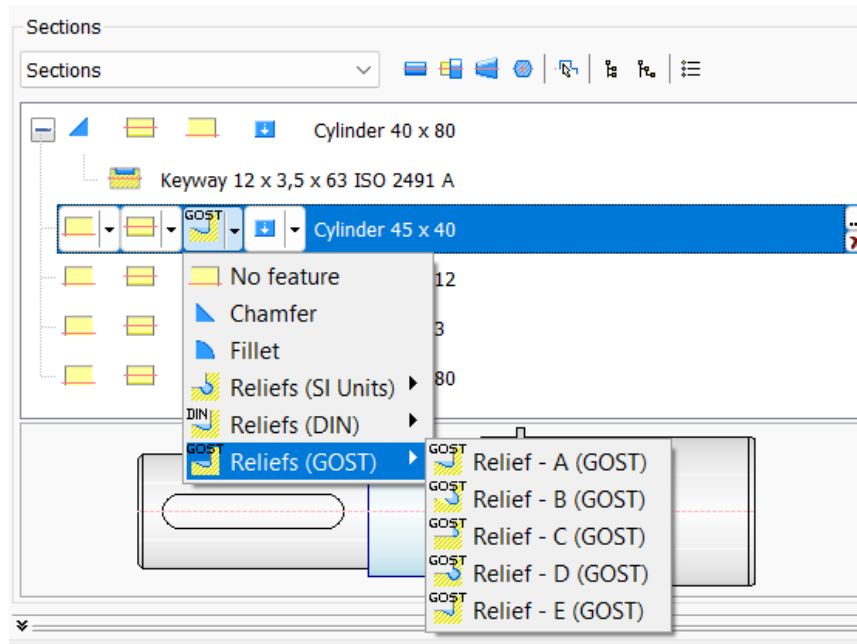


Рис. 7. Побудова канавки на валу

Побудувати дві ділянки вала діаметрами 52 і 58 мм, довжинами 12 і 3 мм, що в сумі складає вихідний розмір $s = 15$ мм.

Побудувати наступну ділянку діаметром 52 мм і довжиною $h = 80$ мм. З правого боку побудувати фаску $2,5 \times 15^\circ$. Виділена ділянка вала підсвічена кольором у нижній частині вкладки.

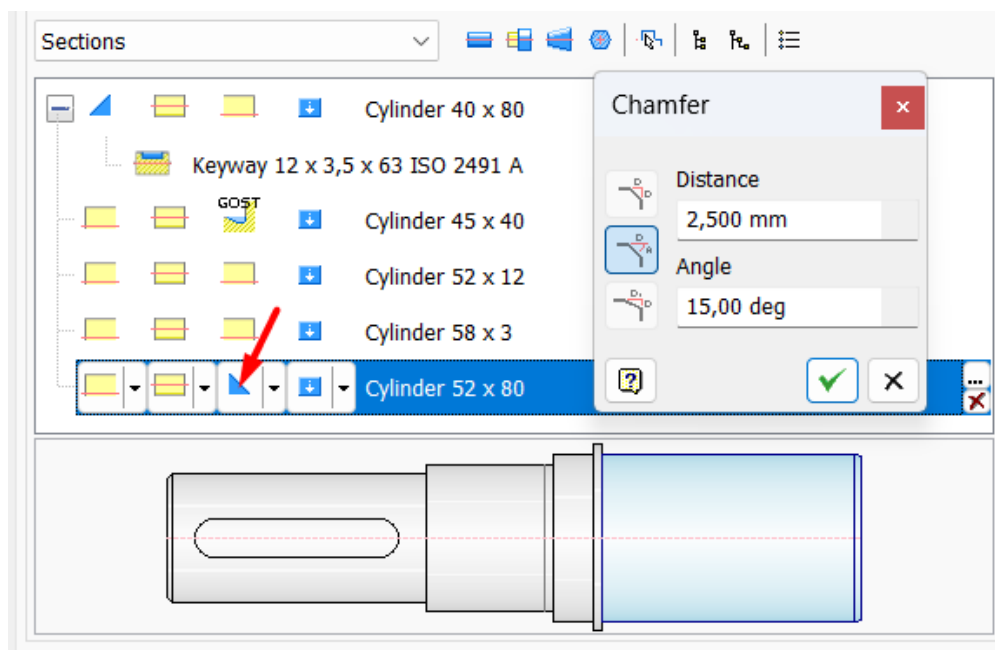


Рис. 8. Побудова фаски на валу

Побудувати шпонковий паз довжиною 63 мм, розмістивши його посередині ділянки вала.

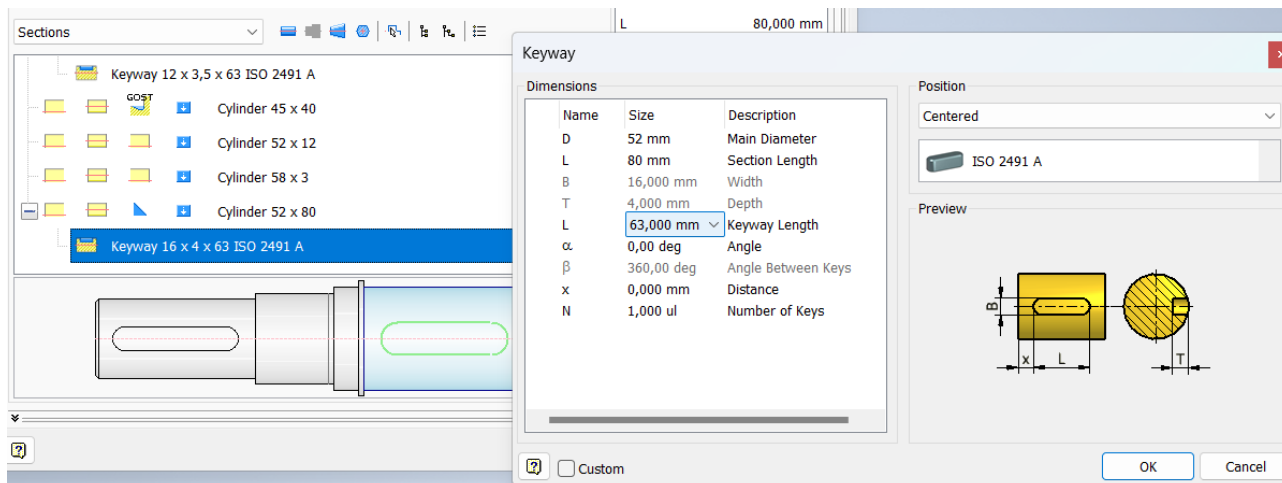


Рис. 9. Побудова шпонкового паза

Побудувати ділянку вала діаметром 45 мм, довжиною 30 мм. Справа побудувати фаску $1,5 \times 45^\circ$.

Після створення моделі слід виконати розрахунок вала на міцність. Панель інструментів вкладки **Calculation** надає доступ до розрахунку вала. Для розрахунку вала як балки на кількох опорах виконуються наступні дії:

- встановити потрібну кількість опор відповідного типу;
- прикласти потрібні навантаження в заданих точках вала;
- вибрати й встановити характеристики матеріалу вала;
- встановити додаткові характеристики розрахунку (за потреби);
- натиснути кнопку **Calculation**.

Одна з опор вибирається вільна, друга фіксована в осьовому напрямку.

У вкладці параметрів **Loads & Supports** вказати параметри навантажень та параметри опор (рис. 10).

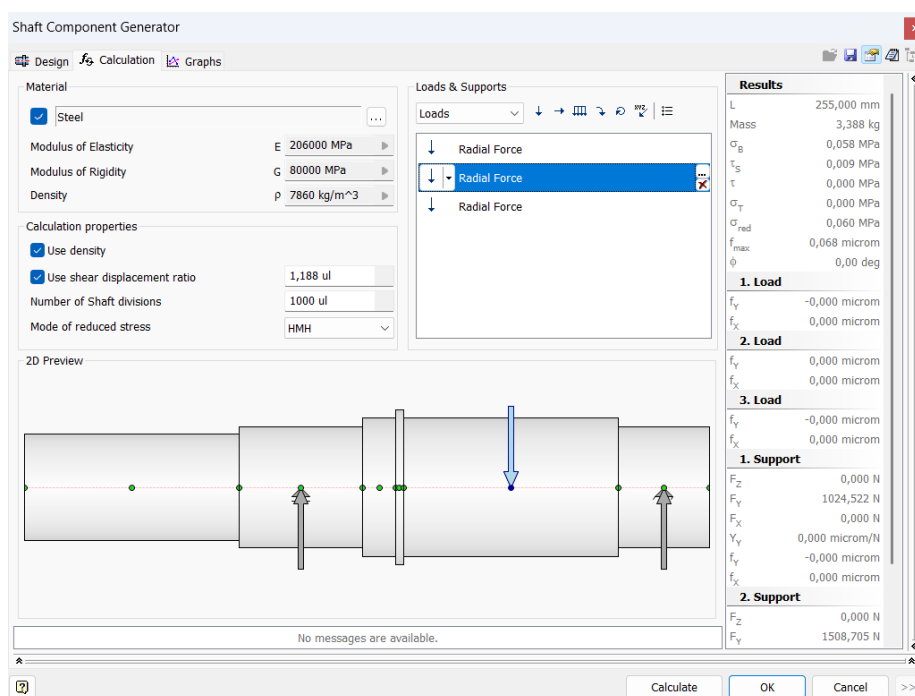


Рис. 10. Вкладка параметрів **Loads & Supports**

Для вибору матеріал валу і введення його характеристик використовується вкладка **Material**. В базі даних цього діалогового вікна приведені середні значення для основних груп матеріалів відповідних стандартів.

Результати розрахунку в текстовому вигляді представлені праворуч у вкладках **Calculation**, епюри вала можна переглянути на вкладці **Graphs** (рис. 11). При наявності некоректних розрахунків, виділених червоним кольором, слід відкоригувати введенні вихідні параметри й знов виконати розрахунок.

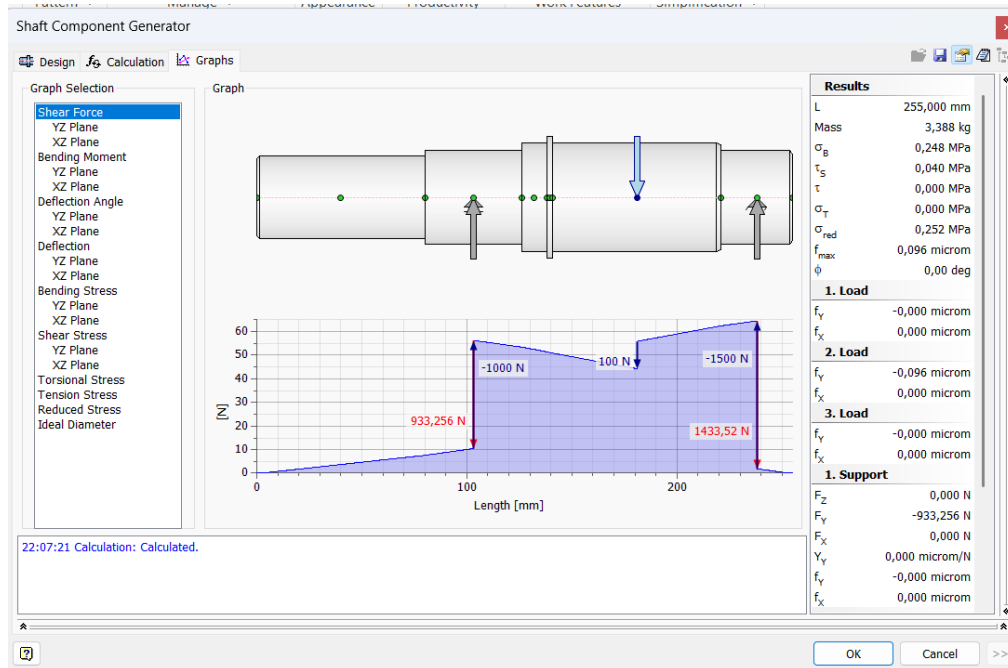


Рис. 11. Результати розрахунку вала

12). По завершенні закрити всі режими редагування і зберегти модель (рис.

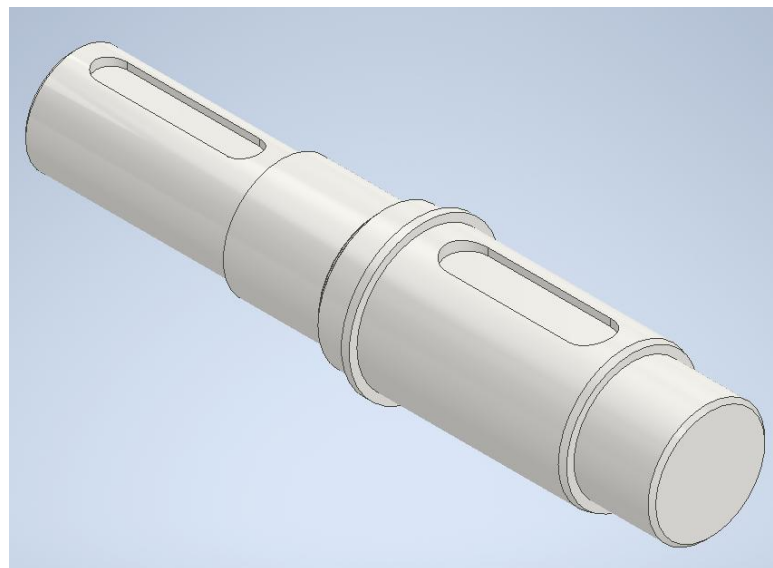


Рис. 12. Згенерована модель вала

По діаметру вала вибрати підшипники. Щоб вставити підшипник, необхідно підключитися до Бібліотеки компонентів, де зберігаються

підшипники. На панелі **Design** вибрати вкладку генерації підшипників кочення **Bearing** (рис. 13). Тип вибраного підшипника залежить від типу циліндричного колеса, розташованого на валу. Оскільки на валу розташоване циліндричне прямозубе колесо, вибрати радіальний підшипник.

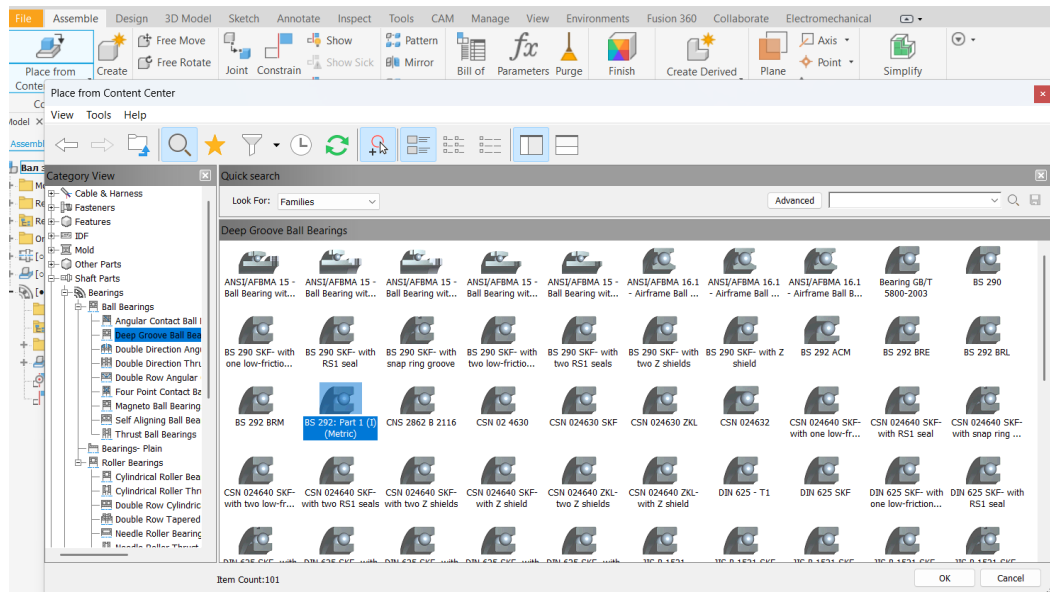


Рис. 13. Вибір підшипників з Бібліотеки компонентів

Також можна вибрати підшипники, скориставшись відповідним генератором підшипників. У вкладці **Bearing Generator, Design** з категорій підшипників вибрати радіальний підшипник **Deep Groove Ball Bearings** відповідного стандарту (рис. 14).

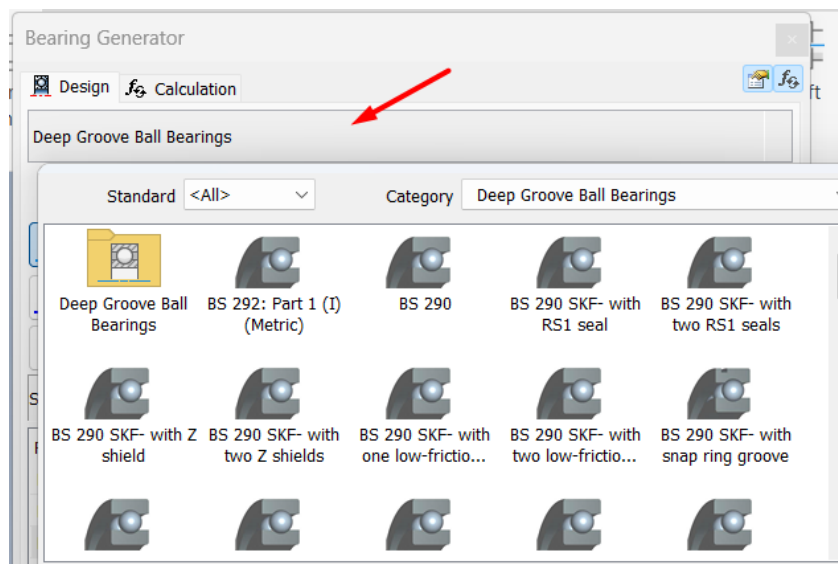


Рис. 14. Вибір підшипників в Bearing Generator

Вказати місце розміщення вибраного підшипника на валу: вибрати циліндричну поверхню **Cylindrical Face** і задати початкову площину **Start Plane**, де буде розміщено підшипник вздовж ділянки вала. Генератор підшипників автоматично вибирає діаметр внутрішнього кільця підшипника залежно від

діаметра вказаної ділянки вала. Зі спадного списку вибрати радіальний підшипник середньої серії й натиснути ОК.

При використанні Bearing Generator є можливість виконати розрахунок підшипників. Перейти на вкладку **Calculation**, задати навантаження на підшипник і виконати розрахунок (рис. 15). При недостатньому ресурсу вибрати підшипник іншої серії з більшою вантажопідйомністю й виконати розрахунок.

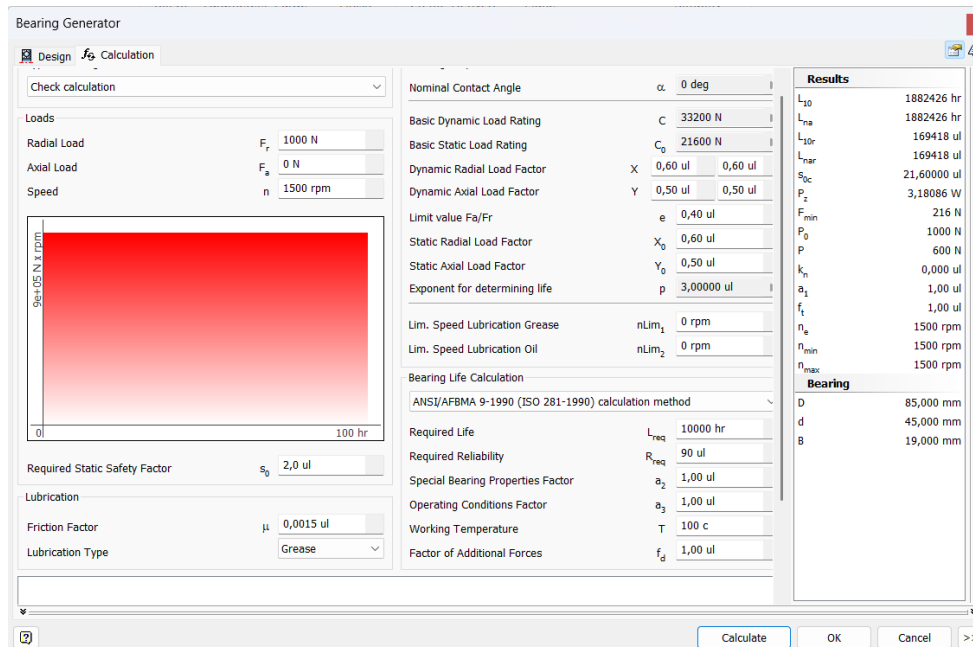


Рис. 15. Розрахунок підшипників

При виборі радіально-упорних підшипників і необхідності повороту підшипника на 180° використовується кнопка **Flip Over**. Положення підшипника не змінюється, він залишається пов'язаним із тією ж площиною, зміниться тільки орієнтація (рис. 16).

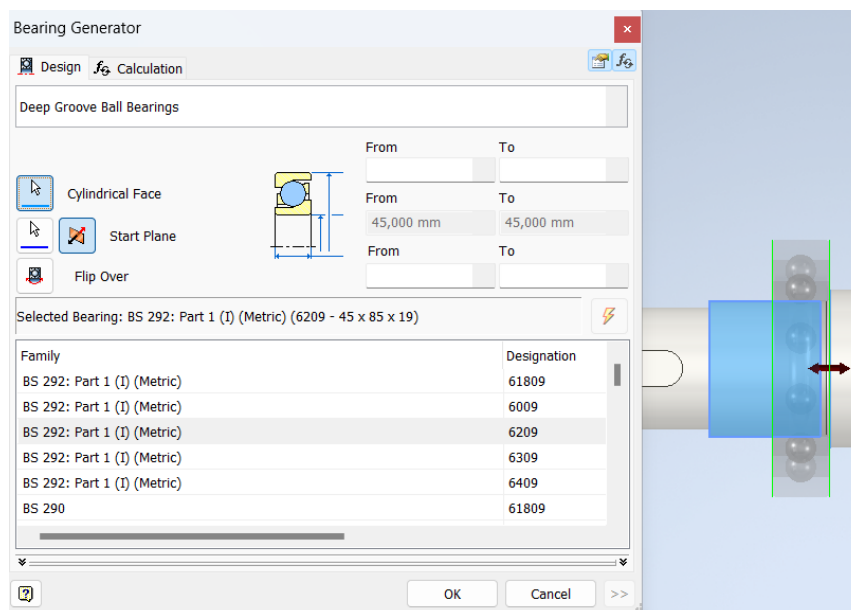


Рис. 16. Розміщення першого підшипника на валу

Для другої цапфи вала вибирається такий самий підшипник, вказується відповідна ділянка вала й правий торець в якості стартової площини (рис. 17).

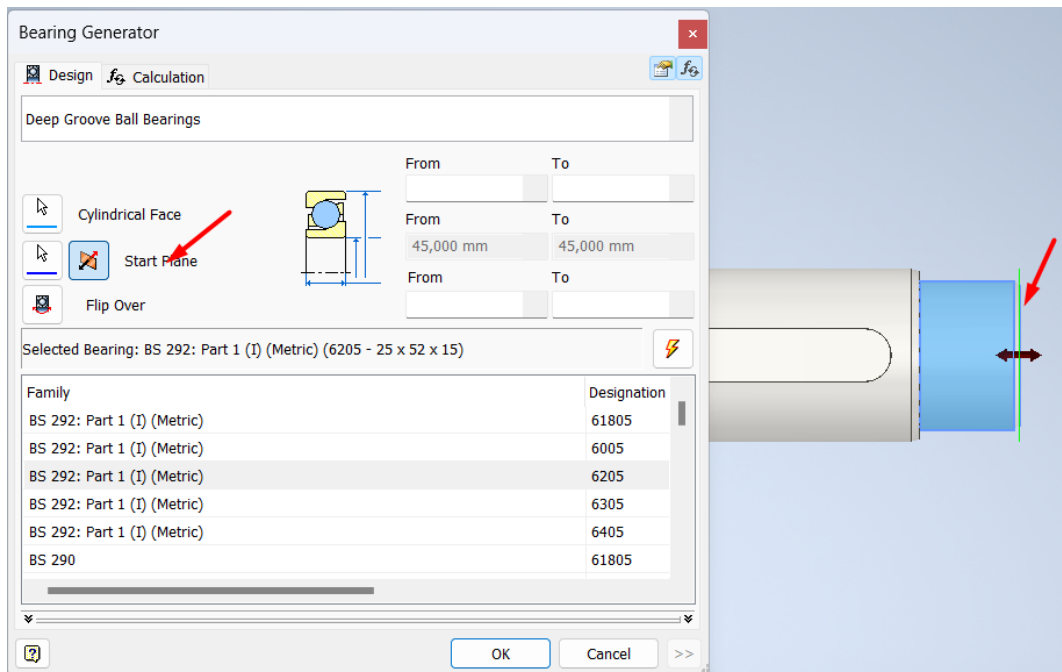


Рис. 17. Розміщення другого підшипника на валу

Інструментом приєднання й певними обмеженнями при необхідності регулюється місце розташування підшипників на валу (рис. 18).

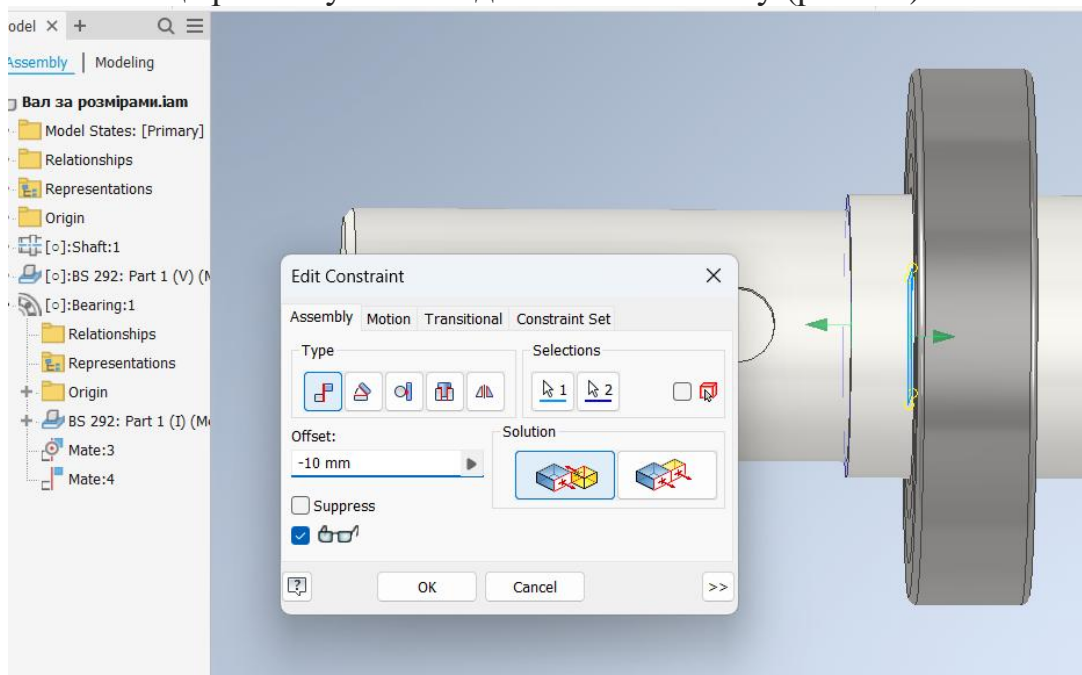


Рис. 18. Регулювання розташування підшипника на валу

Зберегти отриману модель вала. Для кращого перегляду елементів вала можна скористатись видом зображення з заштрихованими ребрами, вибравши на панелі перегляду View зі спадного списку Visual Style вкладку **Shaded with Edges** (рис. 19).

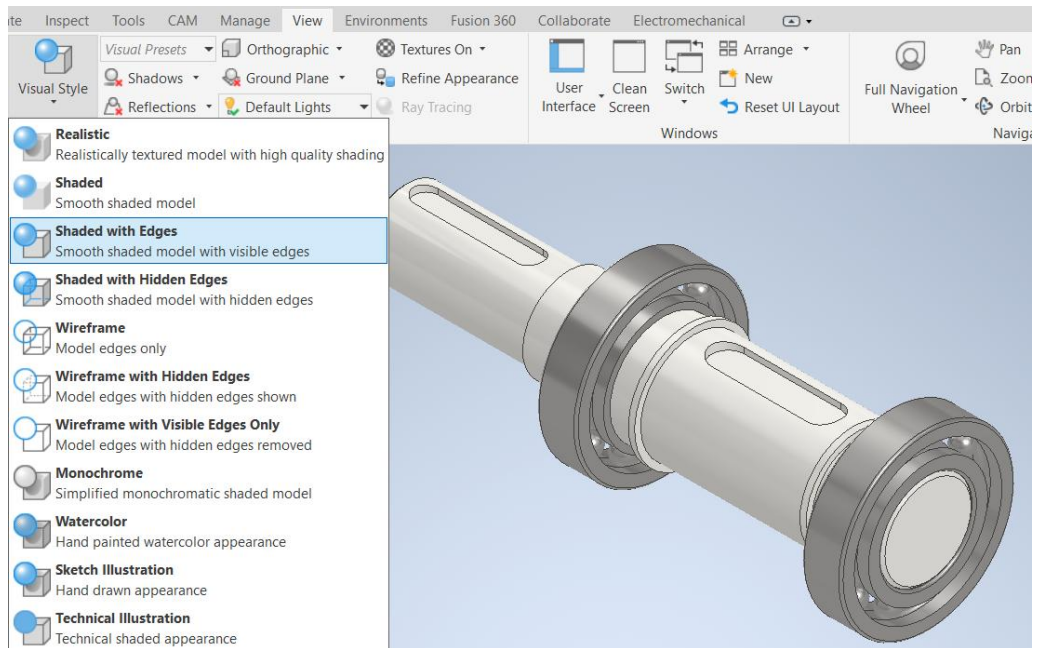


Рис. 19. Згенерована модель вала

Для визначення розмірів вала створюється робочий кресленик. Створити файл кресленика, в дереві побудови натиснути правою кнопкою миші Sheet:1, вибрати Edit Sheet, вибрати формат A3 (рис. 20).

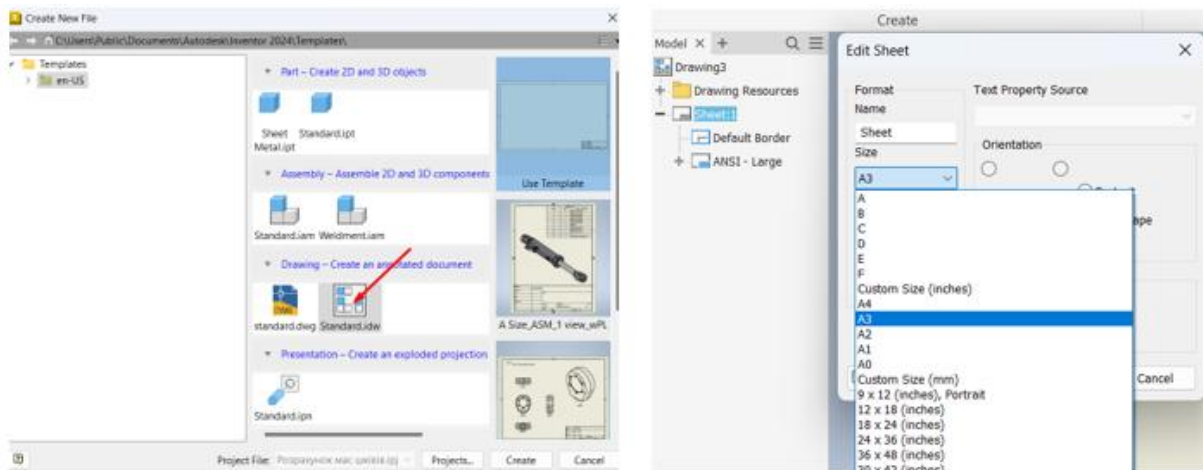


Рис. 20. Створення файлу кресленика

При відкритті креслення використовується шаблон за замовчуванням, що містить аркуш із рамкою, основним написом та іншими елементами. В створений кресленик вставити модель вала, натиснувши Base, вибрати масштаб 1:1 вид зверху (рис. 21).

Нанести розміри згідно схеми вала за допомогою інструмента Dimension. Для знаходження середини шпонкового паза скористатися інструментом Centerline Bisector.

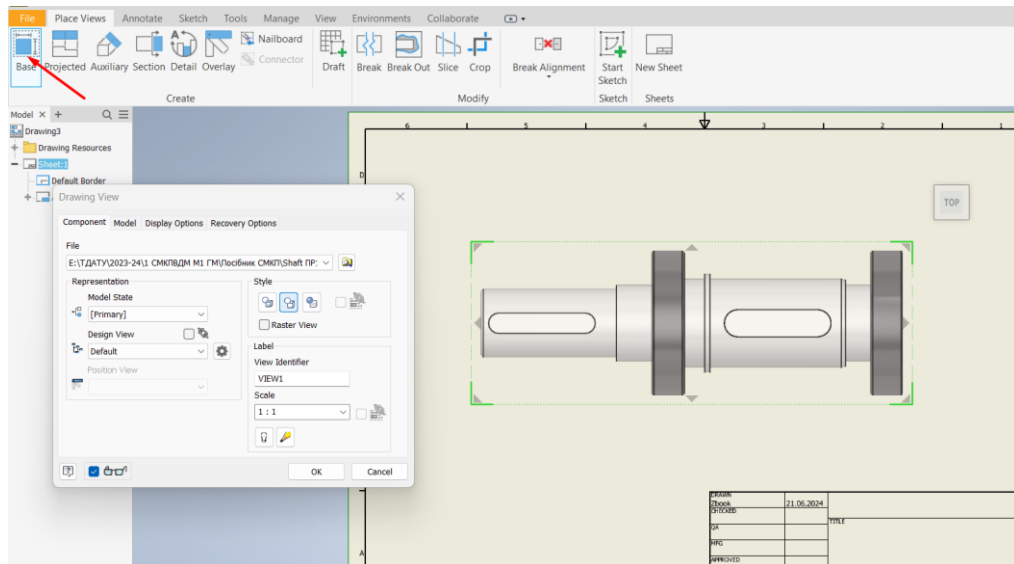


Рис. 21. Вставлення моделі вала до кресленника

Якщо отримані розміри відрізняються від вхідних даних, слід скоригувати довжини ділянок вала до необхідних розмірів на 3D моделі вала. Внесені зміни відобразяться на кресленнику. Для перегляду типу підшипників у браузері кресленника виконати налаштування прозорості для підшипників Transparent (рис. 22).

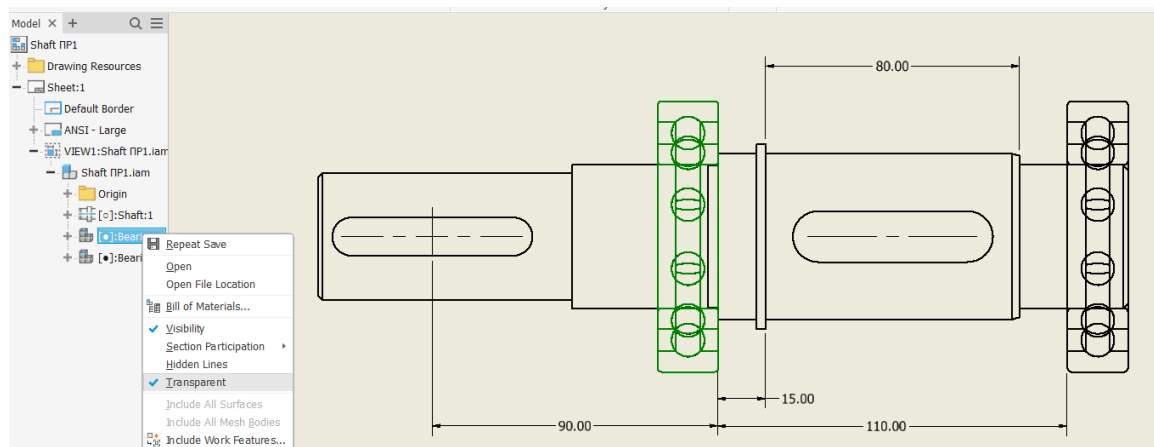


Рис. 22. Кресленник вала з підшипниками

Контрольні питання

1. Які документи можна створювати засобами пакетів САПР?
2. Способи побудови деталі в Inventor.
3. Назвіть геометричні форми ступенів вала та основні типи елементів, які можна на них розташувати (отвори, пази, тощо).
4. Перерахуйте типи навантажень та опор, які можна застосувати до вала в процесі розрахунку.
5. Як вибрати підшипники для вала?

Проектування циліндричної зубчастої передачі

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування зубчастих передач. Побудувати 3D модель циліндричної зубчастої передачі. Побудувати 3D моделі коліс.

Вихідні дані:

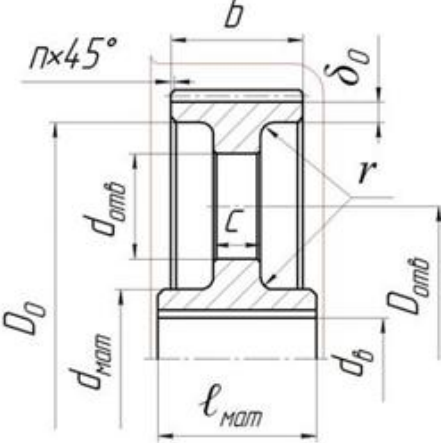
	Параметр	Значення
		Потужність P , кВт
	Частота обертання n , об/хв.	550
	Число зубів Gear 1	28
	Число зубів Gear 2	110
	Ширина вінця b_2	44
	Діаметр вала, $d_в$	55
	Діаметр маточини, $d_{мат}$	80
	Довжина маточини, $l_{мат}$	76
	Внутрішній діаметр обода, D_0	200
	Товщина диска, c	20
	Діаметр розташування технологічних отворів, $D_{отв}$	150
	Діаметр технологічних отворів, $d_{отв}$	30
	Кількість отворів у диску	6

Рис. 1. Розрахункова схема

Створення файлу проєкту і запуск генератора компонентів циліндричної зубчастої передачі

- на панелі інструментів швидкого доступу натиснути кнопку створення нового файлу **New**;
- у вікні **New File** вибрати **Standard.iam** й натиснути кнопку **Create**;
- на панелі **Design** вибрати вкладку **Spur Gear**;
- у наступному вікні ввести ім'я проєкту та створити папку для проєкту, натиснувши **Save**.

Після запису файлу відкриється вікно генератора майстра проектування шестерень **Spur Gears Component Generator**.

Вибрати модель з п'яти можливих варіантів моделей і розрахунків:

- Module and Number of Teeth - модуль і число зубів;
- Number of Teeth - число зубів;
- Center Distance - міжосьова відстань;
- Total Unit Correction - загальний коефіцієнт зміщення;
- Module - модуль.

Вибір параметрів зубчастих зачеплень

1. В області **Common** вкладки **Design** вибрати в меню, що розкривається, **Design Guide** параметр **Total Unit Correction** й заповнити параметри:

- Desired Gear Ratio – 4,0;
- Module – 2,0 мм;
- Center Distance – 140 мм.

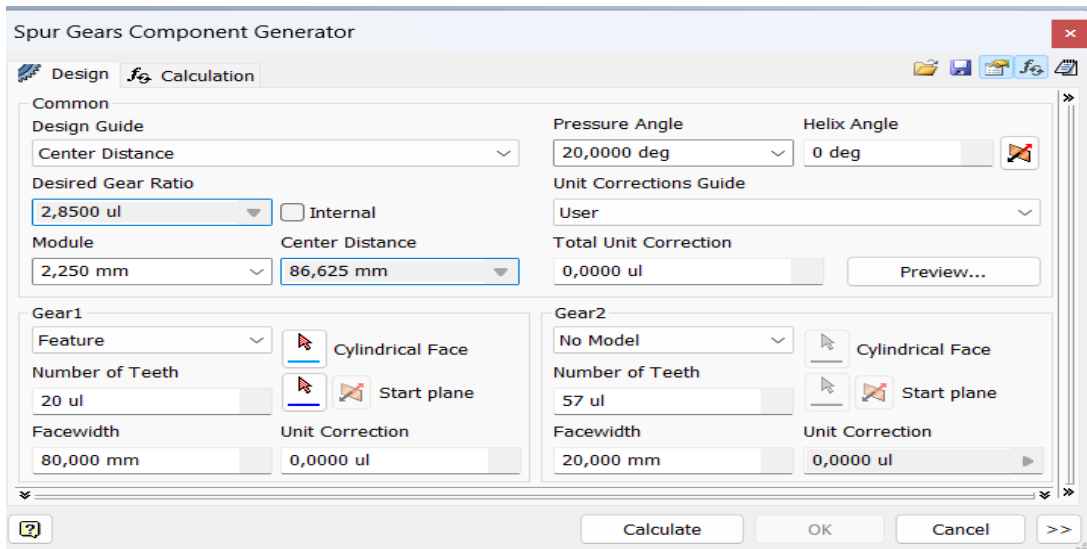


Рис. 2. Діалогове вікно **Spur Gears Component Generator**

2. На вкладці **Design Guide** вибрати параметр **Module**. Від вибору цього параметра залежить генерована модель і метод розрахунку.

3. Для визначення додаткових параметрів зубчастих коліс натисніть кнопку додаткових параметрів **More option**, розташовану в правому нижньому куті вкладки **Design** (рис. 3).

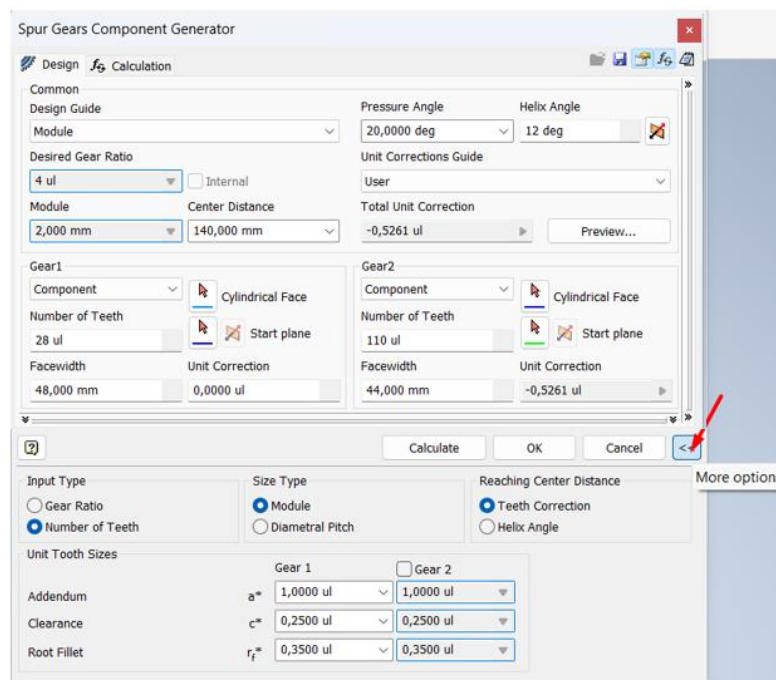


Рис. 3. Вибір параметрів зубчастих зачеплень

В області **Input Type** вибрати параметр **Number of Teeth**. Тоді як параметр введення використовуватиметься кількість зубців і стануть активними вкладки кількості зубів. У групі полів типу розміру **Size Type** вибрати значення **Module**.

4. У групі полів **Gear 1** вибрати значення **Component**. Перше зубчасте колесо буде вставлене як нова деталь.

5. У групі полів **Gear 2** вибрати в меню, що розкривається, значення **Component**. Друге зубчасте колесо буде вставлене як нова деталь.

При виборі значення **Feature** зубчасте колесо буде вставлене як елемент вала. Для цього потрібно заздалегідь мати модель вала. Для вставки обчислення без компоненту або елемента можна вибрати параметр **No Model**. Тоді у графічному вікні буде відображено одне з коліс, вибране як **Component**.

Введення параметрів в групах полів **Common**, **Gear 1** і **Gear 2** (рис. 4):

- кут зачеплення **Pressure Angle** – 20° – стандартний кут зачеплення;
- кут нахилу зубів **Helix Angle** – 10° ;
- число зубів **Number of Teeth** в області **Gear 1** – 28;
- число зубів **Number of Teeth** в області **Gear 2** – 110;
- ширина зубчастих коліс **Facewidth Gear 1** – 48 мм, **Gear 2** – 44 мм;
- коефіцієнт зміщення **Unit Correction Gear 1** – 0.

При проектуванні зубчастих зачеплень в метричній зборці параметр **Module** вибирається генератором за умовчанням. У разі проектування зубчастих передач з використанням англійських одиниць виміру в генераторі вибирається параметр діаметрального кроку **Diametral Pitch**.

Для кожного методу потрібно вказати свої параметри, які можуть розрізнятися для зубчастих коліс, наприклад число зубів або ширина колеса. Для виконання розрахунку отриманої зубчастої передачі перейти на вкладку **Calculation**. В області навантаження **Loads** ввести параметри для зубчастого колеса **Gear 1** (рис. 4):

- потужність **Power** – 5,2 кВт;
- частота обертання **Speed** – 550 об/хв.;
- коефіцієнт корисної дії **Efficiency** – 0,98.

Рис. 4. Призначення навантажень і матеріалу зубчастих коліс

Зі спадного списку вибрати матеріал **Material Values** для коліс **Gear 1** і **Gear 2**.

В додаткових параметрах внизу вкладки з типу розрахунку **Type of Load Calculation** вибрати **Power, Speed** → **Torque**.

Для виконання розрахунку натисніть кнопку **Calculate**. Область попереднього перегляду оновиться, а в області коротких відомостей про повідомлення з'явиться повідомлення про успішне виконання розрахунку.

Після натиснення кнопки **Calculate** крутний момент і параметри зубчастого колеса **Gear 2** будуть автоматично розраховані.

В правій частині вкладки на панелі **Results** наведені результати розрахунку.

При отриманні некоректних значень, показаних червоним кольором, слід відкоригувати вхідні параметри й повторити розрахунок. Повернутись на вкладку **Design**. Програма сама відкоригує значення передаточного числа згідно введених вхідних даних.

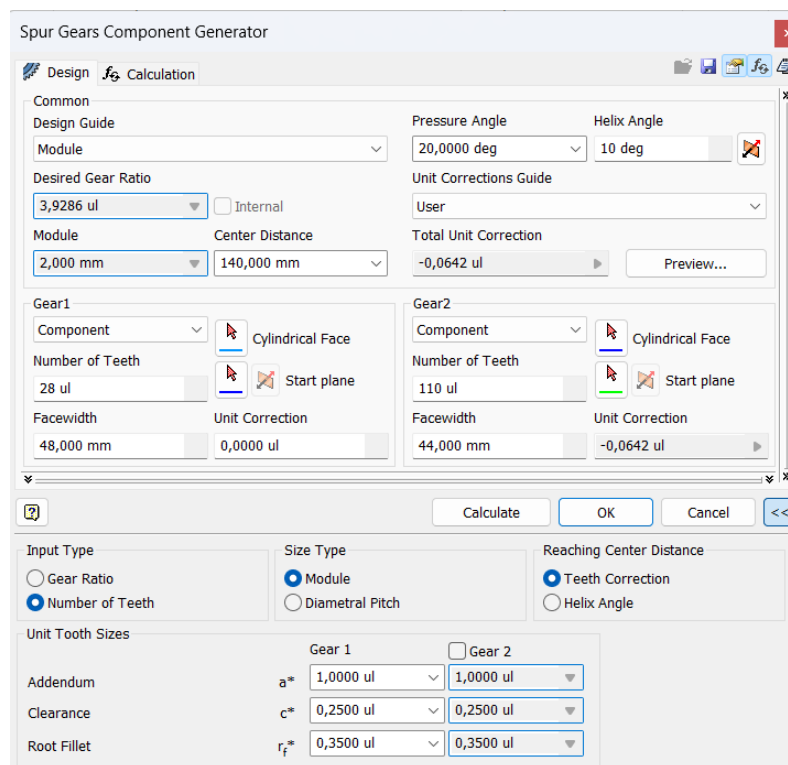


Рис. 5. Параметри зубчастої циліндричної передачі

При отриманні коректних значень розрахунку натиснути кнопку **OK** і отримати графічне зображення зубчастої передачі (рис. 6).

Формування файлу з результатами розрахунків

Зберегти результати розрахунків зубчастої передачі у форматі *.htm натиснувши кнопку **Results** (див. рис. 2.20).

Побудувати додаткові елементи коліс. Побудову можна робити як у файлі збірки, увімкнувши по черзі редагування кожного колеса, або відкрити кожний елемент у окремому файлі.

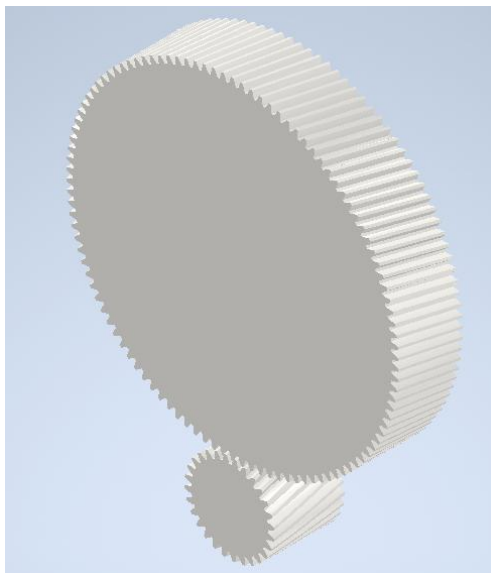


Рис. 6. Згенерована зубчаста циліндрична передача

У дереві побудови натиснути правою кнопкою миші елемент **Gear 1**, в спадному списку натиснути **Open** і відкрити елемент у новому файлі (рис. 7).

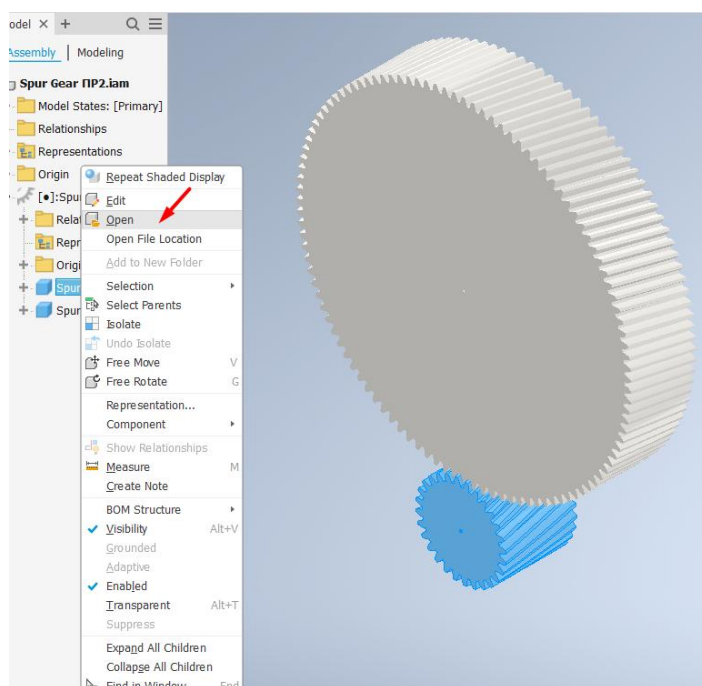


Рис. 7. Відкриття елемента **Gear 1** у новому файлі

Додаткові елементи вала-шестірні:

- діаметр вала 30 мм;
- довжина ділянок вала по 25 мм з обох боків;
- фаски на торцях вала 2 мм.

Для побудови додаткових елементів колеса **Gear 1** на торцю шестірні створити ескіз, побудувати коло діаметром 30 мм (рис. 8).

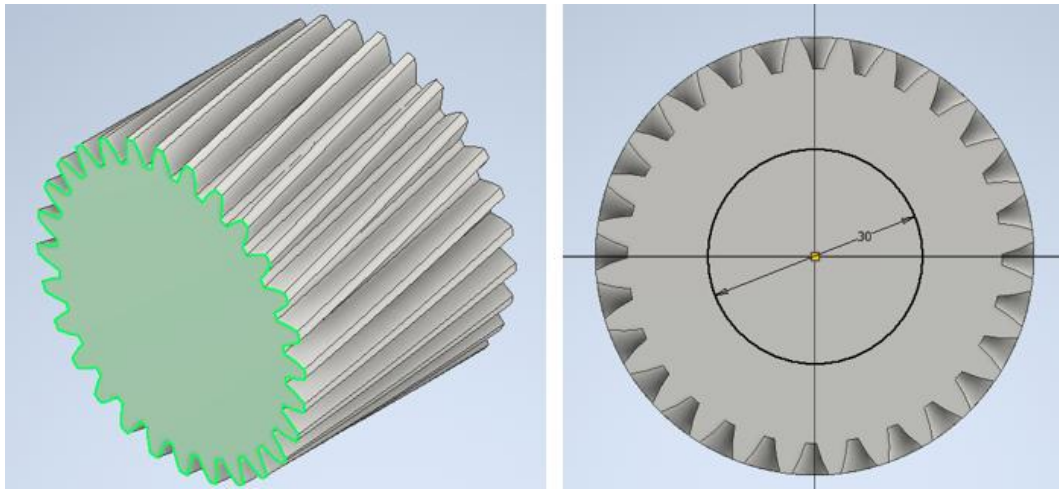


Рис. 8. Побудова ескізу кола

За допомогою інструмента **Extrude** витягнути на 25 мм (рис. 9).

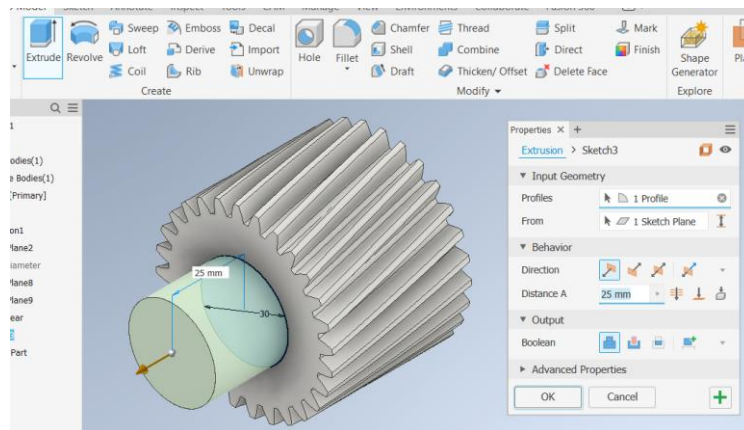


Рис. 9. Побудова ділянки вала

Побудувати фаску 2 мм інструментом **Chamfer** (рис. 10).

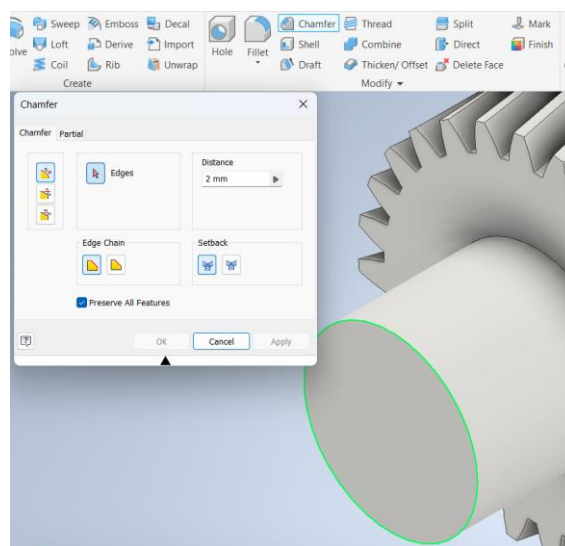


Рис. 10. Побудова фаски

На другому торцю шестірни створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 30 мм, інструментом **Extrude** витягнути на 25 мм, побудувати фаску

2 мм. Інструментом **Fillet** побудувати плавний перехід між ділянками вала й шестірнею розміром 2 мм. Отримаємо модель вала-шестірні **Gear 1** (рис. 11).

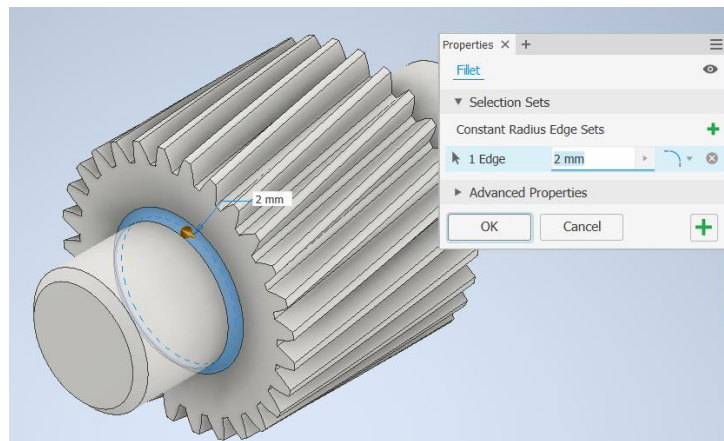


Рис. 11. Модель вала-шестірні **Gear 1**

Зберегти модель і закрити файл. Побудовані додаткові елементи шестірні будуть відображені у файлі збірки.

Додаткові параметри колеса:

- діаметр маточини 80 мм;
- довжина маточини 76 мм;
- внутрішній діаметр обода 200 мм;
- товщина диска 20 мм;
- діаметр технологічних отворів 30 мм;
- діаметр розташування отворів 150 мм;
- кількість отворів 6;
- діаметр отвору зубчастого колеса під вал 55 мм.

Для побудови додаткових елементів колеса **Gear 2** відкрити його у новому файлі. На торці колеса створити ескіз, побудувати коло діаметром 80 мм, витягнути на 16 мм. Оскільки ширина колеса 44 мм, різниця між довжиною маточини і шириною складає $76 - 44 = 32$ мм - по 16 мм з кожного боку (рис. 12).

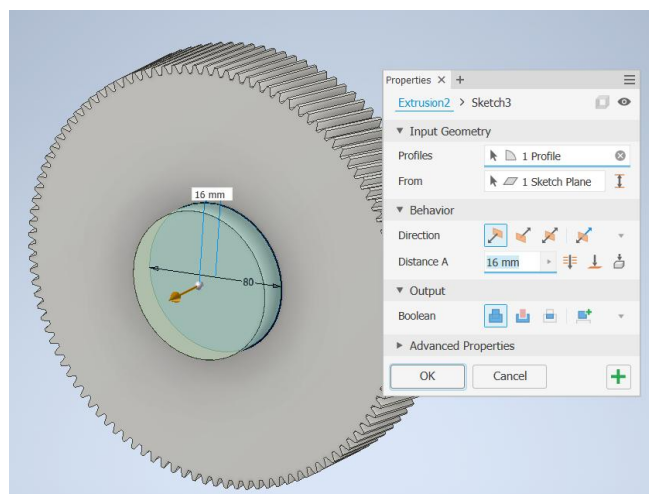


Рис. 12. Побудова маточини колеса

На цьому ж торці створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 80 мм і коло діаметром 200 мм. Вибрати інструмент **Extrude**, виділити ділянку торця колеса між двома колами й вирізати на 12 мм (рис. 13). Отримаємо поверхню диска колеса.

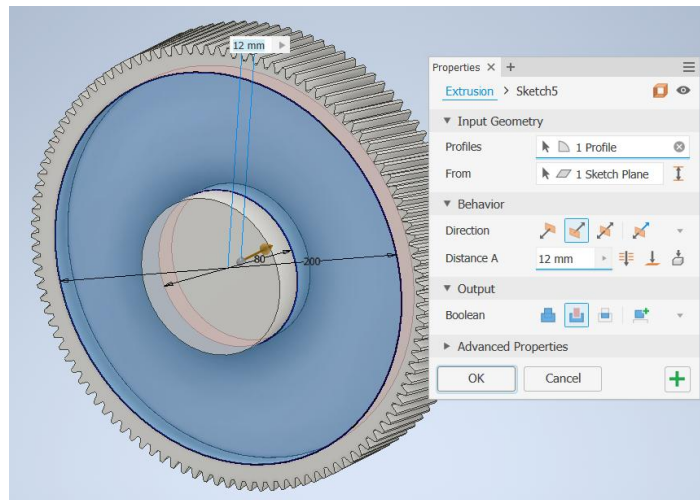


Рис. 13. Побудова диска колеса

Аналогічні побудови зробити на другому боці колеса.

Для побудови технологічних отворів створити новий ескіз, застосувати команду вставки масиву по колу.

Виділити поверхню диска колеса, створити ескіз, побудувати коло діаметром 150 мм. На цьому діаметрі побудувати коло діаметром 30 мм. Коло можна будувати у будь-якому місці, але краще на перетині кола з віссю (рис. 14).

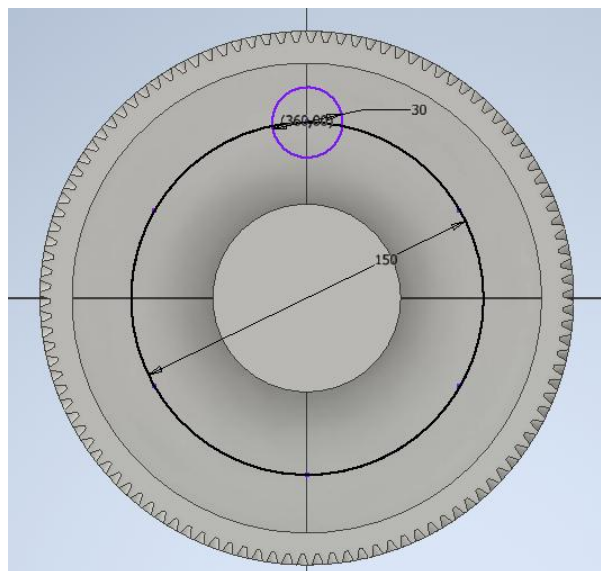


Рис. 14. Побудова ескізу технологічних отворів

На панелі інструментів вибрати **Circular**, з'явиться нова вкладка. На вкладці активна кнопка зі стрілкою **Geometry** - вибрати побудоване коло діаметром 30 мм, наступна активна кнопка зі стрілкою **Axis** - вибрати коло діаметром 150 мм. Програма за замовчанням пропонує створити масив з 6 отворів по колу 360°. Натиснути **OK** (рис. 15).

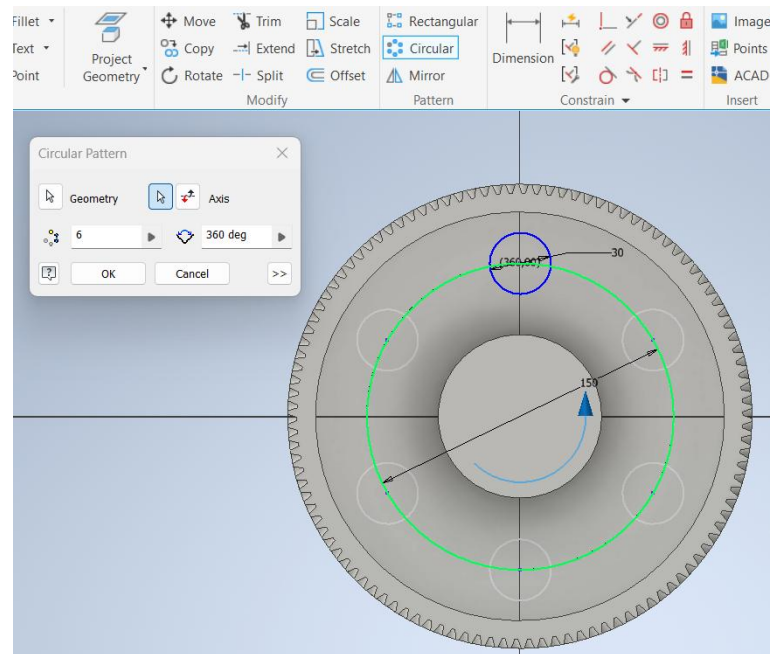


Рис. 15. Побудова масиву технологічних отворів

Вибрати інструмент **Extrude**, виділити всі 6 отворів, Інструментом **Fillet** побудувати плавний перехід між діаметром маточини й диском розміром 2 мм вирізати наскрізь Through All (рис. 16).

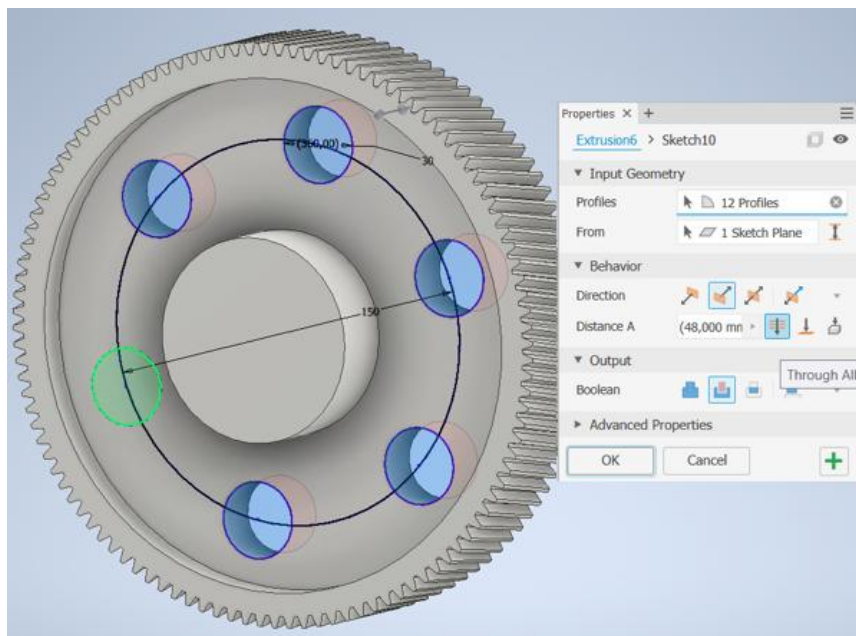


Рис. 16. Вирізання масиву технологічних отворів

Створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 55 мм, інструментом **Extrude** вирізати наскрізь (рис. 17).

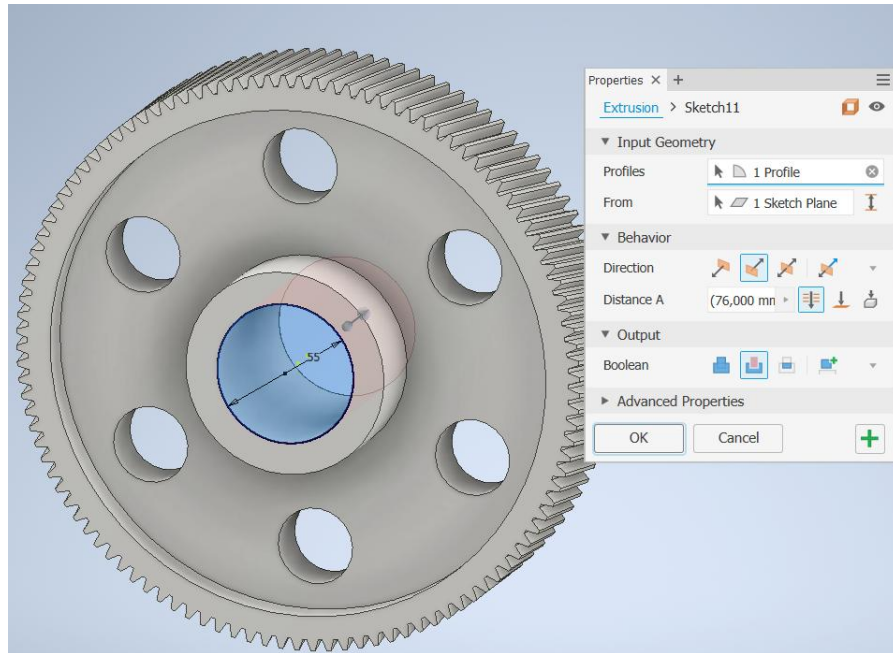


Рис. 17. Побудова отвору під вал

Побудувати на торцях маточини із зовнішнього й внутрішнього боку та по внутрішньому діаметру обода фаски 2 мм. (рис. 18).

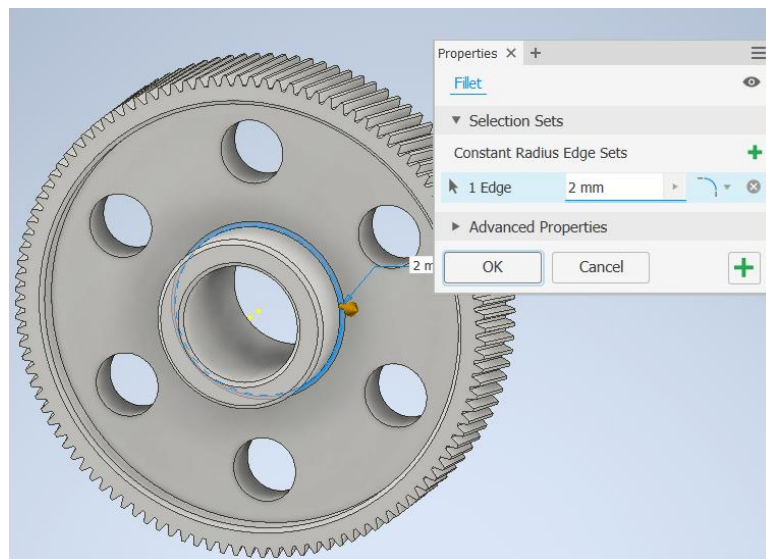


Рис. 18. Побудова переходу між ділянками вала

Після побудови всіх додаткових елементів зубчастого колеса зберегти модель і закрити файл. Побудовані додаткові елементи колеса будуть відображені у файлі збірки (рис. 19).

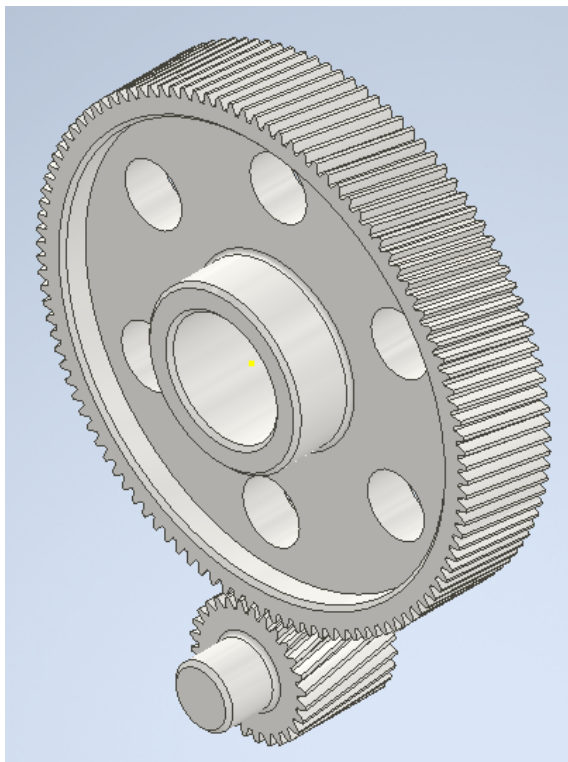


Рис. 19. Модель циліндричної зубчастої передачі

Зробити скріншот з екрану моделі зубчастої передачі й завантажити у звіт.

Контрольні питання

1. Приведіть порядок створення моделі циліндричної зубчастої передачі.
2. Назвіть методи розрахунку міцності, що доступні у генераторі циліндричних зубчастих передач, та особливості кожного із них.
3. Який матеріал слід вибирати для проектування зубчастих коліс?
4. В чому різниця призначення типу колеса як компонент і елемент?
5. Як визначити додаткові параметри циліндричних зубчастих коліс?
6. Як побудувати додаткові елементи циліндричних зубчастих коліс?
7. Яким чином можна зберегти результати розрахунку циліндричної зубчастої передачі в Inventor?

Проектування конічної зубчастої передачі

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування зубчастих передач. Побудувати 3D модель конічної зубчастої передачі.

Вихідні дані:

Параметр	Значення
Потужність P , кВт	0,5
Частота обертання n , об/хв.	1000
Передаточне число	4
Товщина обода S	$2,5m_{te} + 2$
Довжина маточини, l_M	30
Товщина диска, c	12
Діаметр маточини, d_M	63
Діаметр отвору під вал, d	35
Діаметр технологічних отворів d_o	15
Діаметр розташування отворів	90
Кількість отворів	6

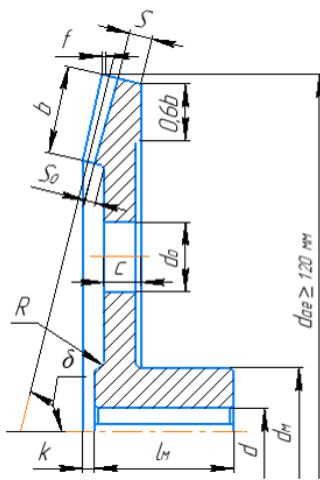


Рис. 1

Створення файлу проєкту і запуск генератора компонентів циліндричної зубчастої передачі

- на панелі інструментів швидкого доступу натиснути кнопку створення нового файлу **New**;
- у вікні **New File** вибрати **Standard.iam** й натиснути кнопку **Create**;
- на панелі **Design** вибрати вкладку **Bevel Gear**;
- у наступному вікні ввести ім'я проєкту та створити папку для проєкту, натиснувши **Save**.

Після запису файлу відкриється вікно генератора майстра проектування шестерень **Bevel Gears Component Generator** (рис. 2).

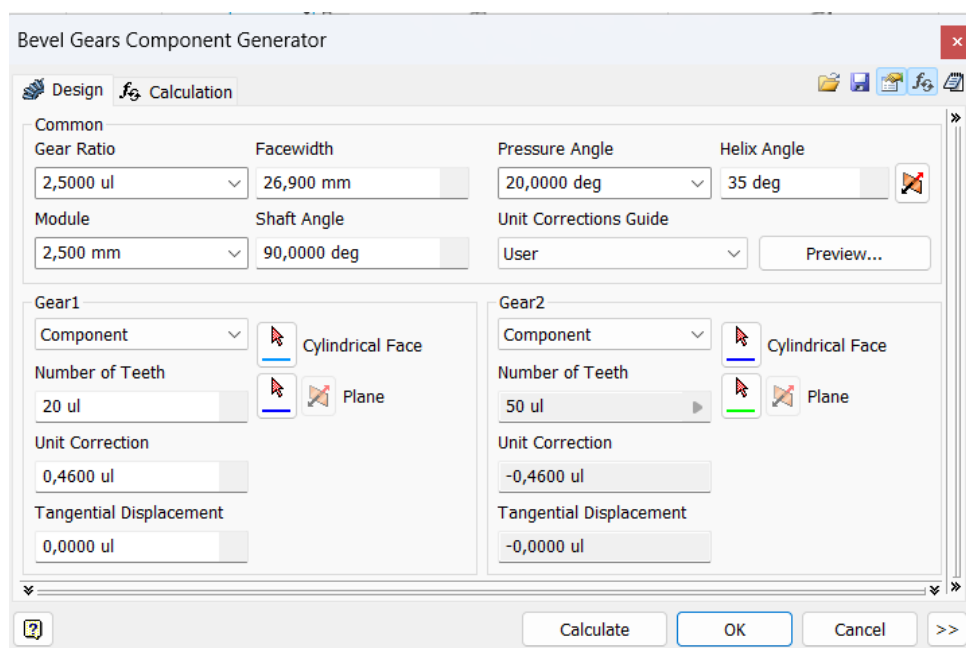


Рис. 2. Діалогове вікно **Bevel Gears Component Generator**

Вибір параметрів зубчастих зачеплень

В області **Common** вкладки **Design** заповнити параметри:

- Gear Ratio – 4,0;
- Module – 2,0 мм;
- Facewidth – 21,5 мм.

Для визначення додаткових параметрів зубчастих коліс натисніть кнопку додаткових параметрів **More option**, розташовану в правому нижньому куті вкладки **Design** (рис. 3).

В області **Input Type** вибрати параметр **Number of Teeth**. Тоді як параметр введення використовуватиметься кількість зубців і стануть активними вкладки кількості зубів. У групі полів типу розміру **Size Type** вибрати значення **Module**.

У групі полів **Gear 1** вибрати значення **Component**. Перше зубчасте колесо буде вставлене як нова деталь.

У групі полів **Gear 2** вибрати в меню, що розкривається, значення **Component**. Друге зубчасте колесо буде вставлене як нова деталь.

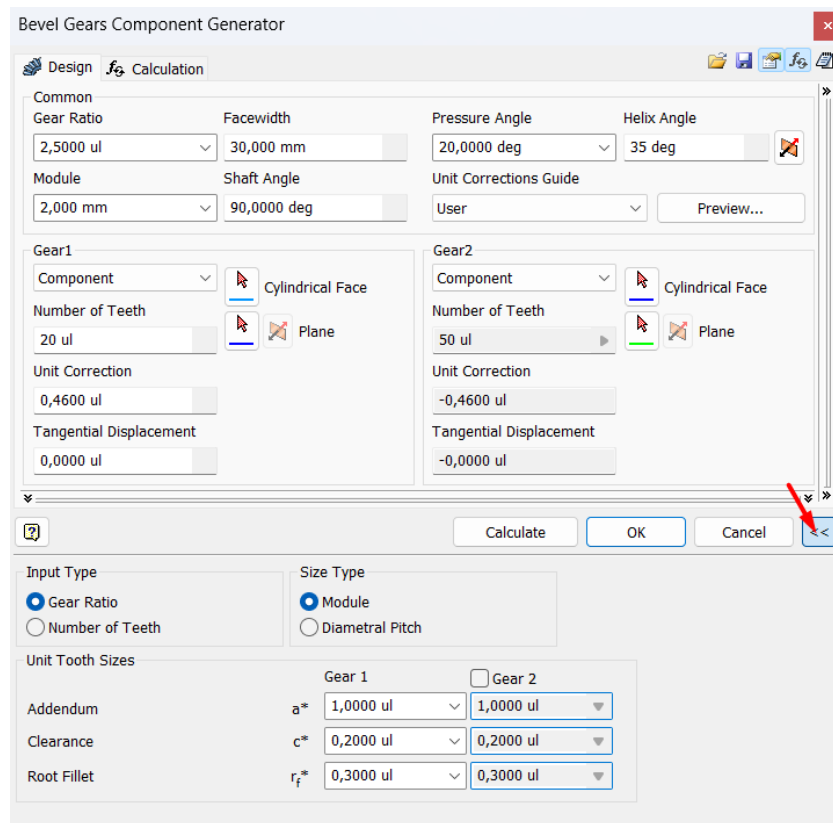


Рис. 3. Вибір параметрів зубчастих зачеплень

Для вставки обчислення без компоненту можна вибрати параметр **No Model**. Тоді у графічному вікні буде відображено одне з коліс, вибране як **Component**.

Ввести числові значення:

- кут зачеплення **Pressure Angle** – 20° – стандартний кут зачеплення;
- кут нахилу зубів **Helix Angle** – 35° ;
- число зубів **Number of Teeth** в області **Gear 1** – 20;
- число зубів **Number of Teeth** в області **Gear 2** – 50;

- ширина зубчастих коліс **Facewidth** – 21,5 мм;
- коефіцієнт зміщення **Unit Correction Guide** – User.

При проектуванні зубчастих зачеплень в метричній зборці параметр **Module** вибирається генератором за умовчанням. У разі проектування зубчастих передач з використанням англійських одиниць виміру в генераторі вибирається параметр діаметрального кроку **Diametral Pitch**.

Для виконання розрахунку отриманої зубчастої передачі перейти на вкладку **Calculation**.

На вкладці розрахунку **Calculation** задається метод розрахунку міцності, який буде використовуватись при розрахунку. Вибрати методику розрахунку за стандартом ISO 6336:1996 вкладки **Method of Strength Calculation** (рис. 4).

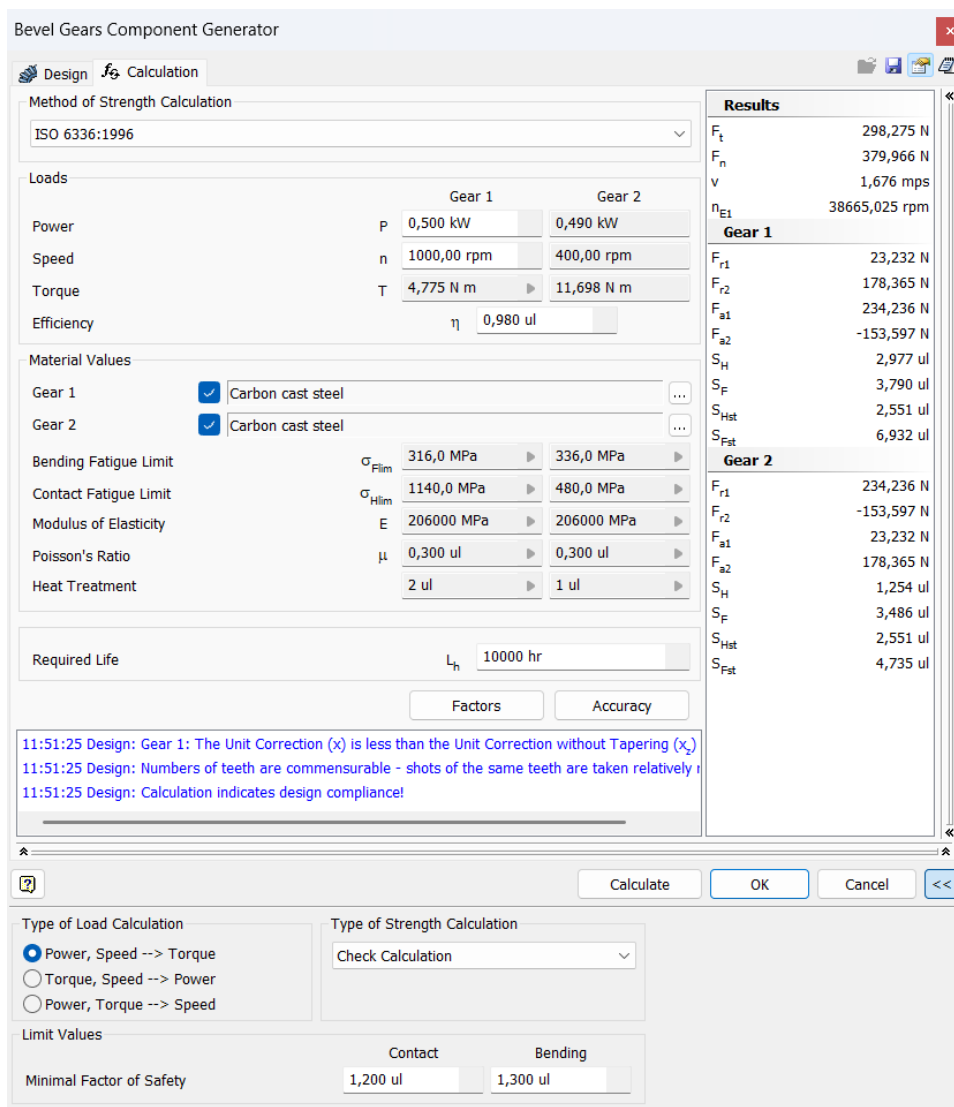


Рис. 4. Призначення навантажень і матеріалу зубчастих коліс

В області навантаження **Loads** ввести параметри для зубчастого колеса **Gear 1**:

- потужність **Power** – 0,5 кВт;
- частота обертання **Speed** – 1000 об/хв.;
- коефіцієнт корисної дії **Efficiency** – 0,98.

Зі спадного списку вибрати матеріал **Material Values** для коліс **Gear 1** і **Gear 2**, наприклад, Carbon cast steel - вуглецева лита сталь.

В додаткових параметрах внизу вкладки з типу розрахунку **Type of Load Calculation** вибрати **Power, Speed** → **Torque**.

Для виконання розрахунку натисніть кнопку **Calculate**. Область попереднього перегляду оновиться, а в області коротких відомостей про повідомлення з'явиться повідомлення про успішне виконання розрахунку.

Після натиснення кнопки **Calculate** крутний момент і параметри зубчастого колеса **Gear 2** будуть автоматично розраховані.

В правій частині вкладки на панелі **Results** наведені результати розрахунку.

При отриманні некоректних значень, показаних червоним кольором, слід відкоригувати вхідні параметри й повторити розрахунок. Повернутись на вкладку Design. Програма сама відкоригує значення передаточного числа згідно введених вхідних даних.

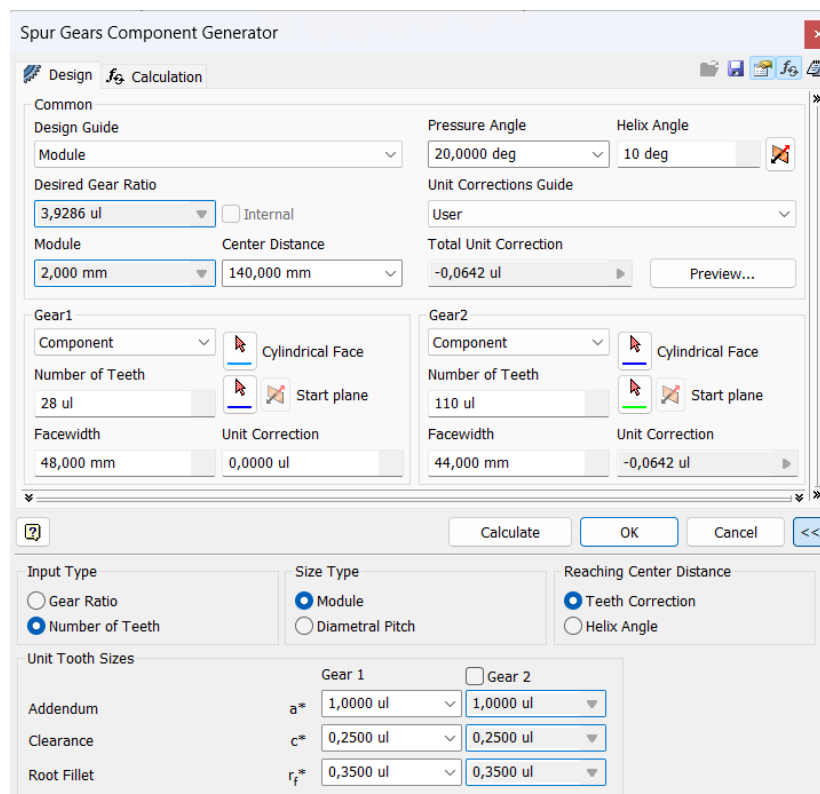


Рис. 5. Параметри зубчастої конічної передачі

При отриманні коректних значень розрахунку натиснути кнопку **OK** і отримати графічне зображення зубчастої конічної передачі (рис. 6).

Формування файлу з результатами розрахунків

Зберегти результати розрахунків зубчастої передачі у форматі *.htm натиснувши кнопку **Results**.

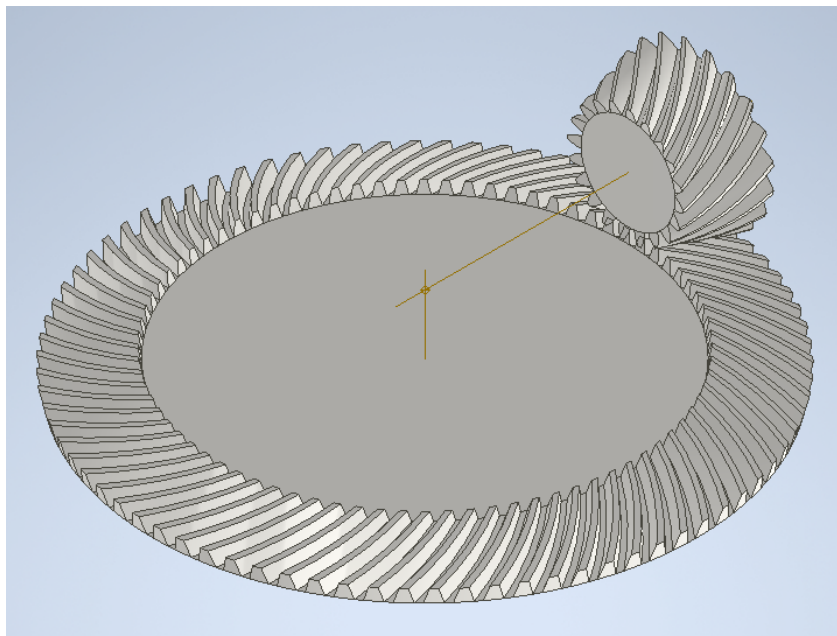


Рис. 6. Згенерована зубчаста конічна передача

Побудувати додаткові елементи коліс. Побудову можна робити як у файлі збірки, увімкнувши по черзі редагування кожного колеса, або відкрити кожний елемент у окремому файлі.

У дереві побудови натиснути правою кнопкою миші елемент **Gear 1**, в спадному списку натиснути **Open** і відкрити елемент у новому файлі. Оскільки в конічному зачепленні принаймні одне з коліс повинно бути з консольним розташуванням, менше з коліс будуємо як вал-шестірню.

Додаткові елементи вала-шестірні:

- діаметр першої ділянки вала 30 мм, довжина 8 мм;
- діаметр другої ділянки вала 25 мм, довжина 50 мм;
- фаска на торцю вала 1 мм.

Для побудови додаткових елементів колеса **Gear 1** на торцю шестірні створити ескіз, побудувати коло діаметром 30 мм. За допомогою інструмента **Extrude** витягнути на 8 мм. Створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 25 мм, витягнути на 50 мм. Інструментом **Chamfer** побудувати фаску 1 мм (рис. 7).

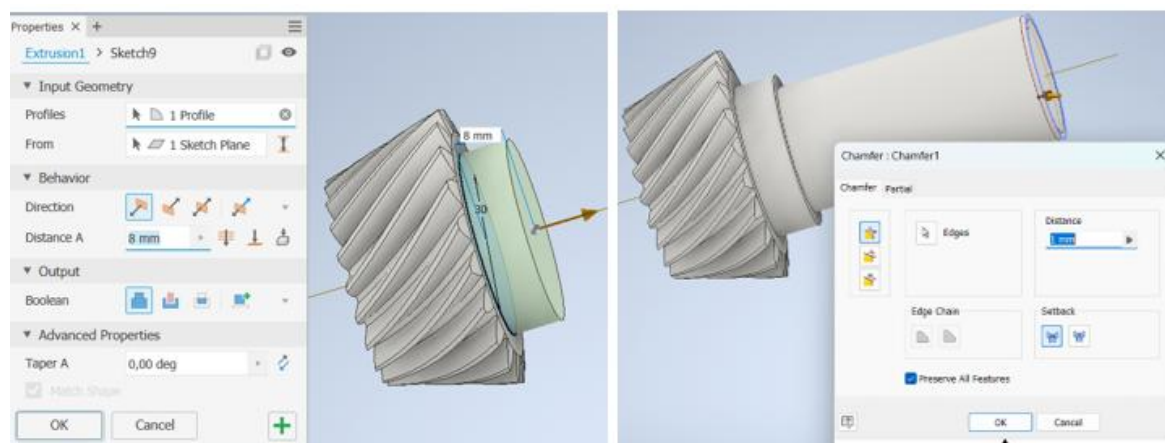


Рис. 7. Побудова додаткових елементів конічної вала-шестірні

Зберегти модель і закрити файл. Побудовані додаткові елементи вала-шестірні будуть відображені у файлі збірки.

Для побудови додаткових елементів колеса **Gear 2** відкрити його у новому файлі. Створити ескіз із зовнішнього боку колеса, побудувати коло діаметром 158 мм, витиснути на 12 мм під кутом $-13,3^\circ$ (із результатів розрахунку зовнішній кут конуса колеса $\text{Outside Cone Angle } 90^\circ - 76,7^\circ = 13,3^\circ$).

Створити ескіз із внутрішнього боку колеса, побудувати коло діаметром 117,1 мм, витиснути на 6 мм під кутом $-13,3^\circ$ (рис. 8).

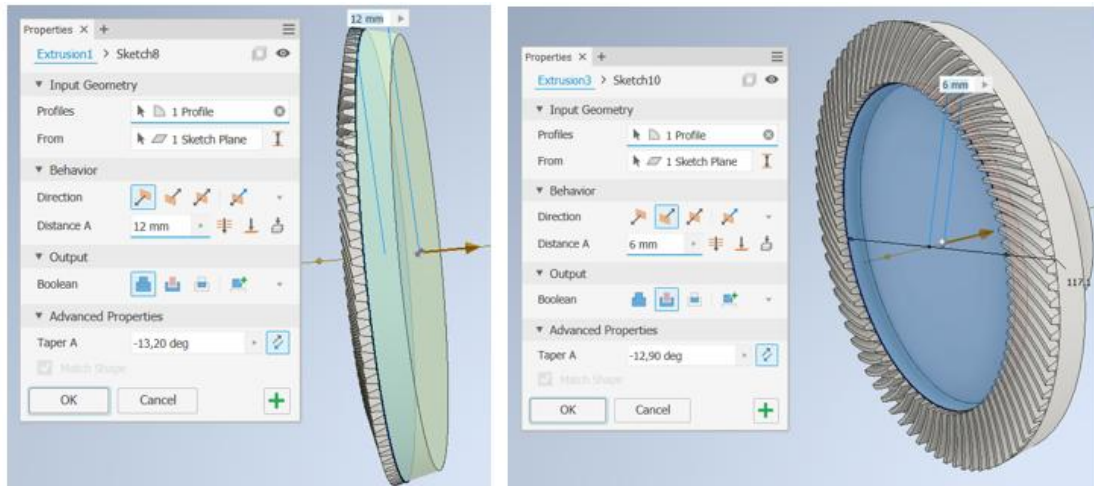


Рис. 8. Побудова додаткових елементів конічного колеса

Побудувати інші додаткові параметри колеса загальними способами 3D-моделювання:

- діаметр маточини 63 мм витиснути на 30 мм;
- діаметр отвору конічного колеса під вал 35 мм;
- діаметр розташування отворів 90 мм;
- діаметр технологічних отворів 15 мм;
- кількість отворів 6.

На торцю колеса створити ескіз, побудувати коло діаметром 63 мм, витиснути на 30 мм. (рис. 9).

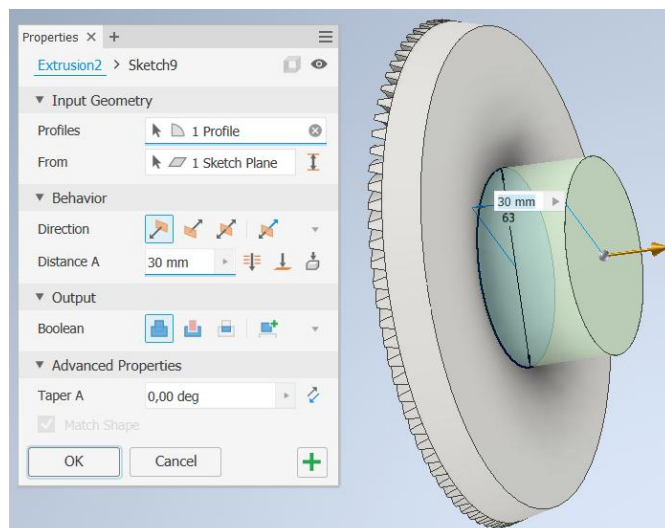


Рис. 9. Побудова маточини колеса

Створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 35 мм, інструментом **Extrude** вирізати наскрізь (рис. 10).

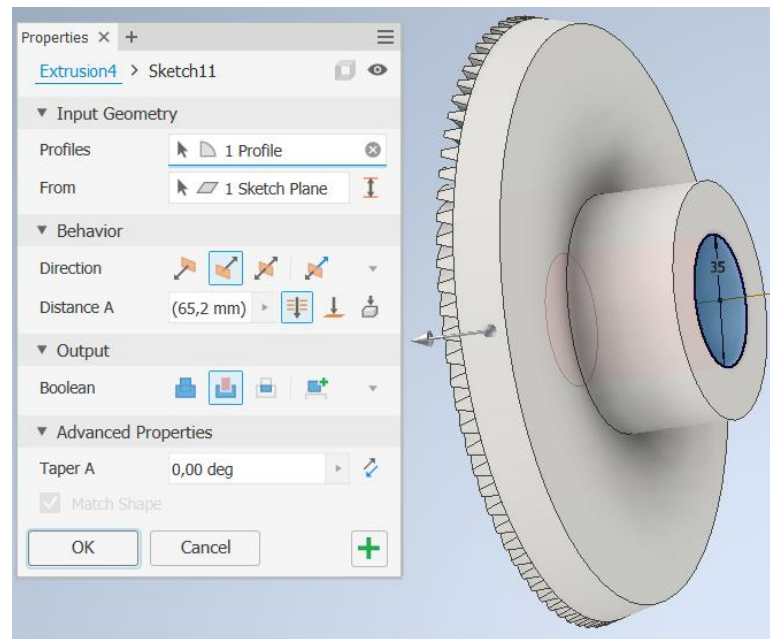


Рис. 10. Побудова отвору під вал

Створити новий ескіз, побудувати коло діаметром 90 мм. На цьому діаметрі побудувати коло діаметром 15 мм. На панелі інструментів вибрати **Circular**, з'явиться нова вкладка. На вкладці активна кнопка зі стрілкою **Geometry** - вибрати побудоване коло діаметром 90 мм, наступна активна кнопка зі стрілкою **Axis** - вибрати коло діаметром 90 мм. Програма за замовчанням пропонує створити масив з 6 отворів по колу 360°. Натиснути ОК (рис. 11).

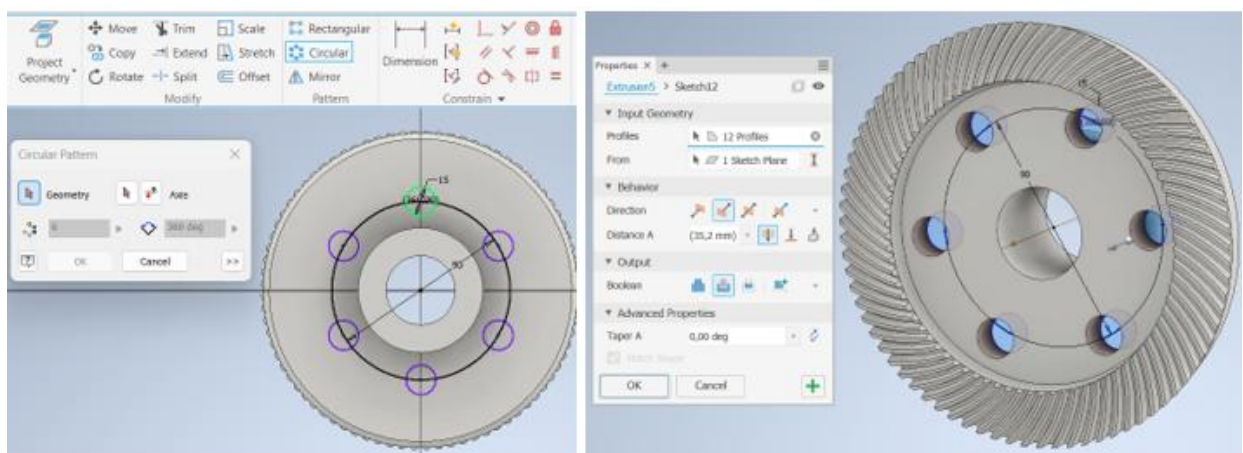


Рис. 11. Побудова технологічних отворів

Інструментом **Chamfer** побудувати фаску 1 мм на зовнішньому діаметрі маточини й отворі під вал. Інструментом **Fillet** побудувати перехідну ділянку між диском і маточиною.

Після побудови всіх додаткових елементів зубчастого колеса зберегти модель і закрити файл. Побудовані додаткові елементи колеса будуть відображені у файлі збірки (рис. 12).

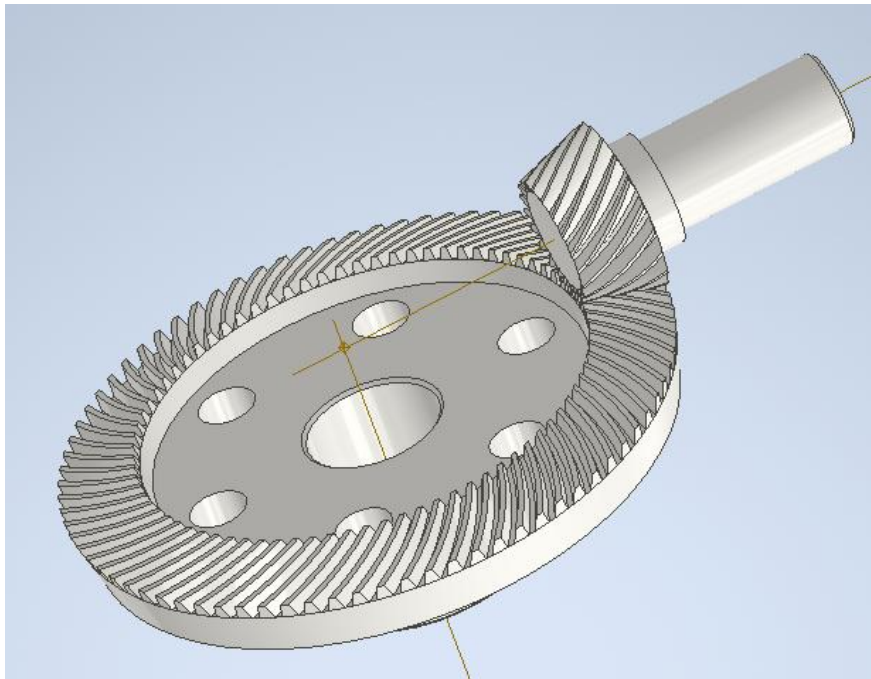


Рис. 12. Модель конічної зубчастої передачі

Зробити скріншот з екрану моделі зубчастої передачі й завантажити у звіт.

Контрольні питання

1. Назвіть основні можливості генератора конічної зубчастої передачі.
2. Приведіть порядок створення моделі конічної зубчастої передачі.
3. Назвіть методи розрахунку міцності, що доступні у генераторі конічних зубчастих передач.
4. Опишіть порядок роботи з базою даних матеріалів у генераторі конічних зубчастих передач.
5. Який матеріал слід вибрати для проєктування конічних зубчастих коліс?
6. В чому різниця призначення типу колеса як Component і No Model?
7. Як можна переглянути розміри зубчастих коліс, побудованих за допомогою генератора конічних зубчастих передач?
8. Як визначити додаткові параметри конічних зубчастих коліс?
9. Як побудувати додаткові елементи конічних коліс?
10. Яким чином можна зберегти результати розрахунку конічної зубчастої передачі в Inventor?

Проектування черв'ячної передачі

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування черв'ячних передач. Побудувати 3D модель черв'ячної передачі.

Вихідні дані:

Параметр	Значення
Потужність P , кВт	0,5
Частота обертання n , об/хв.	1000
Діаметр маточини, $d_{\text{мат}}$	50
Довжина маточини, $\ell_{\text{мат}}$	20
Внутрішній діаметр обода	140
Товщина диска, c	12
Передаточне число	40
Осьовий модуль	4
Діаметр вала, d_g	30

m , мм	15	2	2,5	3,0	4,0	5,0	$\geq 6,0$
δ_0	3,5m	3,2m	3m	2,8m	2,5m	2,4m	2,1m

Рис. 1. Розрахункова схема

Створення файлу проєкту і запуск генератора компонентів валу

- на панелі інструментів швидкого доступу натиснути кнопку створення нового файлу **New**;
- у вікні **New File** вибрати **Standard.iam** й натиснути кнопку **Create**;
- на панелі **Design** вибрати вкладку **Worm Gears**;
- у наступному вікні ввести ім'я проєкту та створити папку для проєкту, натиснувши **Save**.

Вкладка **Design**. Ввести необхідні параметри черв'ячної передачі:

Desired Gears Ratio 40

Tan. Module $m_t = 4$ мм

Tan. Pressure Angle $\gamma = 20^\circ$

Helix Angle кут нахилу гвинтової лінії зуба, $\gamma = (0 \div 55^\circ)$.

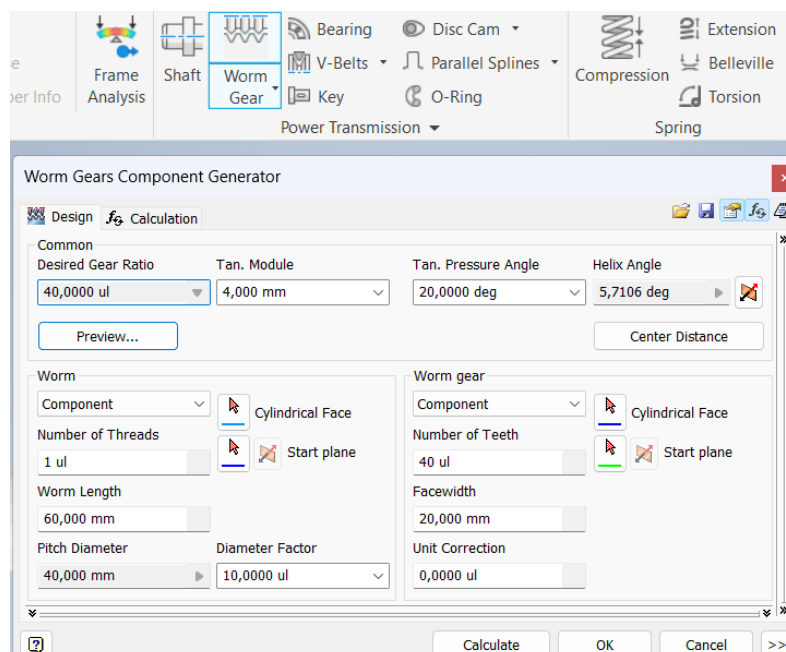


Рис. 2. Діалогове вікно **Worm Gears Component Generator**

Вкладка **Cener Distance** список усіх комбінацій значень модуля/окружного кроку, кількості зубів, коефіцієнта діаметру черв'яка і коефіцієнта зміщення черв'ячної передачі для заданої кількості зубів, передатного числа і міжосьової відстані $a_w = 20 \div 2500$ мм (рис. 3).

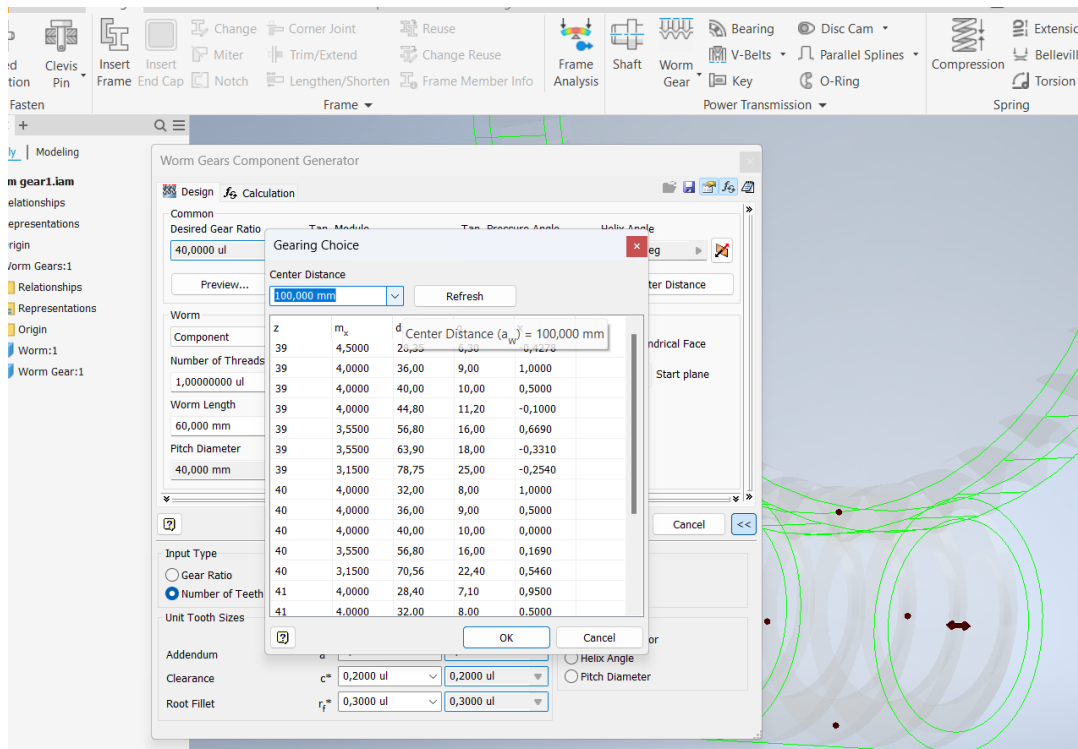


Рис. 3. Вибір параметрів черв'ячної передачі

В групах параметрів **Worm** та **Worm gear** вибрати із списків параметри **Component**.

Генератор компонентів черв'ячної передачі **Worm Gears Component Generator** створює моделі та виконує проєктувальні розрахунки (визначення розмірів та підбір матеріалу) і розрахунок навантажувальної здатності циліндричної черв'ячної передачі у відповідності зі стандартами CSN і ANSI.

Autodesk Inventor може мати два типи зачеплення: Черв'ячна передача в майстрі проєктування. В діалоговому вікні генератора черв'ячної передачі цей тип зачеплення можна вибрати:

Common - звичайне зачеплення з конволютним черв'яком ZN.

Spiral - з Архімедовим черв'яком ZA.

Ввести параметри черв'ячної передачі:

Число заходів **Number of Threads** 1,0

Число зубів **Number of Teeth** 40,0

Довжина нарізаної частини черв'яка **Worm Length** 60 мм,

Ширина колеса **Facewidth** 20 мм

Діаметр ділильного кола **Pitch Diameter** 40 мм,

Коефіцієнт діаметра **Diameter Factor** 10

Коефіцієнт зміщення **Unit Correction** 0.

Переглянути додаткові параметри зубчастого зачеплення.

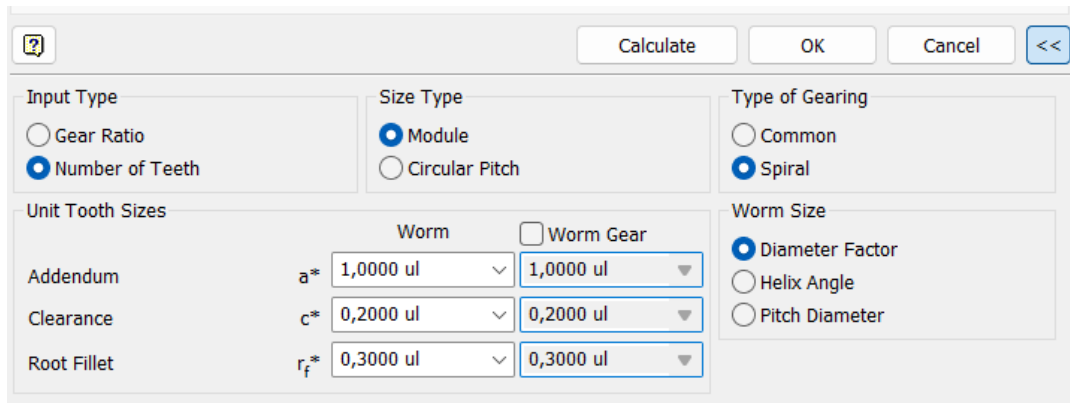


Рис. 4. Додаткові параметри черв'ячного зачеплення

Виконати розрахунок отриманої передачі.

Перейти на вкладку розрахунку **Calculation**.

Ввести вихідні дані:

Потужність **Power** 0,5 кВт;

Швидкість **Speed** 1000 об/хв.

Вибрати метод розрахунку ANSI. Для черв'яка й черв'ячного колеса вибрати відповідний матеріал зі спадного списку матеріалів **Material Values** (рис. 5). Натиснути кнопку Calculation.

Переконайтесь, що розрахунок свідчить про відповідність проекту - Calculation indicates design compliance (не виділене червоним).

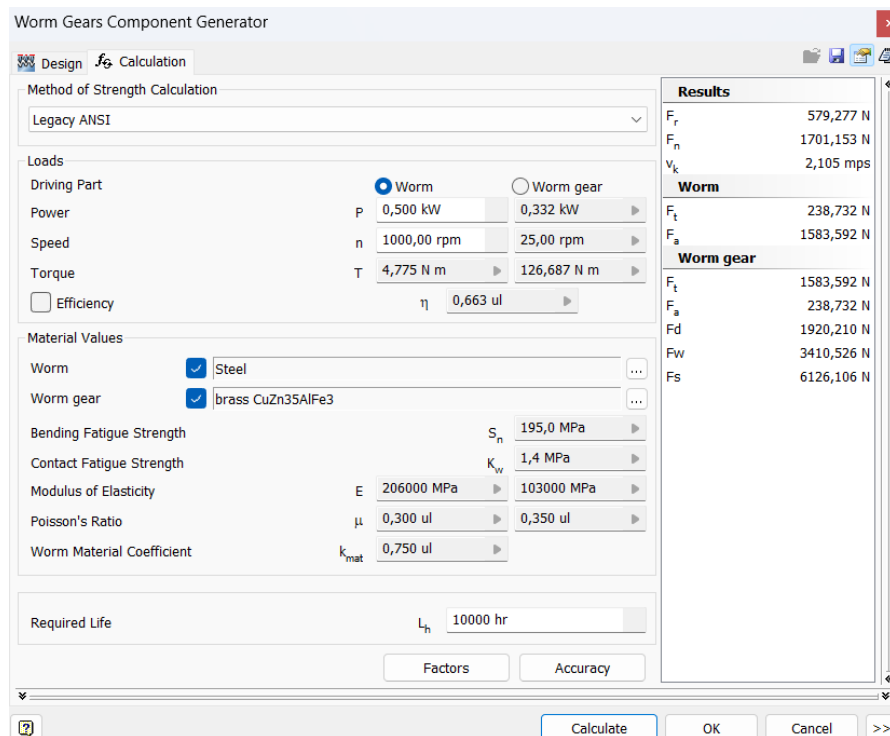


Рис. 5. Розрахунок черв'ячної передачі

Формування файлу з результатами розрахунків

Зберегти результати розрахунків зубчастої передачі у форматі *.htm.

Побудова додаткових елементів черв'яка.

Виділіть правою кнопкою миші черв'як **Worm 1**, натисніть редагування **Edit** (рис. 6).

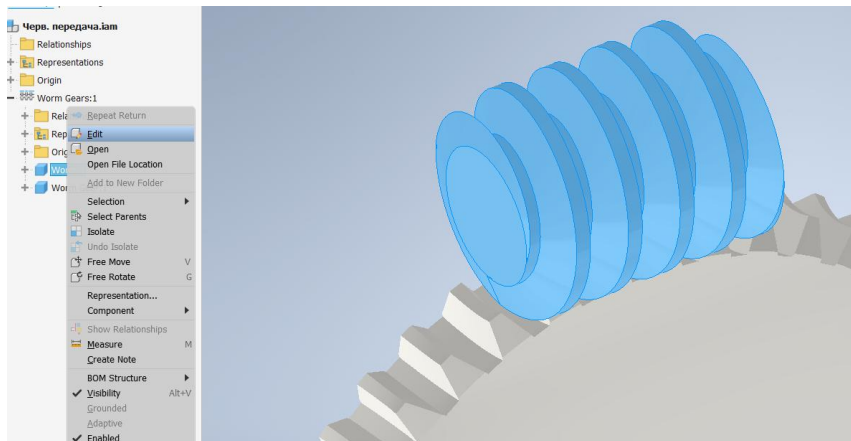


Рис. 6. Редагування черв'яка

Виділити торцеву частину черв'яка і створити новий ескіз натиснувши кнопку **Start 2D Sketch**. Побудувати коло діаметром 25 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - витягнути на 5 мм (рис. 7).

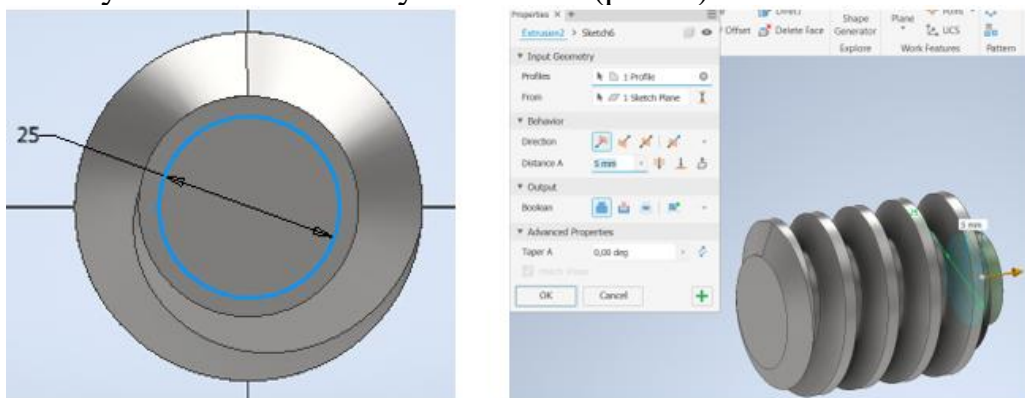


Рис. 7. Побудова додаткових елементів черв'яка

Побудувати таку саму ділянку з другого боку моделі.

Виділити торцеву частину черв'яка і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 20 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - витягнути на 20 мм. Побудувати таку саму ділянку з другого боку моделі (рис. 8).

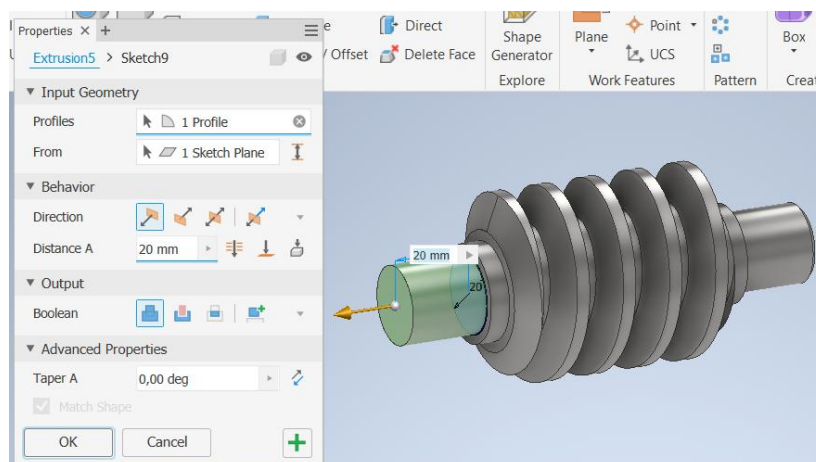


Рис. 8. Побудова ділянок вала черв'яка

Виділити торцеву частину черв'яка і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 16 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - витягнути на 30 мм (рис. 9).

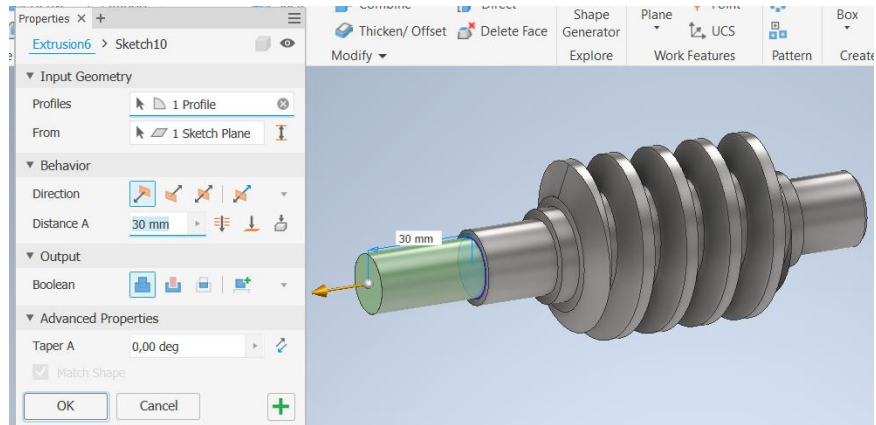


Рис. 9. Побудова вхідної ділянки вала черв'яка

Виділити торцеві ділянки вала черв'яка утримуючи **Ctrl** і побудувати фаски **Chamfer** розміром 1 мм (рис. 10).

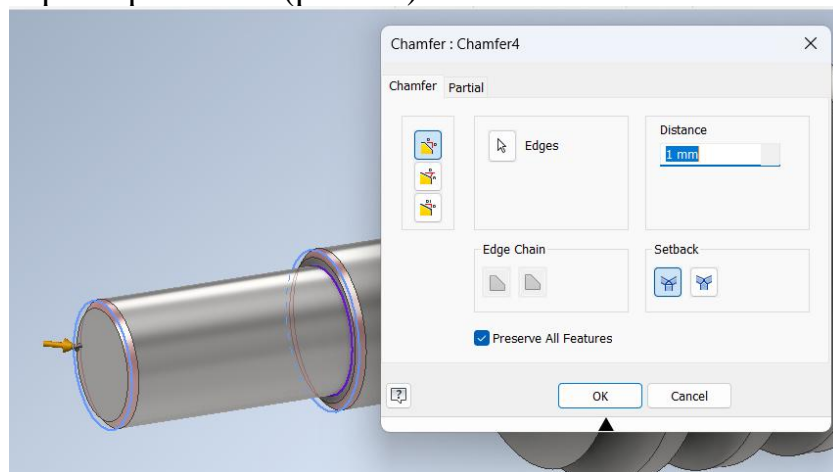


Рис. 10. Побудова фасок

Побудова додаткових елементів черв'ячного колеса.

Черв'ячні колеса виготовляють збірними з двох частин: бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Відкрити черв'ячне колесо у новій вкладці (рис. 11), зберегти під ім'ям Вінець.

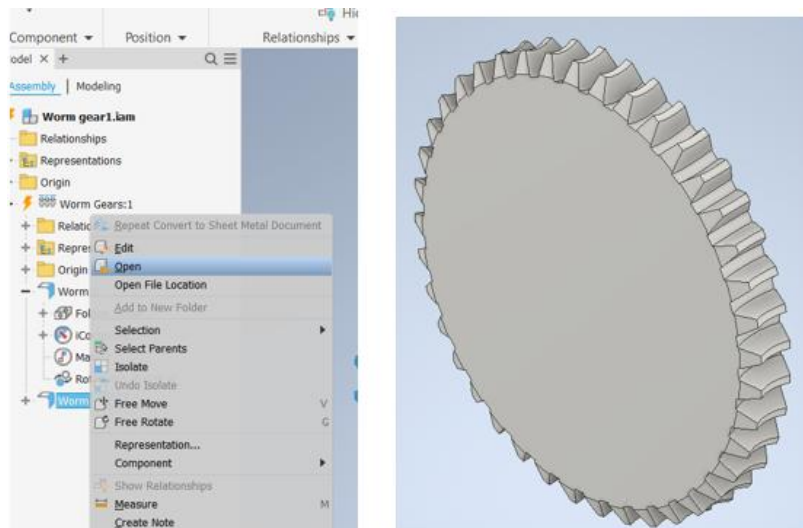


Рис. 11. Відкриття моделі черв'ячного колеса

Виділити торцеву частину вінця і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 140 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати на 16 мм. Виділити другу торцеву частину вінця і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 125 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати на 4 мм.

Призначити кольоровий матеріал Латунь для Вінця **Brass, Soft Yellow** (рис. 12).

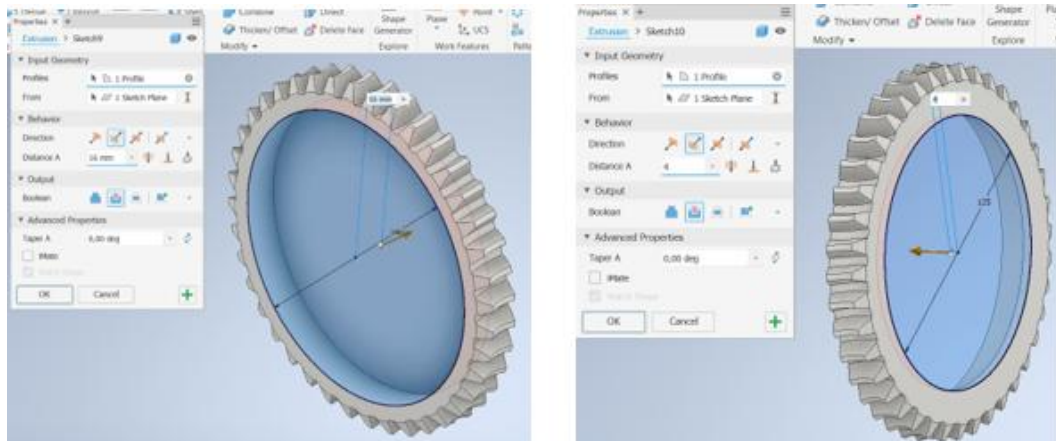


Рис. 12. Побудова Вінця черв'ячного колеса

Створити новий документ Деталь. На площині ХУ побудувати ескіз диска за розмірами (рис. 13):

- радіус диска $140/2 = 70$ мм;
- радіус буртика $125/2 = 62,5$ мм;
- товщина диска 20 мм;
- радіус маточини 25 мм;
- розподіл сходинок 16 і 4 мм.

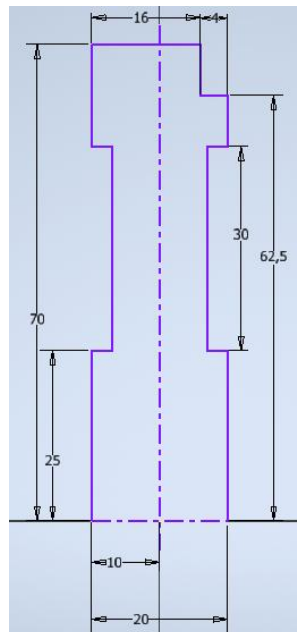


Рис. 13. Побудова ескіза диска

За допомогою команди обертання **Revolve** побудувати диск колеса. Створити на боковій площині диска новий ескіз, побудувати коло діаметром 30 мм. Командою Extrude зробити наскрізний отвір (рис. 14).

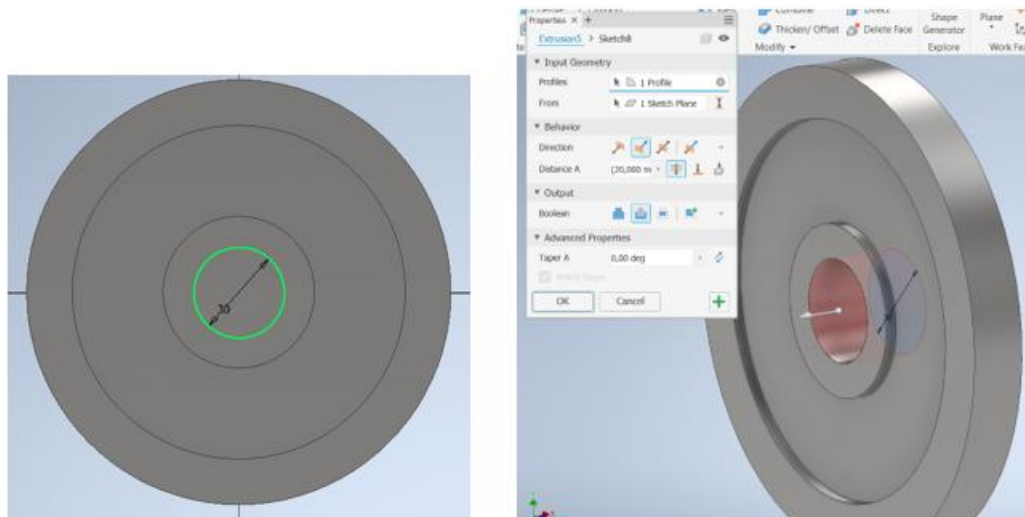


Рис. 14. Побудова отвору під вал

Створити на боковій площині диска новий ескіз, побудувати прямокутник розмірами $18,3 \times 10$ мм, закрити ескіз. Інструментом **Extrude** зробити наскрізний отвір (рис. 15).

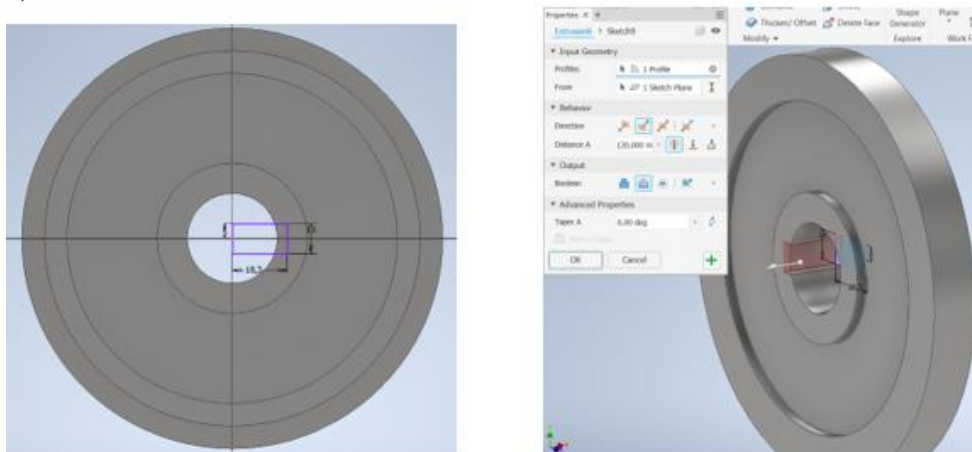


Рис. 15. Побудова отвору під шпонку

Створити на боковій площині диска новий ескіз, побудувати коло діаметром 80 мм, на ньому побудувати коло діаметром 20 мм. За допомогою інструмента **Circular** побудувати масивом 6 кіл (рис. 16), інструментом **Extrude** зробити наскрізні отвори.

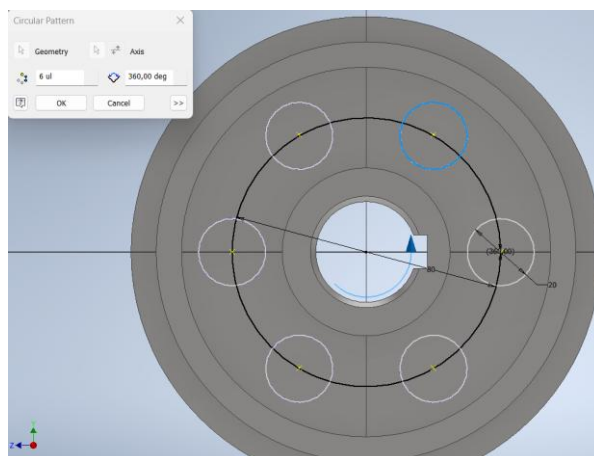


Рис. 16. Побудова отворів масивом

Побудувати фаску на отворі під вал, округлення переходу диска і маточини. Зберегти модель під ім'ям Диск і закрити.

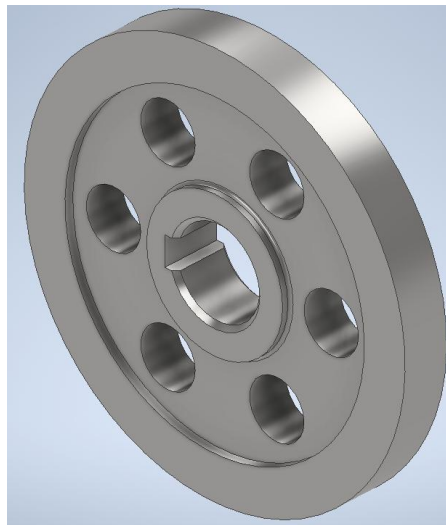


Рис. 17. Модель Диска черв'ячного колеса

Створити новий документ збірка, завантажити Вінець і Диск. Інструментом **Joint** сумістити моделі в одне ціле (рис. 18).

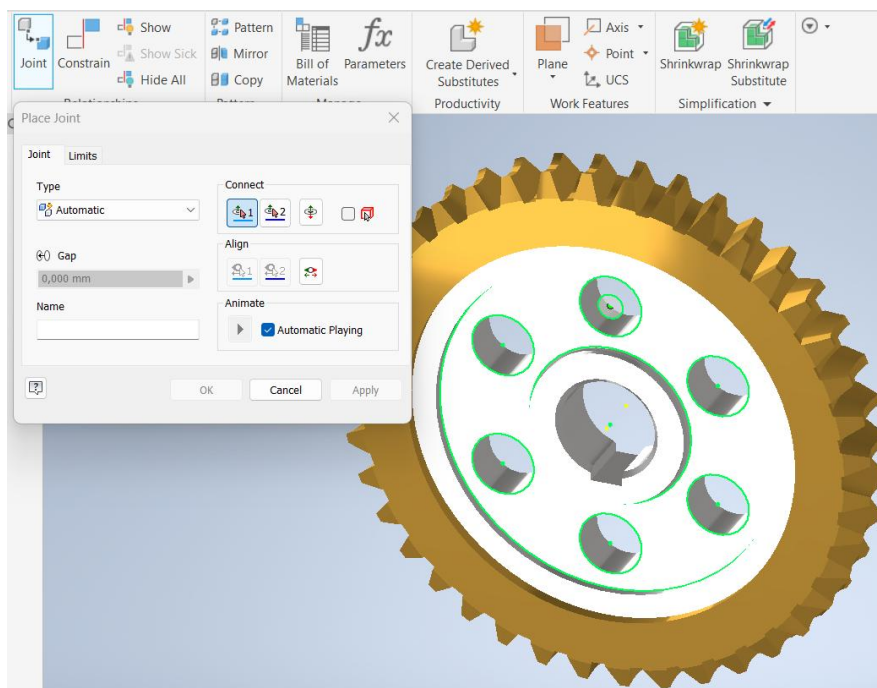


Рис. 18. Суміщення моделей Вінця й Диска

Можна також застосувати відповідні залежності для побудови збірки у файлі черв'ячної передачі.

Зробіть скріншот з екрану і завантажте у звіт.

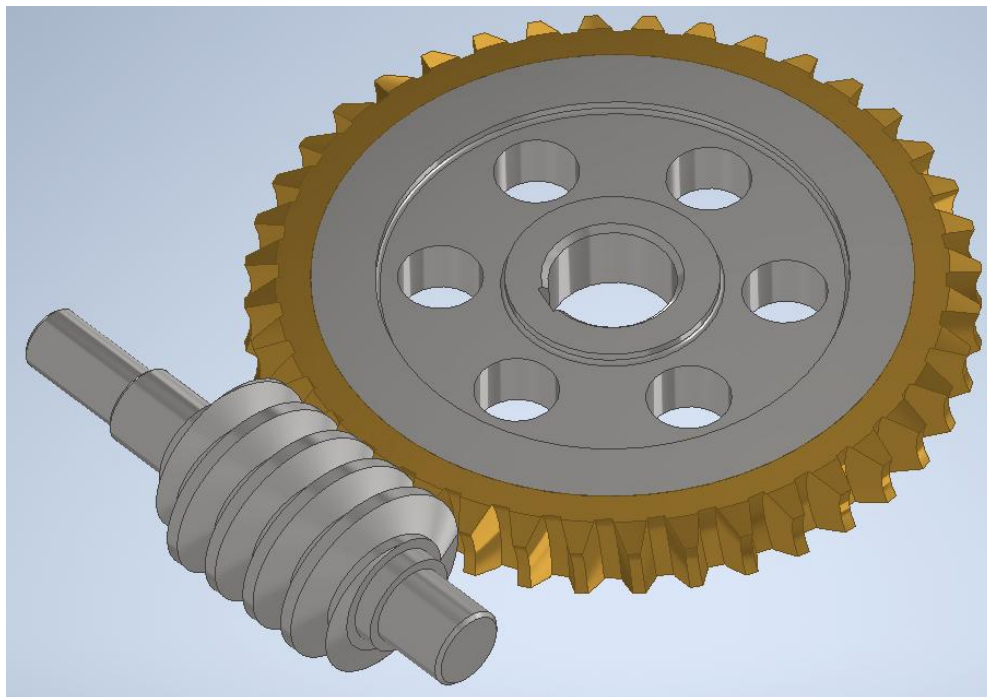


Рис. 19. Модель черв'ячної передачі

Контрольні питання

1. Приведіть порядок створення моделі черв'ячної передачі.
2. Наведіть перелік типів зачеплень черв'ячної передачі, доступних у генераторі компонентів Worm Gears.
3. Особливості моделювання черв'ячної передачі.
4. Опишіть особливості вибору матеріалів черв'ячної пари та її розрахунку.
5. Яким чином можна зберегти розрахунок передачі, створеної в генераторі Worm Gears?

Проектування пасової передачі

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування пасових передач. Побудувати 3D модель веденого шківа клинопасової передачі та отримати його робоче креслення враховуючи наступні вихідні дані:

Електродвигун перемінного струму загальнопромислового призначення
Вихідні дані:

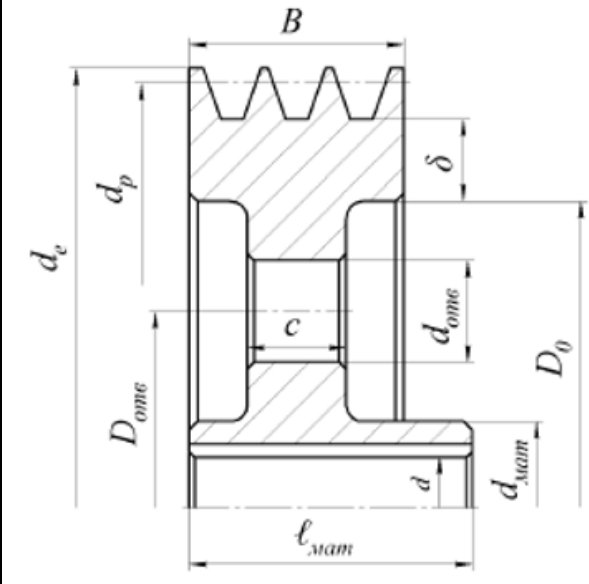
	Параметр	Значення
	Потужність P , кВт	5,9
Частота обертання n , об/хв.	1440	
Передаточне число	1,42	
Діаметр вала d , мм	58	
Діаметр маточини $d_{\text{мат}}$, мм	90	
Довжина маточини $l_{\text{мат}}$, мм	96	
Внутрішній діаметр обода, D_0	290	
Товщина диска, c	36	
Діаметр розташування отворів	200	
Діаметр отворів $d_{\text{отв}}$, мм	45	
Кількість отворів	6	

Рис. 1. Розрахункова схема

Створення файлу проєкту і запуск генератора Майстра проектування

1. На стрічці натисніть вкладку **Design** > панель **Power Transmission** > **V-Belts**.

2. Вкладка "**Design**"

3. Ввести необхідні параметри пасової передачі:

Вибрати тип паса **V-Belt DIN 2215 25×2500**

Вибрати плоску грань або робочу площину (Select planar face or work plane), указати площину в дереві побудови.

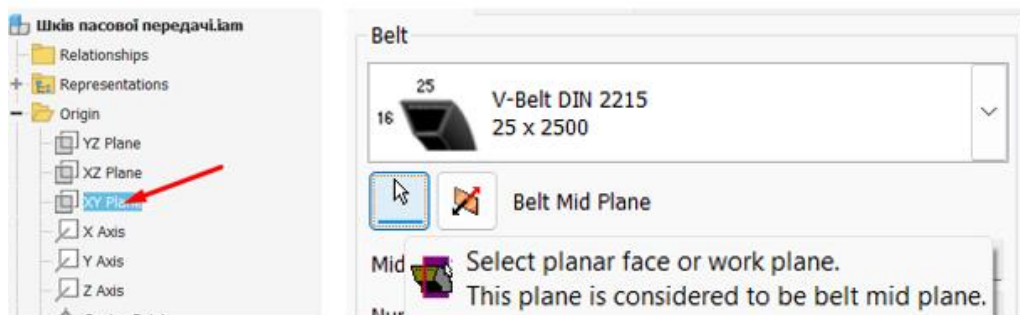


Рис. 2. Вибір місця розташування паса

Число пасів

Number of belts $z = 3$

Довжина бази

Datum length $L_d = 2561 \text{ mm}$

Шківи

Pulleys

Вкладка варіанта геометрії шківів **Pulley geometry option**, вибрати **Component** (рис. 3).

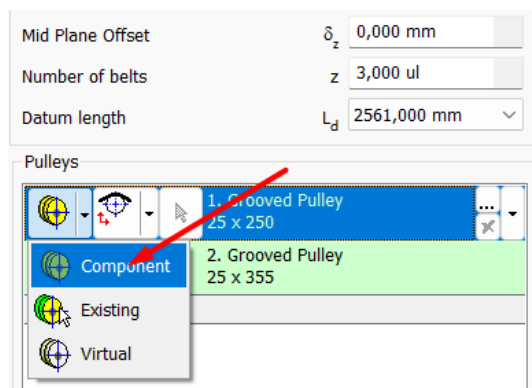


Рис. 3. Вибір типу геометрії шківів

Вкладка з розміщення шківів **Pulley placement guide**, вибрати **Free sliding position**

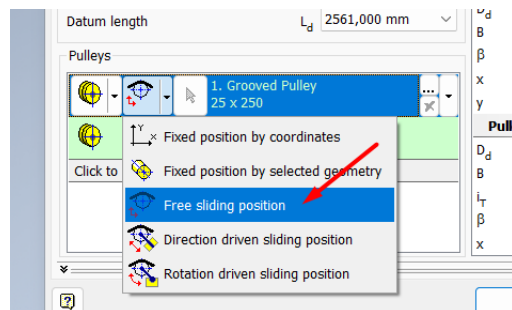


Рис. 4. Вибір способу розміщення шківів

Вибрати тип шківів

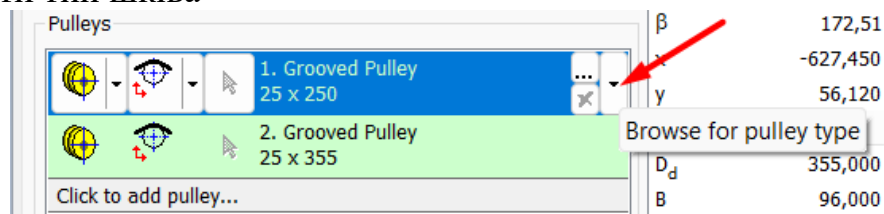


Рис. 5. Відкриття браузера типів шківів

Шків рифлений 25-DIN 2217 **Grooved Pulley 25-DIN 2217**

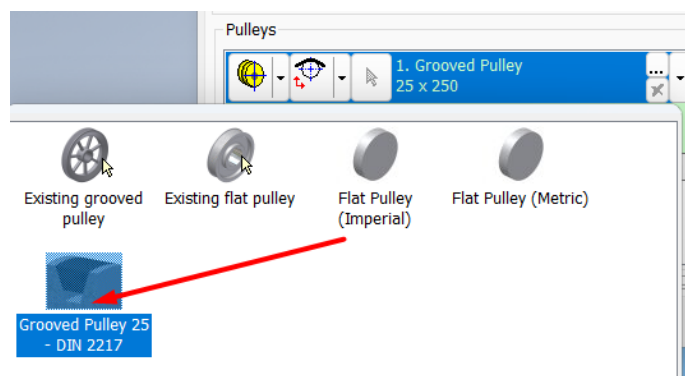


Рис. 6. Вибір типу ведучого шківів

Вибрати ведучий шків діаметром 250 мм. Для перегляду властивостей шківа відкрити вкладку **Pulley Properties**.

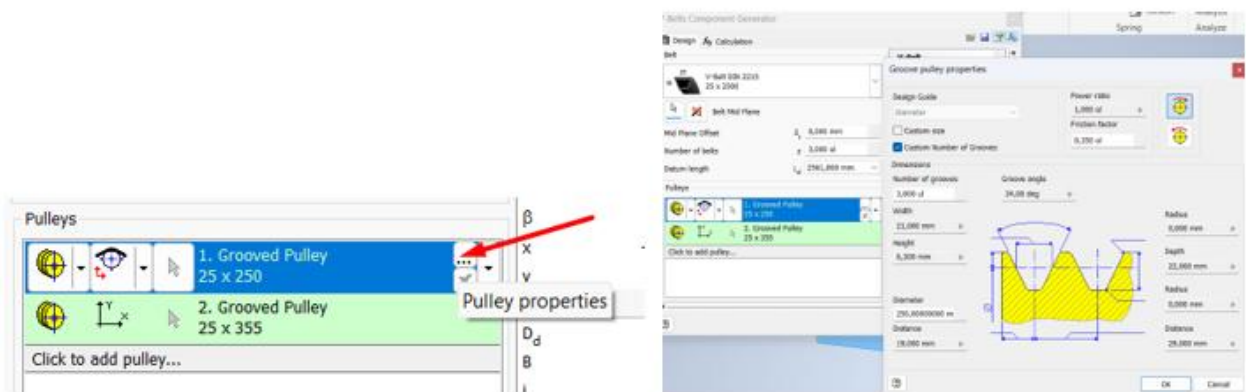


Рис. 7. Перегляд властивостей шківа

Вибрати ведений шків діаметром 355 мм. Передаточне відношення передачі $i = 1,42$.

Щоб змінити порядок шківів можна використовувати перетягування **Use drag and drop to reorder pulleys**.

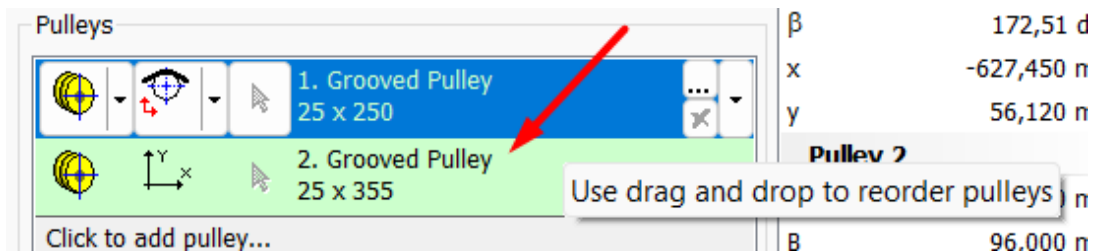


Рис. 8. Зміна порядку шківів перетягуванням

4. Перейти у вкладку розрахунку **Calculation** і ввести дані:

Power $P = 5,9 \text{ kW}$

Speed $n = 1440 \text{ rpm}$

Service factor $c_2 = 1,4$

Натиснути **Calculate** для отримання розрахунку.

Переконатись, що розрахунок свідчить про відповідність проєкту - Calculation indicates design compliance (не виділене червоним). Показники, які не відповідають вимогам міцності, будуть виділені червоним кольором. Тоді слід змінити вихідні дані.

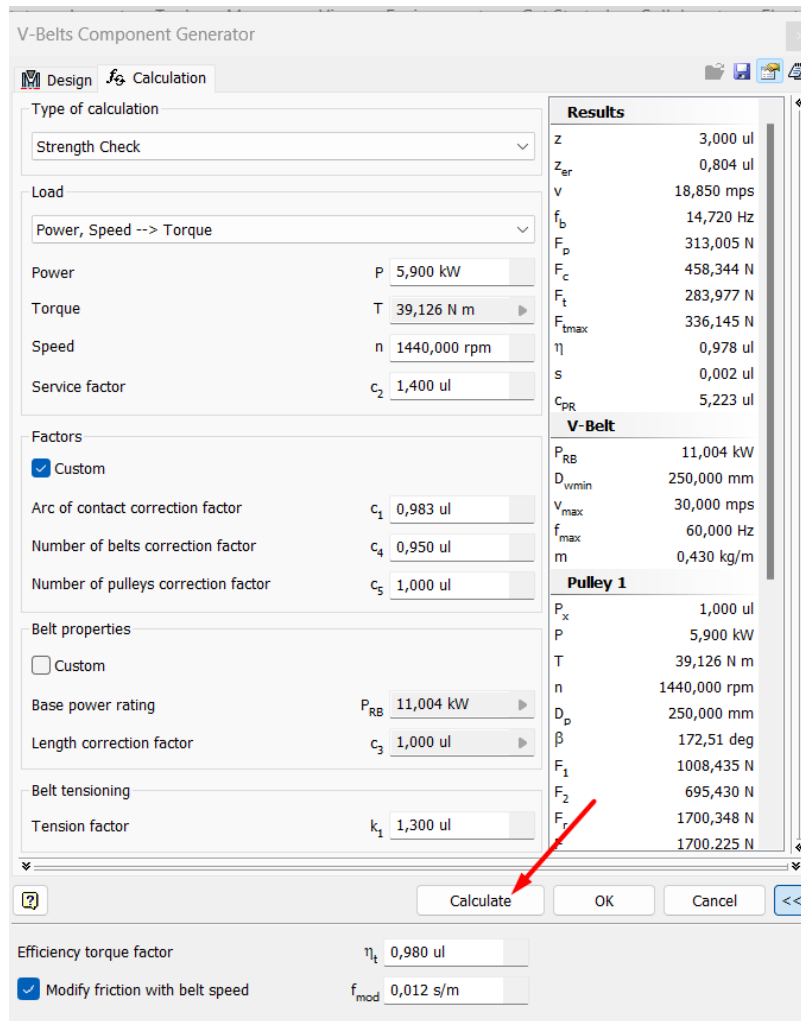


Рис. 9. Вкладка розрахунку пасової передачі

Натиснути Ок і отримати спроектовану пасову передачу.

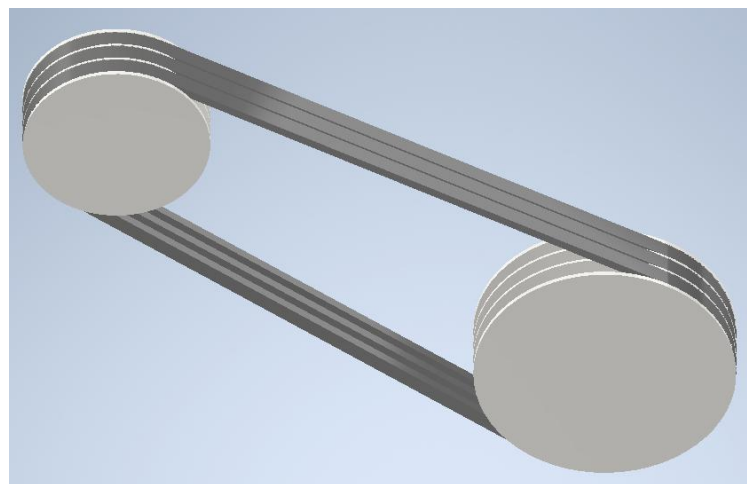


Рис. 10. Модель пасової передачі

5. Формування файлу з результатами розрахунків
Зберегти результати розрахунків пасової передачі у форматі *.htm.

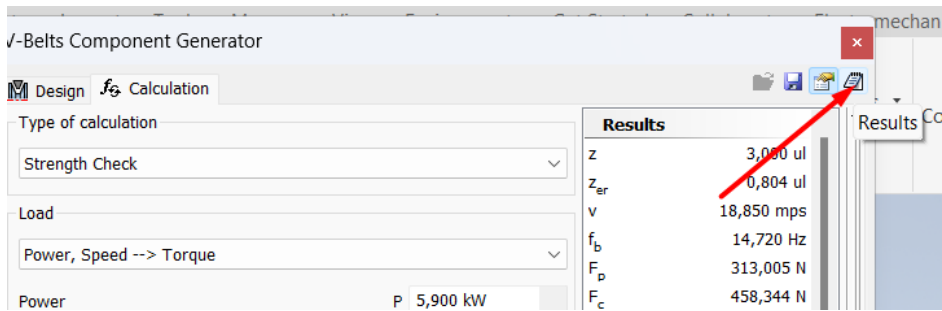


Рис. 11. Збереження результатів розрахунку

6. Побудова додаткових елементів шківів

Виділити правою кнопкою миші ведучий шків **Grooved Pulley 1:1**, натиснути редагування **Edit** (рис. 12).

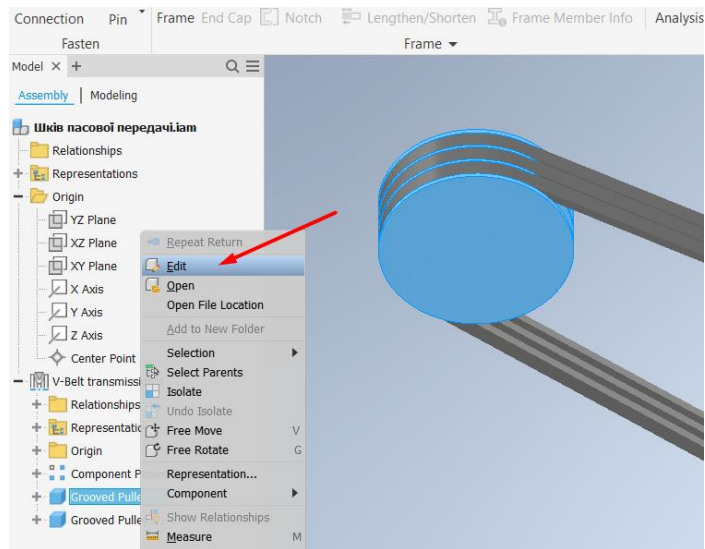


Рис. 12. Відкриття шківів для редагування

Виділити торцеву частину шківів і створити новий ескіз натиснувши кнопку **Start 2D Sketch**. Побудувати два кола діаметром 180 і 75 мм, закрити ескіз.

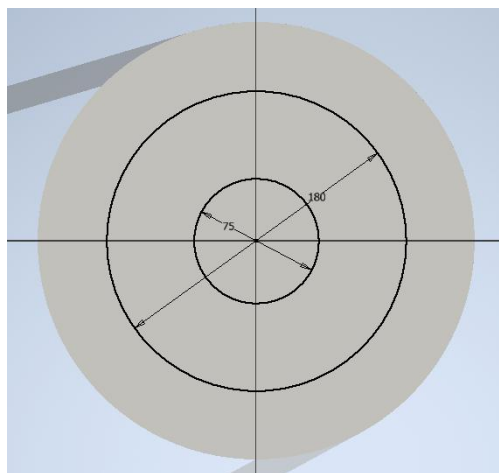


Рис. 13. Побудова ескізу

Натиснути кнопку **Extrude** - вирізати частину ескізу між побудованими колами на 30 мм (рис. 14).

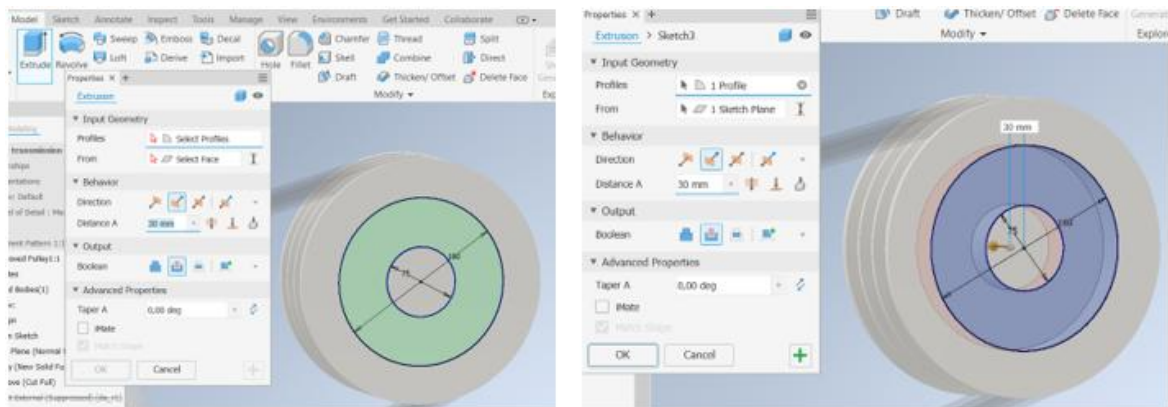


Рис. 14. Моделювання диска шків

Побудувати такі самі кола з другого боку моделі, вирізати на 30 мм.

Виділити торцеву частину шків і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 40 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати через все (рис. 15).

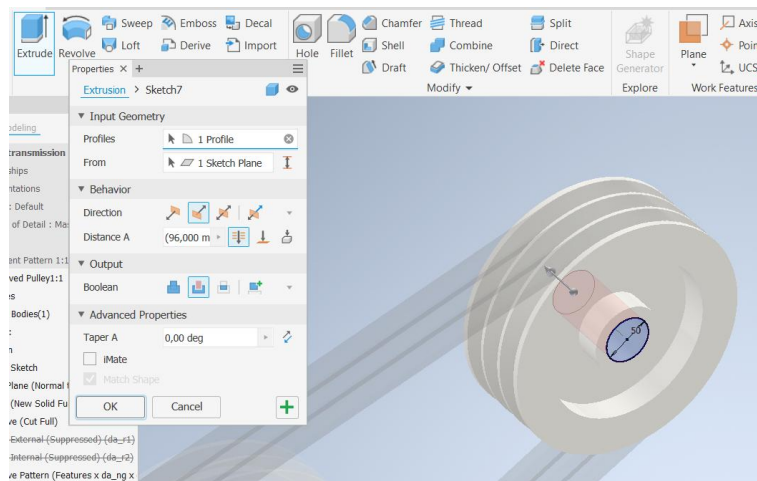


Рис. 15. Побудова отвору під вал

Виділити торцеву частину шків і створити новий ескіз. Побудувати прямокутник розмірами 16×29,3 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати через все (рис. 16).

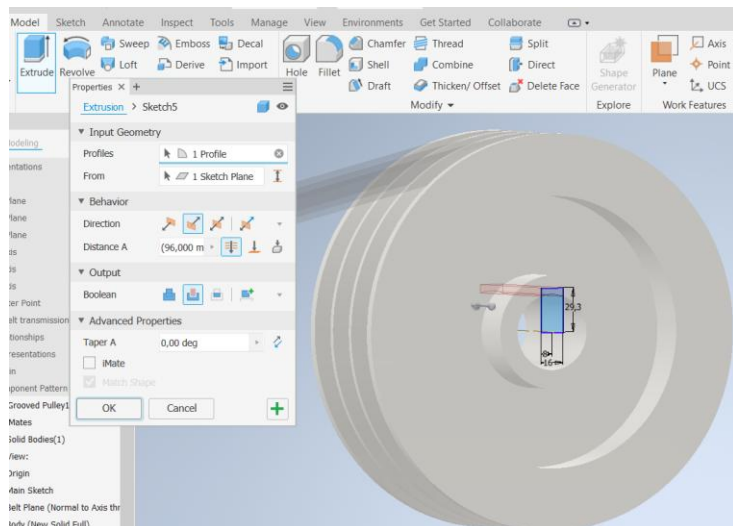


Рис. 16. Побудова паза під шпонку

Побудувати фаски інструментом **Chamfer** розміром 2 мм на отворі під вал, торцевих частинах шківів. Побудувати округлення переходу диска і маточини. Зробити скріншот з екрану і завантажити у звіт.

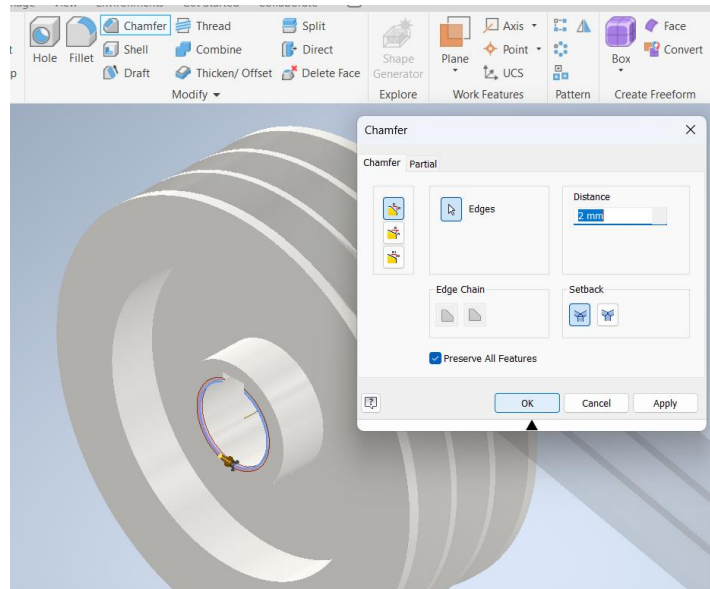


Рис. 17. Побудова фасок

Для кращого відображення можна перейти у режим перегляду моделі **Shaded with Edges**. Закрити модель.

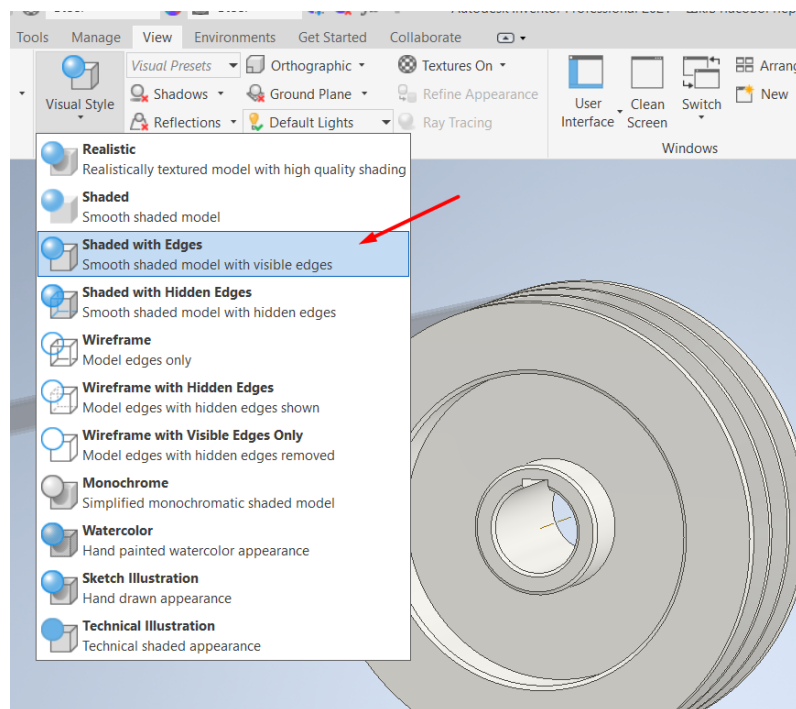


Рис. 18. Режим перегляду **Shaded with Edges**

7. Додаткові параметри веденого шківів.

Виконуються аналогічно побудови ведучого шківів.

Виділити правою кнопкою миші ведений шків, натиснути редагування **Edit**.

Виділити торцеву частину шківів і створити новий ескіз натиснувши кнопку **Start 2D Sketch**. Побудувати два кола діаметром 290 і 90 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати частину ескізу між побудованими колами на 30 мм. Побудувати такі самі кола з другого боку моделі, вирізати на 30 мм.

Виділити торцеву частину шківів і створити новий ескіз. Побудувати коло діаметром 58 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати через все. Виділити торцеву частину шківів і створити новий ескіз. Побудувати прямокутник розмірами 18×33,4 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати через все.

Побудувати фаску на отворі під вал, округлення переходу диска і маточини. Зберегти модель.

Для зручності побудови можна перейти у вкладку модуля Ведений шківів.

Побудова технологічних отворів.

Створити на боковій площині шківів новий ескіз, побудувати коло діаметром 200 мм, на ньому побудувати коло діаметром 45 мм. За допомогою інструмента **Circular** побудувати 6 кіл (рис. 19), інструментом **Extrude** зробити наскрізні отвори.

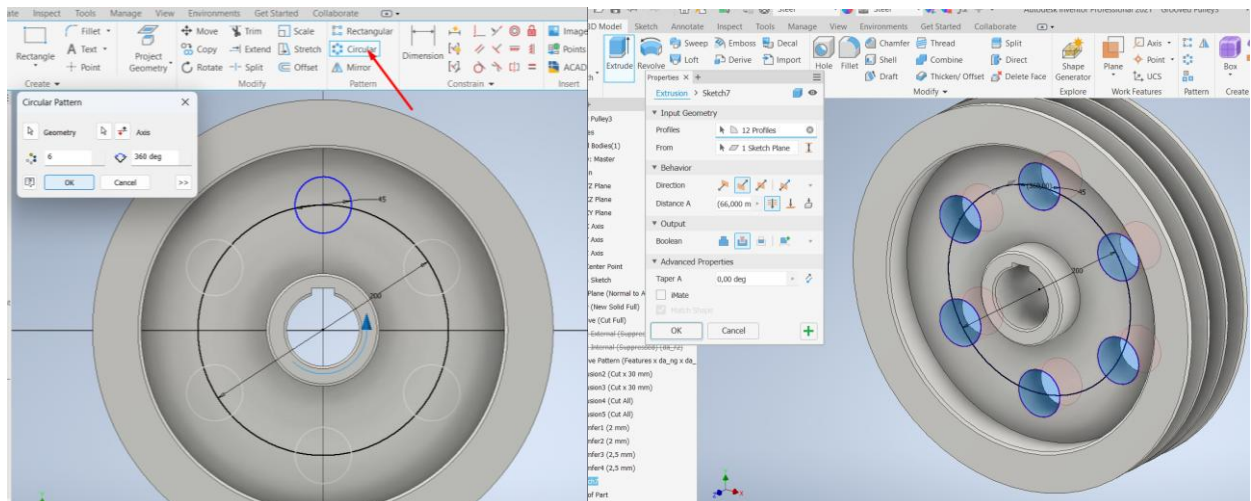


Рис. 19. Побудова технологічних отворів

Перейти у вкладку збірки, зберегти збірку. Зробити скріншот з екрану і завантажити у звіт.

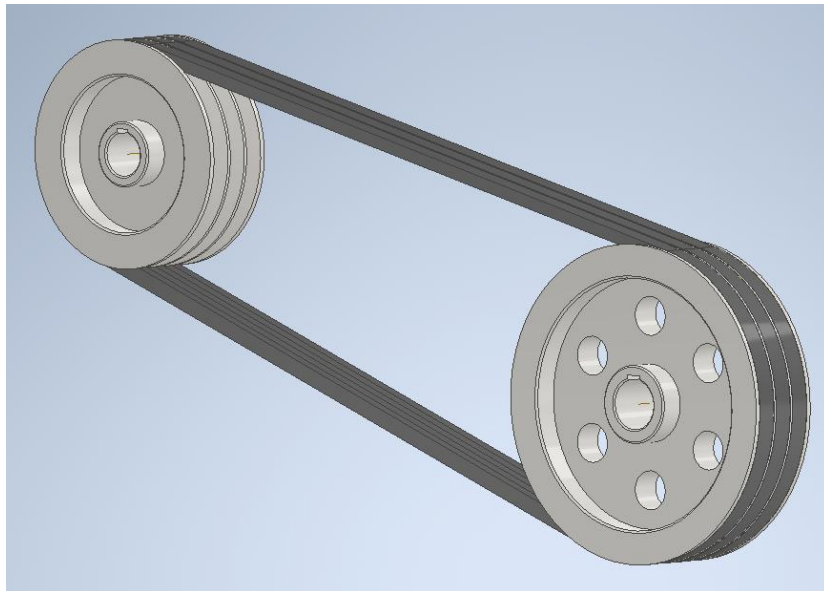


Рис. 20. Модель пасової передачі

Контрольні питання

1. Назвіть призначення та можливості генераторів пасових передач.
2. Наведіть порядок моделювання клинопасових та поліклинових передач в генераторі клинопасових передач.
3. Назвіть послідовність розрахунку клинопасової передачі.
4. Особливості моделювання шківів.
5. Як змінити тип геометрії шківа в генераторі пасових передач?
6. Які інструменти застосовуються для побудови додаткових елементів шківів?

Проектування ланцюгової передачі

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування ланцюгових передач. Побудувати 3D модель веденої зірочки та отримати його робочий кресленик, враховуючи наступні вихідні дані:

Вихідні дані:

Параметр	Значення
Потужність P , кВт	2,5
Частота обертання n , об/хв.	450
Передаточне число	2,0
Міжосьова відстань, мм	50
Діаметр вала d , мм	30
Діаметр маточини d_{mat} , мм	35
Довжина маточини l_{mat} , мм	125
Внутрішній діаметр обода, D_0	16
Товщина диска, c	90
Діаметр отворів	25
Рядність	2

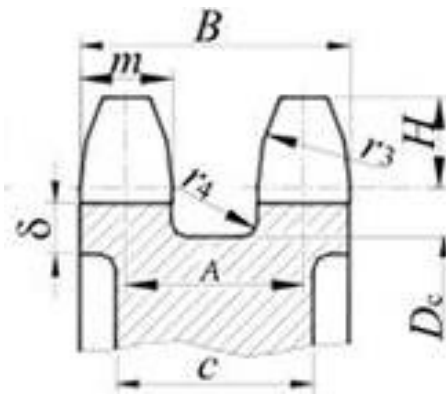


Рис. 1. Розрахункова схема

Створення файлу проекту і запуск генератора Майстра проектування
На стрічці натисніть вкладку **Design** > **Roller Chains**.

Вкладка **Design**. Ввести необхідні параметри ланцюгової передачі:

Вибрати тип ланцюга, наприклад **Roller chains 2PR-12,7-31,8-80 GOST 13568-97**. Вибрати плоску грань або робочу площину (Select planar face or work plane), указати площину в дереві побудови.

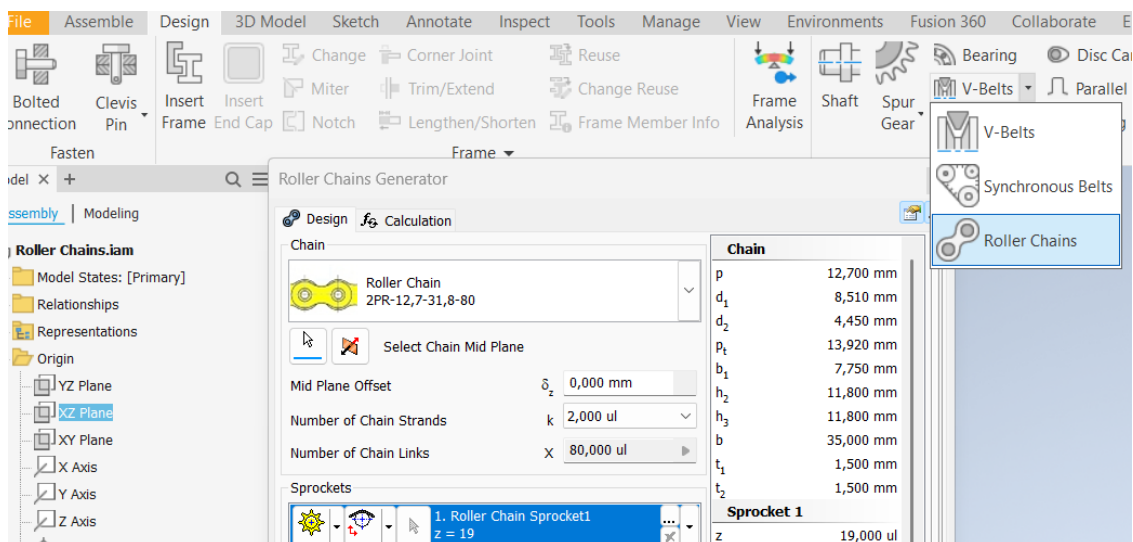


Рис. 2. Вибір місця розташування передачі

Кількість пасм ланцюга

Number of Chain Strands $k = 2$

Кількість ланок ланцюга

Number of Chain Links $x = 80$

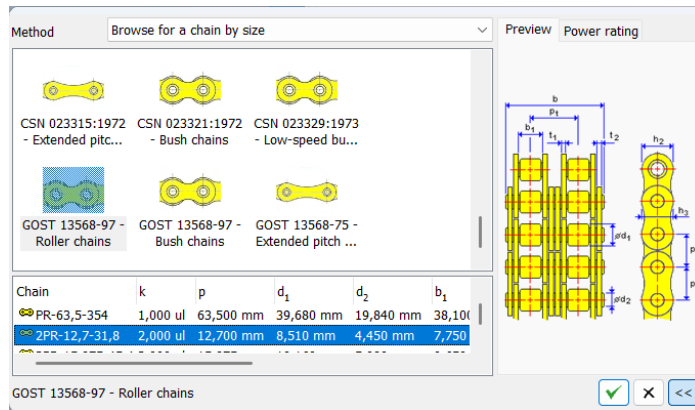


Рис. 3. Вибір типу ланцюга

Вкладка варіанта геометрії зірочки **Sprockets**, вибираємо **Component**, **Free sliding position**

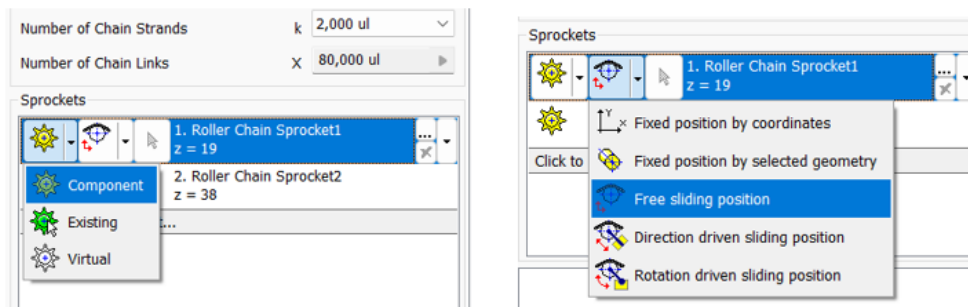


Рис. 4. Вибір варіанта геометрії зірочки

Вибрати тип зірочки **Roller Sprocket**

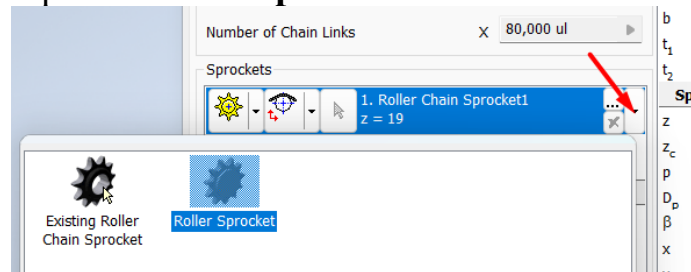


Рис. 5. Вибір варіанта геометрії зірочки

Вибрати ведучу зірочку з числом зубів $z = 19$. Для перегляду властивостей зірочки натиснути **Sprocket properties**.

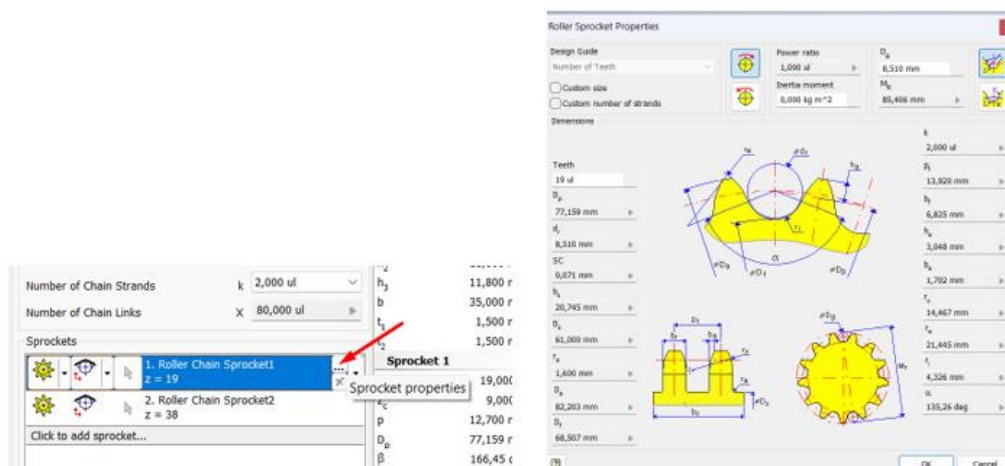


Рис. 6. Перегляд властивостей ведучої зірочки

Вибрати ведену зірочку. Тип зірочки **Roller Sprocket**, число зубів $z = 38$.

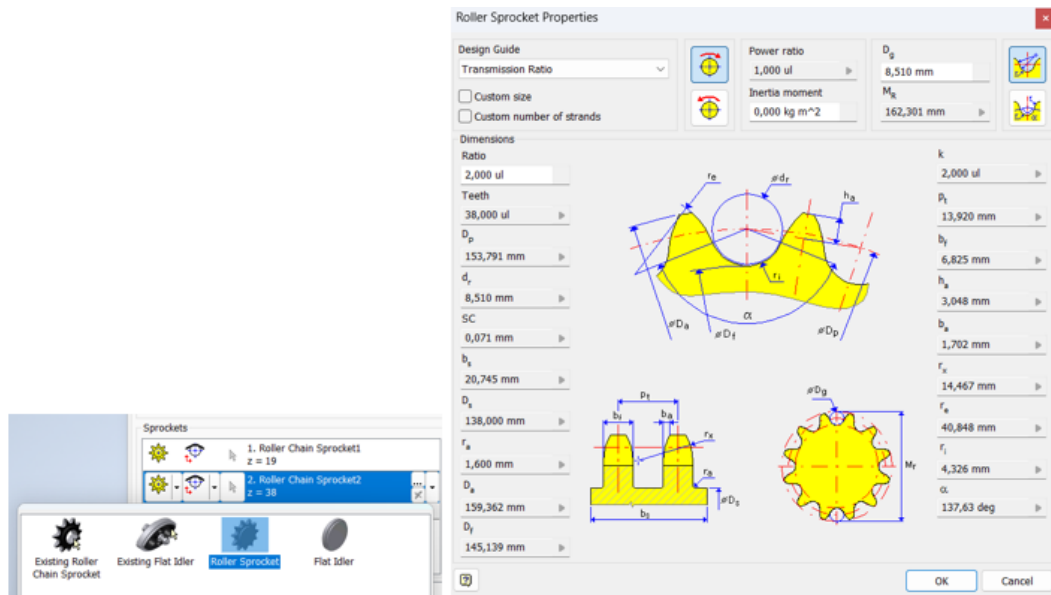


Рис. 7. Перегляд властивостей веденої зірочки

Перейти у вкладку розрахунку **Calculation** і ввести дані:

Power $P = 2,5 \text{ kW}$

Speed $n = 450 \text{ rpm}$

Натиснути **Calculate** для отримання розрахунку.

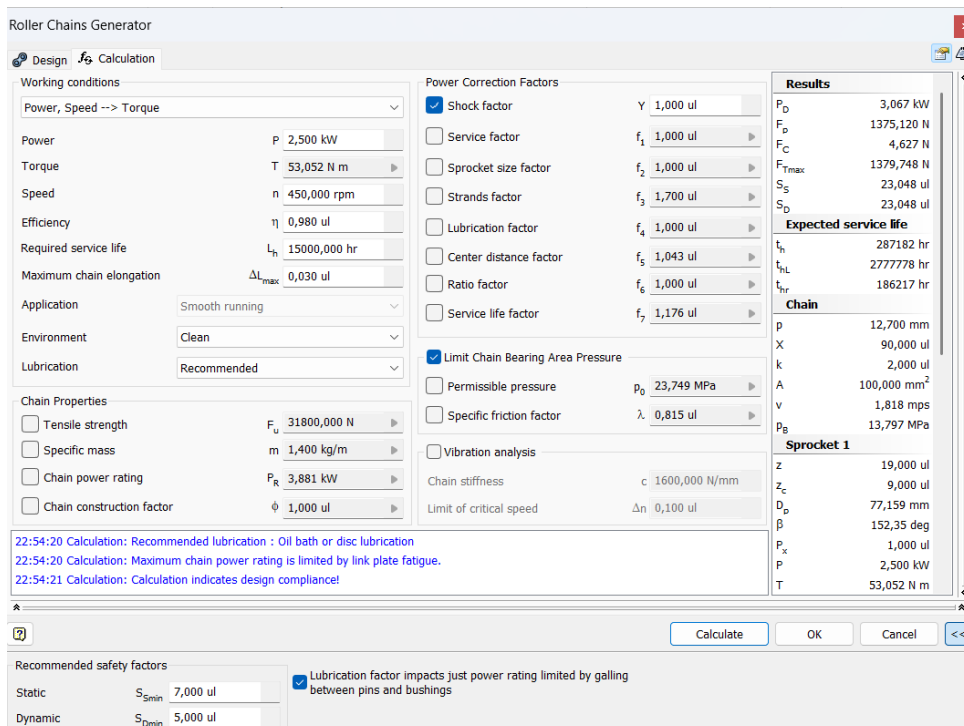


Рис. 8. Введення параметрів ланцюгової передачі

Переконатись, що розрахунок свідчить про відповідність проекту - Calculation indicates design compliance (не виділене червоним). Показники, які не відповідають вимогам міцності, будуть виділені червоним кольором. Тоді слід змінити вихідні дані. Натиснути ОК.

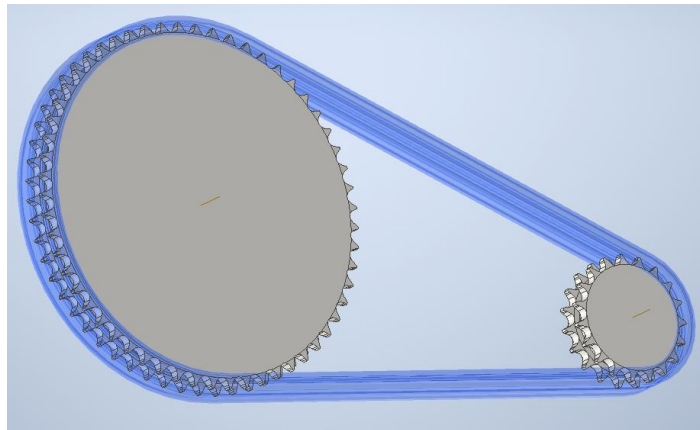


Рис. 9. Згенерована модель ланцюгової передачі

Формування файлу з результатами розрахунків. Зберегти результати розрахунків передачі у форматі *.htm (рис. 10).

1,000 ul	P_D	3,536 kW
1,00 ul	F_D	1375,120 N
1,00 ul	F_C	4,627 N
1,000 ul	F_{Tmax}	1379,748 N
1,700 ul	S_S	23,048 ul
1,000 ul	S_D	23,048 ul
Expected service life		
1,093 ul	t_h	226910 hr

Chain : GOST 13568-97 - Roller chains	
Chain size designation	2PR-12,7-31,8-90
Pitch	p 12,700 mm
Number of Chain Links	X 90,000 ul
Number of Chain Strands	k 2,000 ul
Minimum width between inner plates	b ₁ 7,750 mm
Maximum Roller Diameter	d ₁ 8,510 mm
Maximum pin body diameter	d ₂ 4,450 mm
Maximum inner plate depth	h ₂ 11,800 mm
Maximum outer or intermediate plate depth	h ₃ 11,800 mm
Maximum width over bearing pins	b 35,000 mm
Maximum inner plate width	l ₁ 1,500 mm
Maximum outer or intermediate plate width	l ₂ 1,500 mm
Transverse pitch	p _t 13,920 mm
Chain bearing area	A 100,000 mm ²
Tensile Strength	F _u 31800,000 N
Specific Chain Mass	m 1,400 kg/m
Chain construction factor	q 1,000 ul

Рис. 10. Результати розрахунків ланцюгової передачі

Побудова додаткових елементів зірочок.

Виділити правою кнопкою миші ведену зірочку **Roller Chain Sprocket2:1**, натисніть **Open** для редагування у новому вікні (рис. 11).

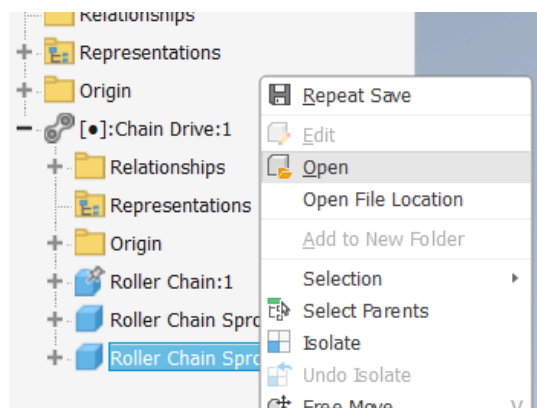


Рис. 11. Відкриття веденої зірочки для редагування

Виділити торцеву частину зірочки і створіть новий ескіз натиснувши кнопку побудови ескізу **Start 2D Sketch**. Побудуйте коло діаметра маточини 50

мм, закрийте ескіз, натиснувши кнопку **Exit**. Натиснути кнопку **Extrude**, витисніть на глибину $(30 - 20,75)/2 = 4,625$ мм, де 20,75 мм - ширина зірочки (рис. 12).

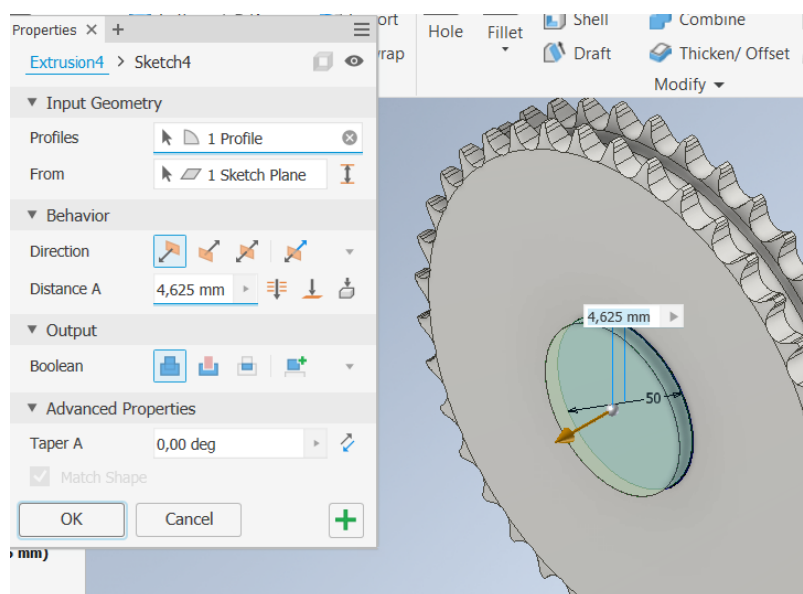


Рис. 12. Побудова маточини зірочки

Побудувати такі саме кола з другого боку моделі, витиснути на глибину 4,625 мм. Для того, щоб впевнитись у правильній побудові моделі, слід створити кресленик і завантажити модель зірочки, нанести розміри.

Виділити торцеву частину зірочки і створити новий ескіз. Побудувати коло отвору під вал діаметром 35 мм, закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати через все **Through All** (рис. 13).

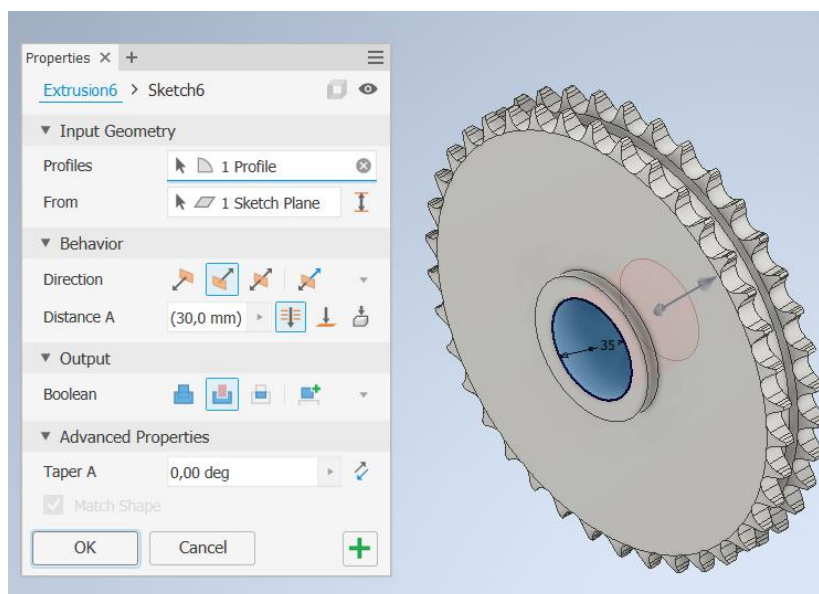


Рис. 13. Побудова отвору під вал

Створити на новий ескіз, побудувати два кола: діаметр маточини 50 мм і внутрішній діаметр обода 125 мм. Закрити ескіз, натиснути кнопку **Extrude** - вирізати частину ескізу між побудованими колами на глибину $(20,75 - 16)/2 = 2,375$ мм, де 16 - товщина диска. Побудувати такі самі кола з другого боку моделі, вирізати на 2,375 мм.

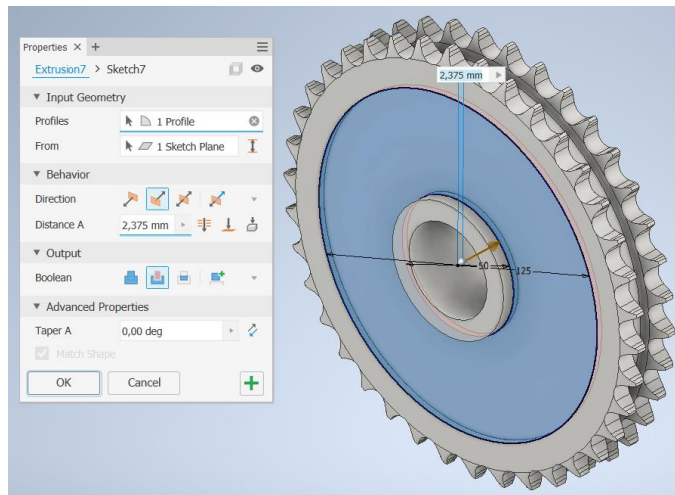


Рис. 14. Моделювання диска

Створити новий ескіз, побудувати коло розташування отворів 90 мм, на ньому побудувати коло отворів діаметром 25 мм. За допомогою інструмента **Circular** побудувати 6 кіл, інструментом **Extrude** зробити наскрізні отвори.

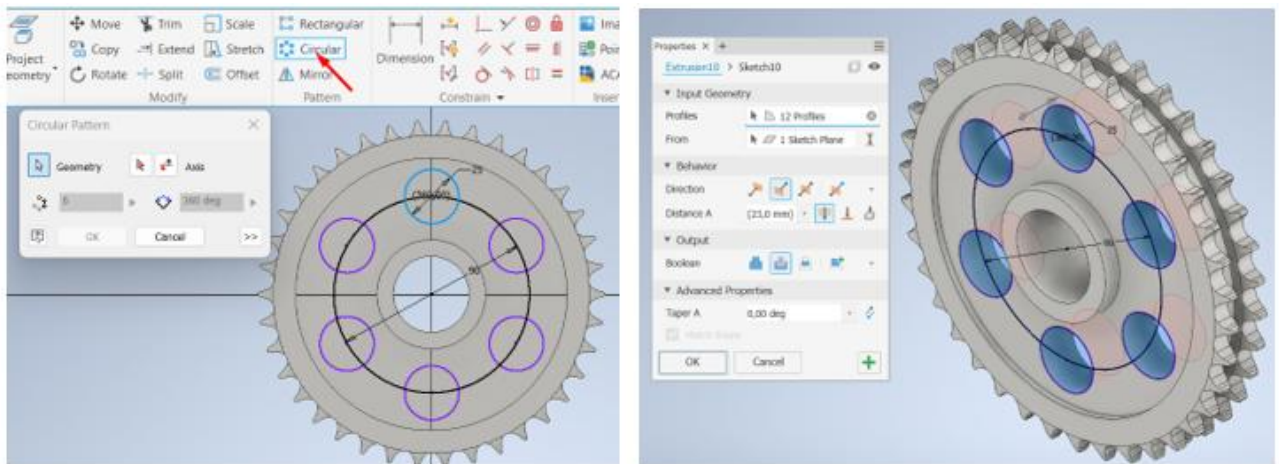


Рис. 15. Побудова технологічних творів

Побудувати фаски командою **Chamfer** на отворі під вал, торцевих частинах маточини зірочки. Побудувати округлення переходу диска і маточини.

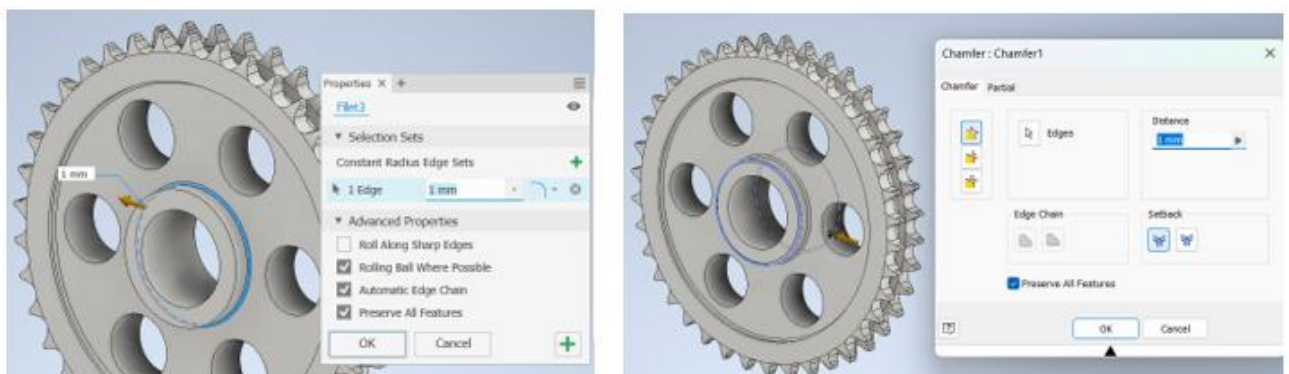


Рис. 16. Побудова конструктивних елементів зірочки

Перейти у вкладку збірки. Зробити скріншот з екрану і завантажити у звіт.

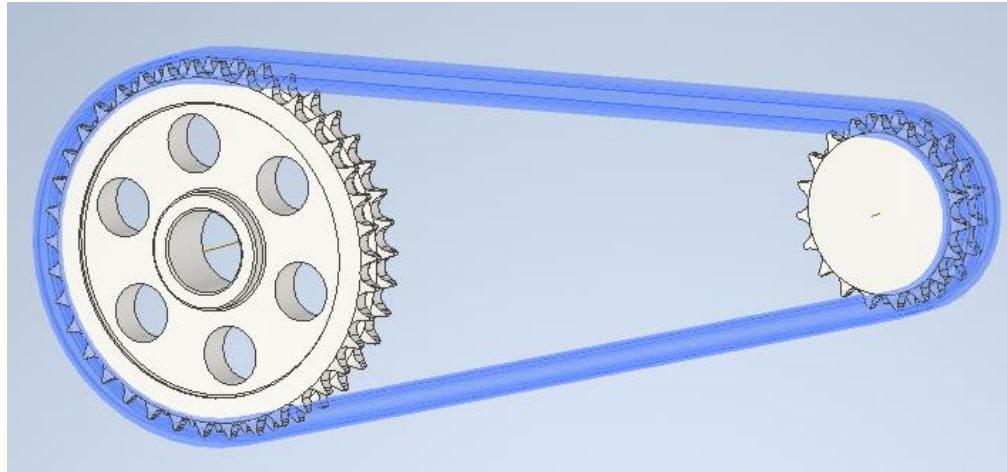


Рис. 17. Модель ланцюгової передачі

Додаткові параметри ведучої зірочки виконуються аналогічно. Розміри додаткових елементів визначаються конструктивно.

Для створення кресленика завантажити модель веденої зірочки, допрацювати робочий кресленник. Зробити скріншот з екрану і завантажити у звіт.

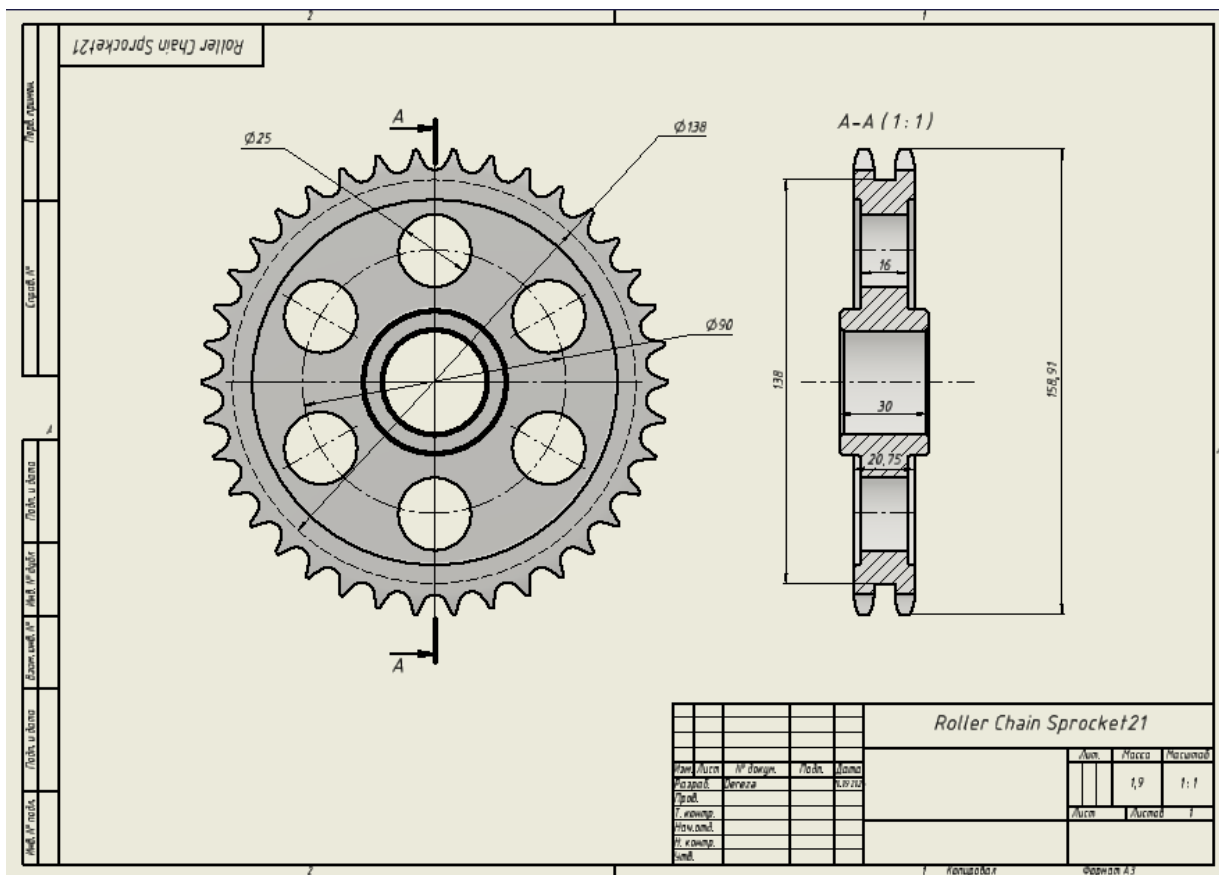


Рис. 18. Кресленник ланцюгової передачі

Контрольні питання

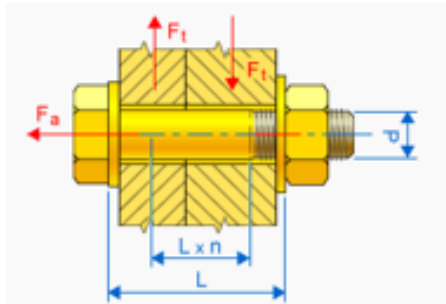
1. Назвіть призначення та можливості генераторів ланцюгових передач.
2. Наведіть порядок моделювання ланцюгових передач в генераторі Roller Chains.
3. Назвіть послідовність розрахунку ланцюгової передачі.
4. Особливості моделювання зірочок.
5. Як змінити тип геометрії зірочки в генераторі Roller Chains?
6. Опишіть особливості вибору матеріалів зірочок.
7. Яким чином можна зберегти розрахунок передачі, створеної в генераторі Roller Chains?

Проектування болтових з'єднань

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування різьбових з'єднань. Побудувати 3D модель збірки болтового з'єднання, вибрати матеріал болта. Визначити діаметр і довжину болта з умови міцності враховуючи наступні вихідні дані:

Вихідні дані:

Параметр	Значення
Тип болта	Наскрізний отвір
Ширина пластин B , мм	200
Висота пластин H , мм	100
Товщина пластини δ , мм	10
Тангенційна сила F_t , Н	750
Осьова сила F_a , Н	350



Вставка болтових з'єднань

Створити документ деталь, побудувати ескіз прямокутника за розмірами 200×100 мм. За допомогою команди **Extrude** створити модель плити (рис. 1).

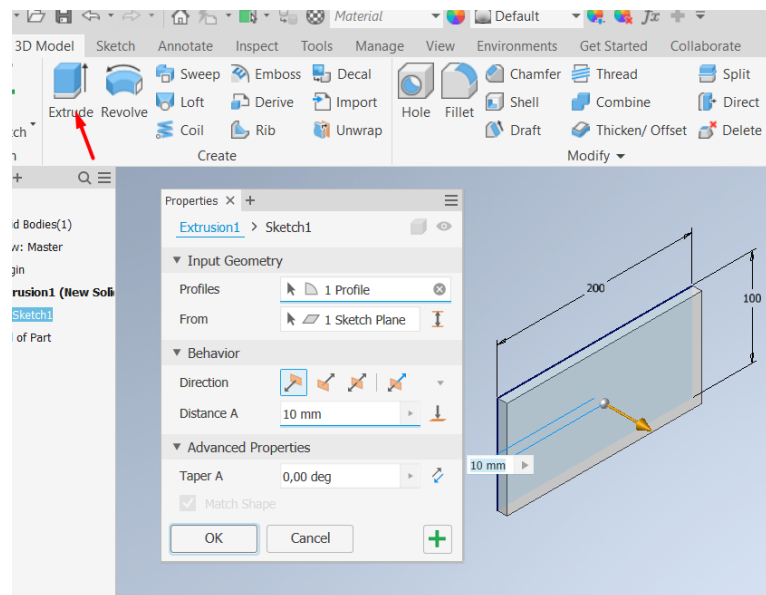


Рис. 1. Побудова моделі плити

Створити документ збірки, вставити дві моделі плити. Вибрати на панелі **Fasten** команду **Bolted Connection** (рис. 2). Для того, щоб вставити з'єднання, збірка повинна містити, принаймні, один компонент.

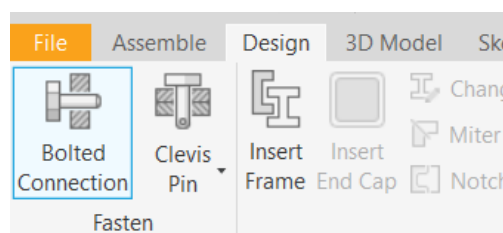


Рис. 2. Панель генератора болтових з'єднань

На вкладці **Design** діалогового вікна **Bolted Connection Component Generator** (рис. 3) виконати наступні дії:

- В області **Type** вибрати тип болтового з'єднання.
- Зі списку розташування **Placement** вибрати тип розміщення центру отвору. Цей список містить такі ж параметри, як і у команди отвору **Hole: Linear, Concentric, On point**. Тільки замість параметру ескізу **By sketch** є наявний параметр отвору **By hole**. При виборі параметру **By hole** отвір повинен бути виконаний тільки командою **Hole** і максимальний діаметр болтового з'єднання обмежений діаметром вибраного отвору. Крім того, для з'єднань з гвинтами з потайною головкою, положення осі яких визначається параметром **By hole** форма отвору повинна відповідати типу гвинта: генератор такі отвори не доопрацьовує.

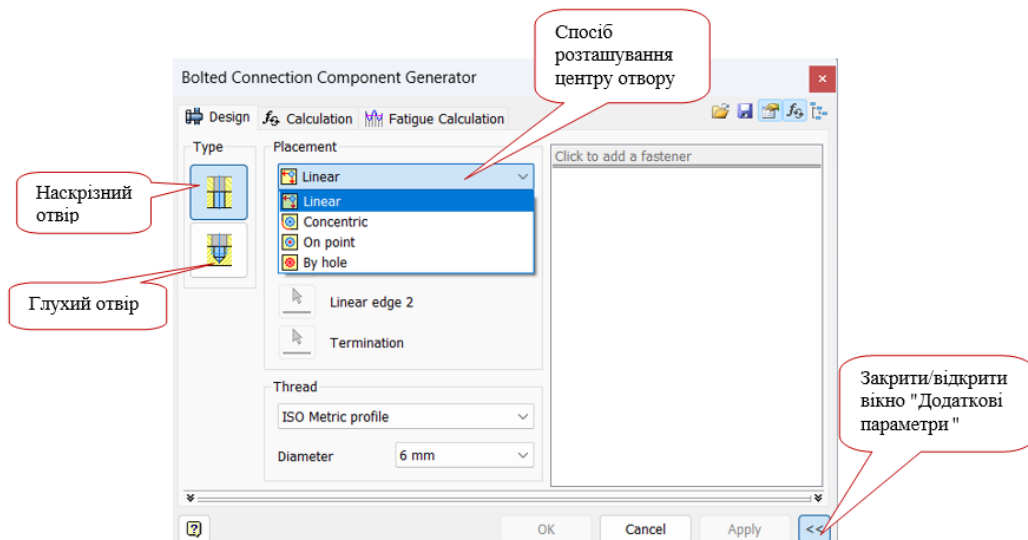


Рис. 3. Вибір типу болтового з'єднання

Вибрати місце розташування отвору: площину, відстані від граней по 20 мм, відстань до кінця отвору (рис. 4).

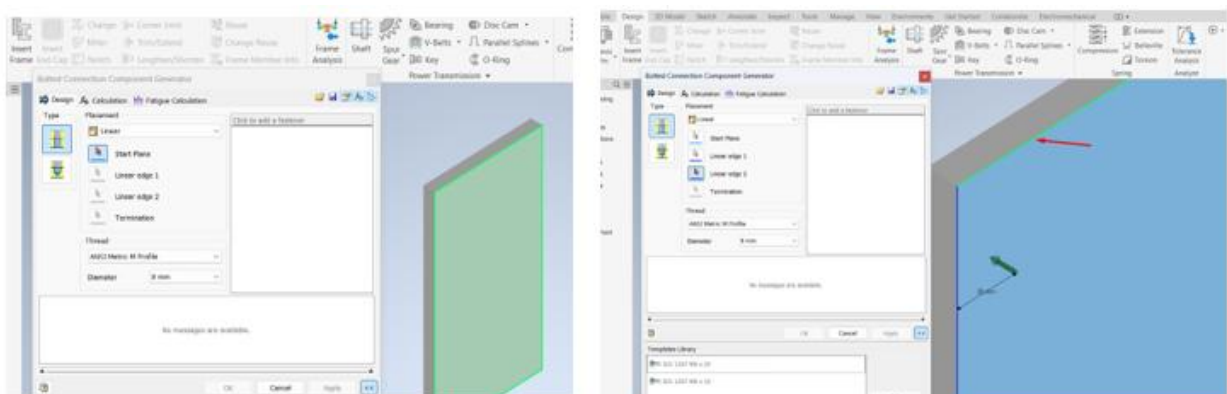


Рис. 4. Вибір місця розташування отвору

В області **Thread** із списку різьби **Thread** вибрати стандарт та тип різьби, а потім обрати із списку розмір діаметру **Diameter** й різьби.

Сформувати болтове з'єднання. Додати кріплення на рядку **Add**, щоб підключитися до Бібліотеці компонентів, в якій можна вибрати необхідний компонент (рис. 5).

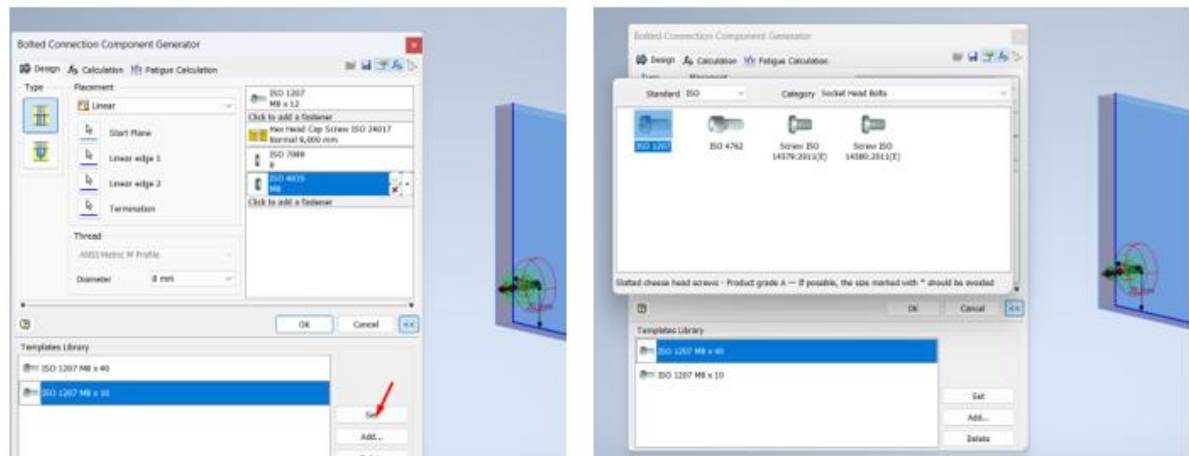


Рис. 5. Вибір компонентів болтового з'єднання

Натиснути кнопку **OK** для вставки в збірку болтового з'єднання. Якщо вибрати **Apply**, генератор болтових з'єднань залишиться відкритим. Для того щоб змінити кріплення певного болтового з'єднання, вибрати кріплення із вкладки вибору, позначеної трикутником.

Відкрити діалогове вікно, у якому буде представлений перелік кріплення вибраного розміру вибраної категорії з іншими доступними параметрами, якщо це можливо. Наприклад, це може бути крок різі, розмір під ключ, тощо. При виклику діалогового вікна із натиснутою клавішею **Alt** відкриється діалогове вікно змінення довжин **Modify Length** (рис. 6). Цей параметр доступний тільки для болтів (гвинтів). Довжину болта також можна змінити маніпулятором.

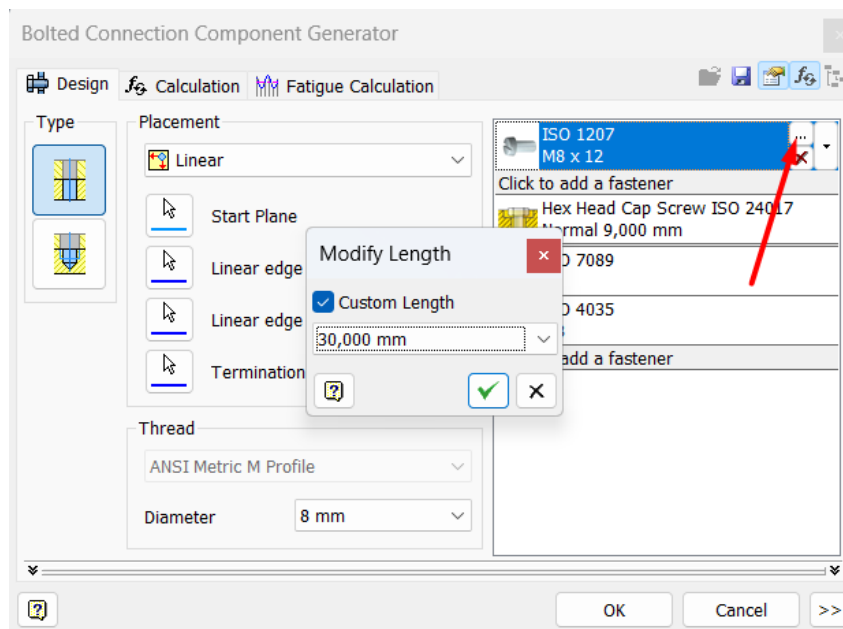


Рис. 6. Вибір параметрів болтового з'єднання

Розрахунок болтових з'єднань

Дані болтового з'єднання можна обчислити на основі даних, заданих на вкладці **Design**. Для завдання параметрів розрахунку і запуску розрахунку потрібно перейти на вкладку **Calculation** (рис. 7).

Задати механічні характеристики з'єднаних деталей в групі матеріалу пластин **Plates Material** та матеріалу болта у групі параметрів **Bolt Material**. Для з'єднаних деталей потрібно задати модуль пружності або вибрати матеріал, поставивши прапорець навпроти вікна вибору матеріалу **Custom Material**. Після цього з'явиться діалогове вікно вибору матеріалу (рис. 8).

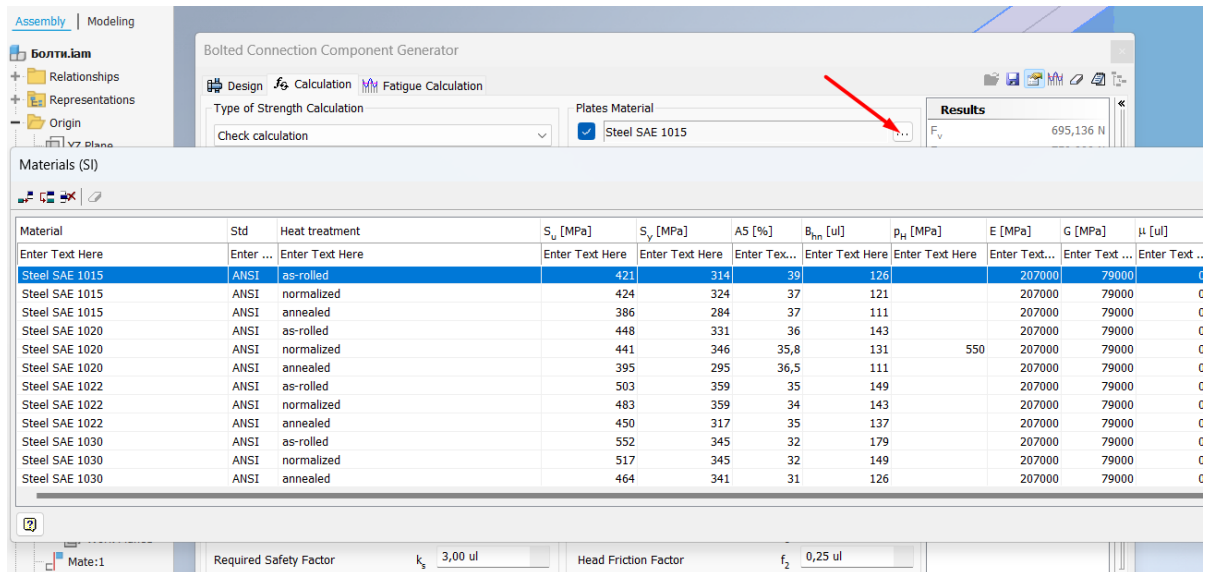


Рис. 7. Завдання матеріалу компонентів болтового з'єднання

У списку типу розрахунку міцності **Type of Strength Calculation** вибрати вкладку перевірного розрахунку **Check calculation** - виконується перевірка міцності болта при закручуванні і під час експлуатації, а також допустимий тиск в різьбових елементах. Цей параметр є параметром за замовчуванням.

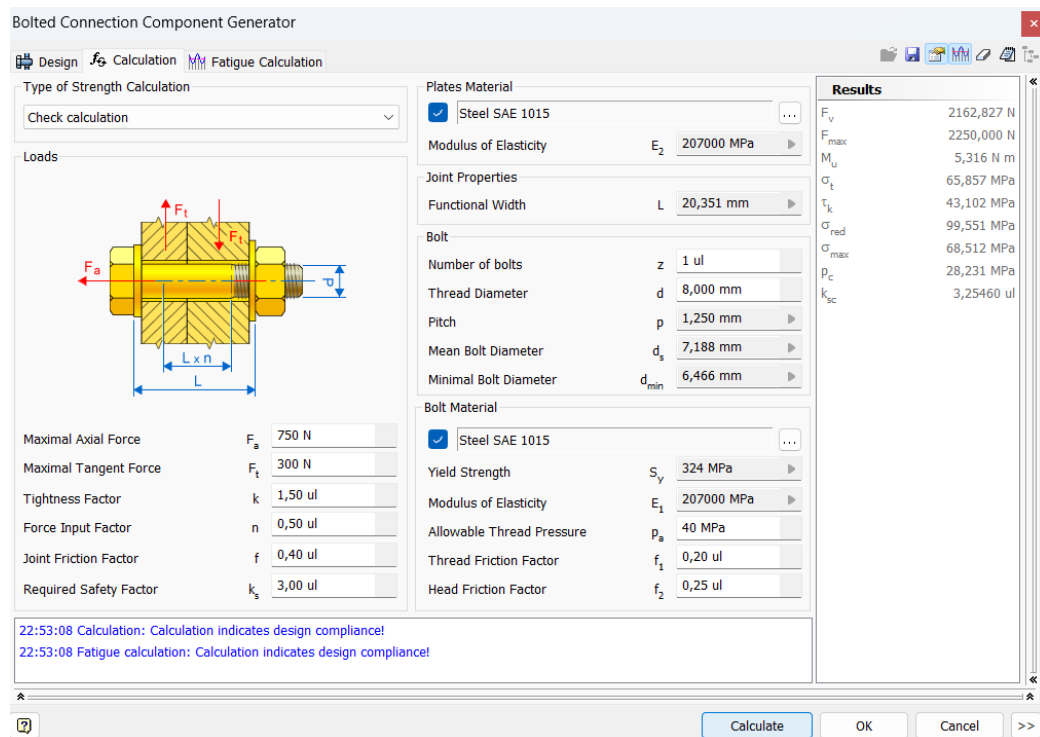


Рис. 8. Розрахунок болтового з'єднання

При невиконанні умов міцності змінити вхідні параметри й повторити розрахунок. По завершенні розрахунку отримати болтове з'єднання, яке відповідає умовам міцності (рис. 9).

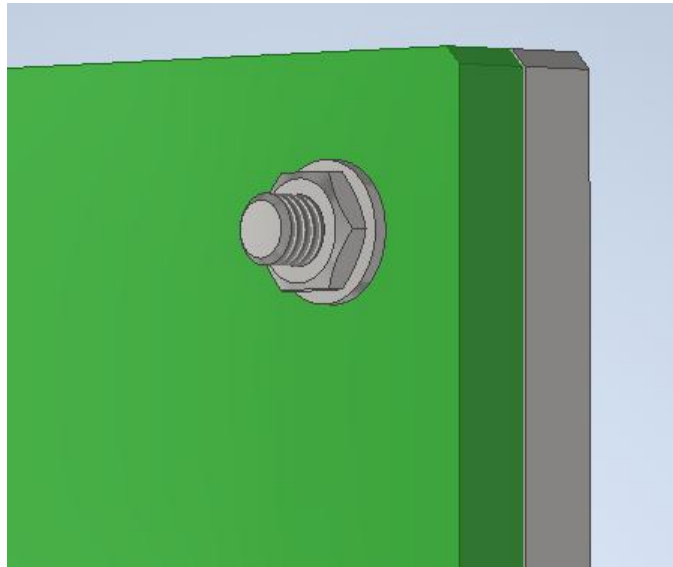


Рис. 9. Модель болтового з'єднання

Контрольні питання

1. Назвіть призначення та основні можливості генератора болтових з'єднань.
2. Приведіть порядок дій при вставці болтового з'єднання в модель.
3. Назвіть основні можливості генератора болтових з'єднань.
4. Назвіть типи розрахунків на міцність, які доступні при моделюванні з'єднань.
5. Які операції необхідно виконати для того, щоб провести розрахунок деталі або складальної одиниці на міцність?

Проектування шпонкових та шліцьових з'єднань

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування шпонкових та шліцьових з'єднань. Побудувати 3D моделі шпонкового та шліцьового з'єднань.

Проектування з'єднань з призматичною шпонкою *Parallel Key*

Вихідні дані:

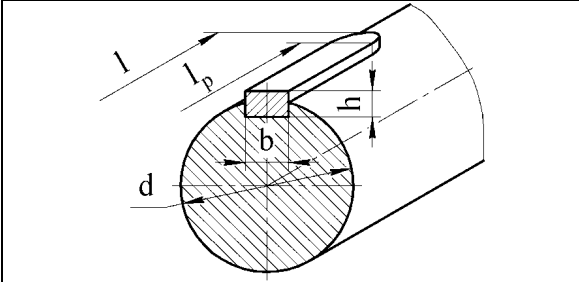
	Параметр	Значення
	Потужність P , кВт	6,0
	Частота обертання n , об/хв.	1440
	Діаметр вала d , мм	30
	Довжина маточини l , мм	50

Рис. 1. Розрахункова схема

Побудувати модель вала з діаметром меншої ділянки 30 мм.

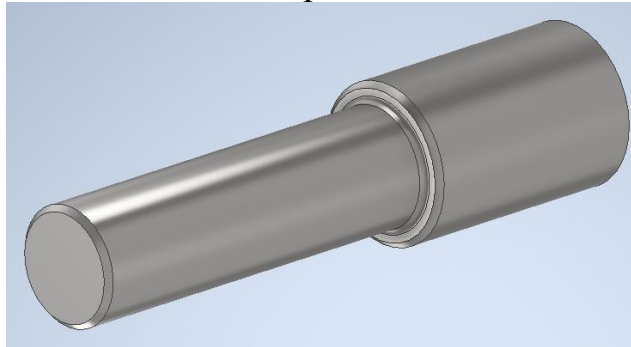


Рис. 2. Модель вала

Побудувати модель колеса з діаметром під вал 30 мм, довжиною маточини 50 мм. Для кращого відображення можна зробити розріз колеса.

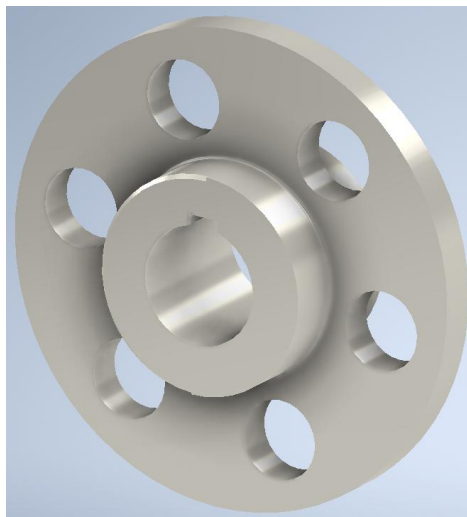


Рис. 3. Модель колеса

Створити файл збірки **Standard.iam**, завантажити моделі вала й колеса до збірки. Виберіть інструмент **Joint**, вкажіть осі моделей. Вал переміститься всередину колеса. Перевірте місцезрештування колеса на валу.

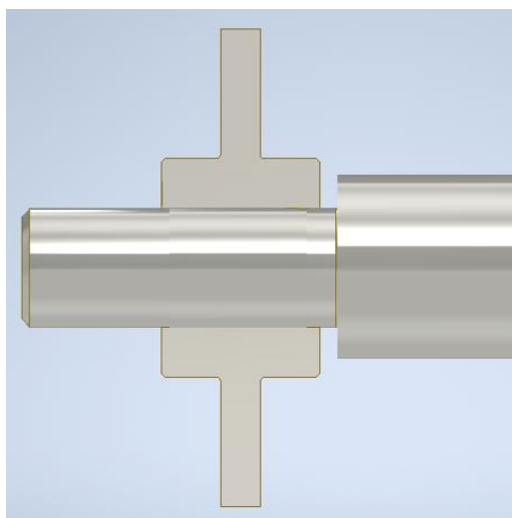


Рис. 4. Збірка шпонкового з'єднання

На панелі **Design** вибрати вкладку **Parallel Key**, відкриється вікно генератора майстра проєктування **Parallel Key Connection Generator**.

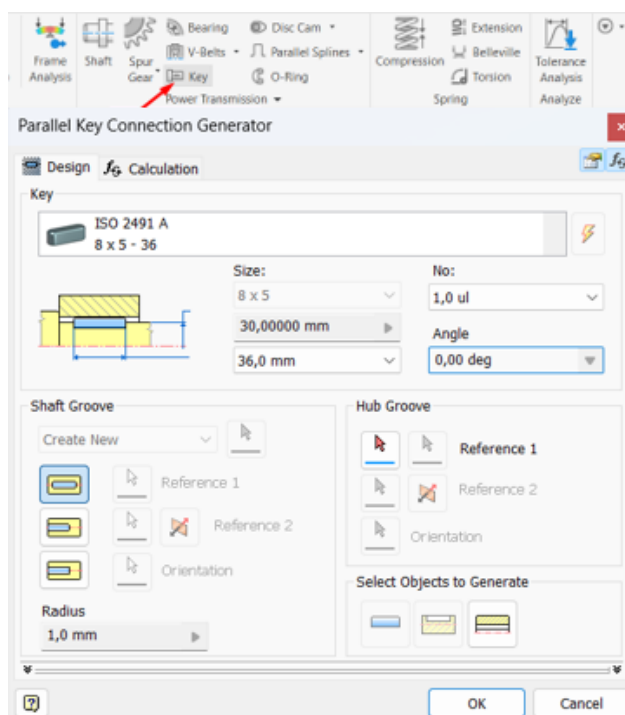


Рис. 5. Проєктування шпонкового з'єднання **Parallel Key**

В групі параметрів шпонок **Key** вибрати стандарт і тип шпонки та її основні характеристики. На вкладці **Shaft Groove** вибрати **Create New**, вказати поверхню розташування шпонки й орієнтацію. Для створення шпонкового паза перейти на вкладку **Hub Groove**, вказати поверхню й орієнтацію паза.

Для вибору типу моделі у групі параметрів шпонкового паза на валу й на маточині **Shaft Groove** і **Hub Groove** можна вибрати генерацію всіх трьох складових: шпонки й обидва пази (рис. 5). При наявності в збірці тільки вала, можна генерувати тільки шпонку й паз на валу.

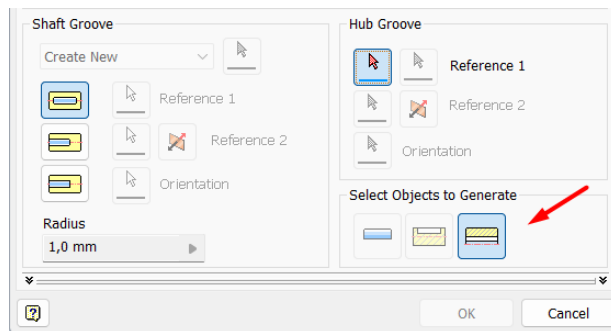


Рис. 5. Вибір типу моделі шпонкового з'єднання

На вкладці **Select Objects to Generate** всі три об'єкти виділити для створення шпонкового з'єднання, вказати поверхню розташування шпонки (рис. 6).

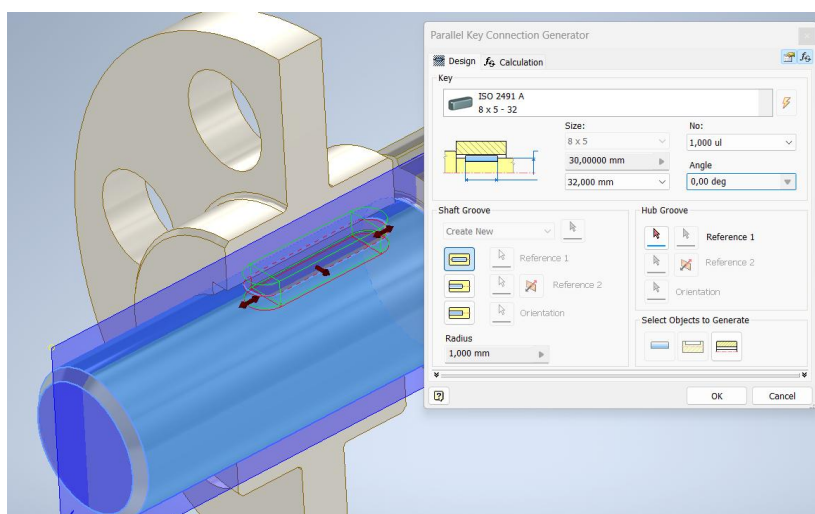


Рис. 6. Створення шпонкового з'єднання

Після завдання діаметра в нижньому вікні стане доступним список стандартних довжин шпонок. В залежності від довжини маточини колеса вибрати відповідну довжину шпонки (рис. 7).

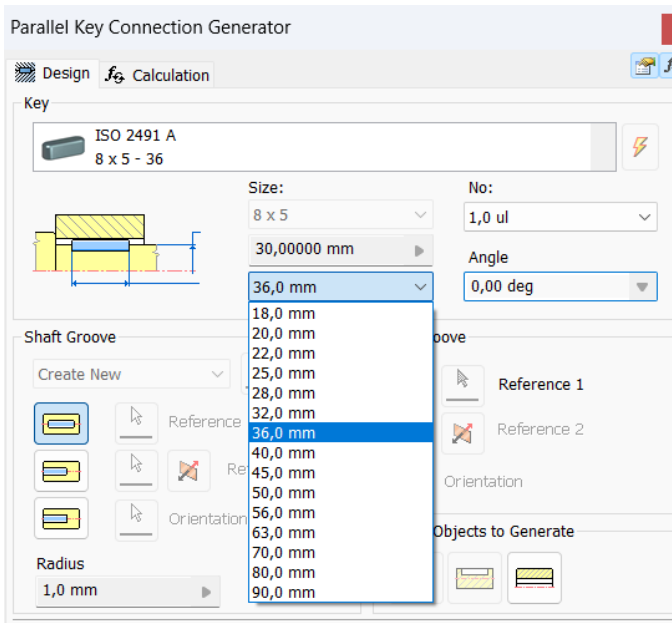


Рис. 7. Вибір розмірів шпонки

Вкладка розрахунку **Calculation**. Ввести відповідні вихідні дані: потужність і частоту обертання, вибрати матеріал складових шпонкового з'єднання. Натиснути **Calculate**.

Результати розрахунку шпонкового з'єднання також відображаються в звіті генератора (рис. 8). При наявності параметрів червоного кольору змінити вихідні параметри й повторити розрахунок.

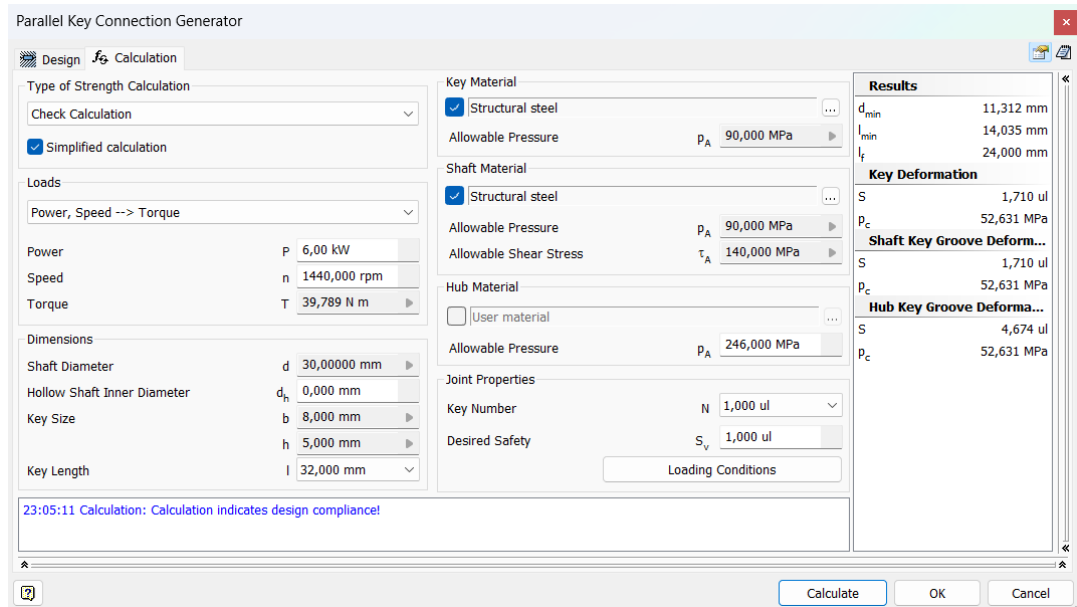


Рис. 8. Вкладка розрахунку **Calculation**

Після завершення розрахунку отримаємо модель шпонкового з'єднання (рис. 9).

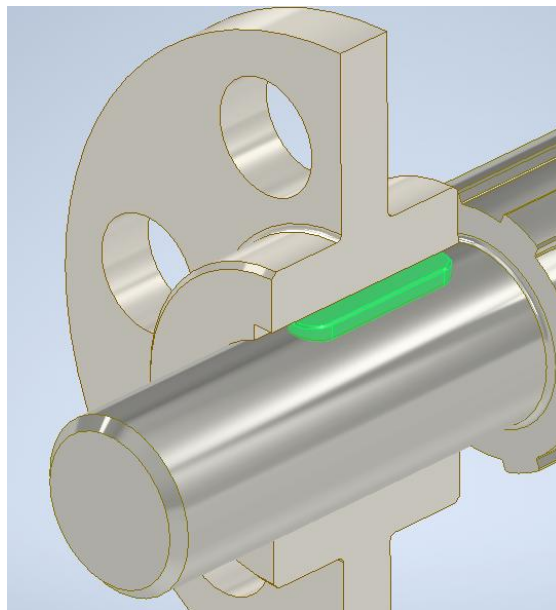


Рис. 9. Модель шпонкового з'єднання

Проектування шліцьових з'єднань

Для побудови шліців можна скористатись моделлю вала (рис. 2). Побудувати модель маточини відповідних розмірів. Створити файл збірки **Standard.iam**, завантажити моделі вала й маточини до збірки.

Рекомендується використовувати паз маточини без внутрішнього отвору. Згенерований паз маточини створює отвір відповідно до вибраних значень шліців. Якщо діаметр паза маточини більший за вибраний діаметр, проектування не буде виконано і паз маточини не буде створений.

Генератор компонентів *Involute Splines Component Generator*

На вкладці **Shaft Groove** вибрати **Greate New**, вказати поверхню розташування шліців на валу і їх довжину. Для створення шліців на маточині перейти на вкладку **Hub Groove**, вказати поверхню на маточині. Вибрати стандарт шліців і навантаження (рис. 10).

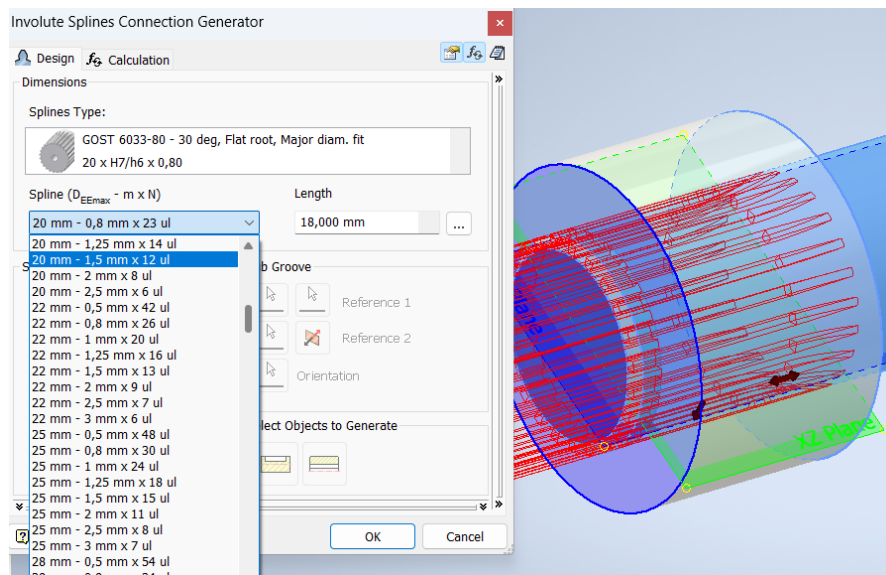


Рис. 10. Діалогове вікно *Involute Splines Component Generator*

Після вибору одного із трьох параметрів навантаження виконується розрахунок з'єднання (рис. 11) і отримується модель з'єднання (рис. 12).

Вибрати матеріал складових шліцевого з'єднання. Натиснути **Calculate**.

Результати розрахунку шпонкового з'єднання також відображаються в звіті генератора. При наявності параметрів червоного кольору змінити вихідні параметри й повторити розрахунок.

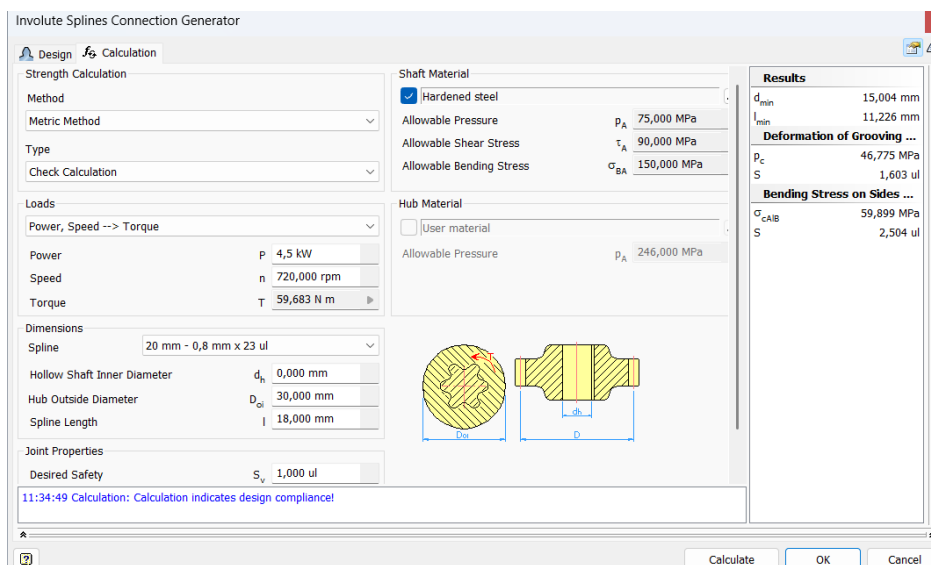


Рис. 11. Діалогове вікно *Involute Splines Connection Generator*

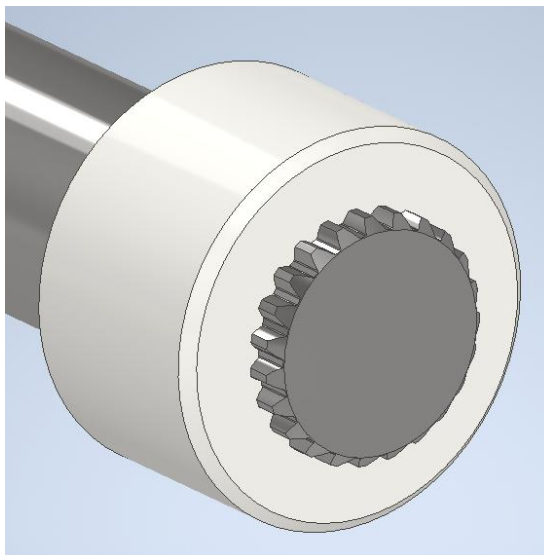


Рис. 12. Модель з'єднання з евольвентними шліцями Involute Splines

Результати моделювання та розрахунку можна отримати зі звіту генератора в *.html файлі (рис. 13). Аналогічні звіти можна отримати по всіх розрахунках, зроблених за допомогою генераторів.

Involute Spline Connection (Version: 2024 (Build 280153000, 153))

18.10.2025

▣ **Project Info (iProperties)**

▣ **Guide**
 Method of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed
 Type of Strength Calculation - Strength check for the specified load, dimensions and joint properties

▣ **Loads**

Power P	4,500 kW
Speed n	720,000 rpm
Torque T	59,683 N m

▣ **Dimensions**

Spline Designation	GOST 6033-80 - 30 deg, Flat root, Major diam. fit - 20 x H7/h6 x 0,80	
Hollow Shaft Inner Diameter	d_h	0,000 mm
Outside Diameter of Spline Sleeve	D_{O1}	30,000 mm
Length	l	18,000 mm

▣ **Spline Dimensions**

Displacement of Basic Profile	x_m	0,360 mm
Pitch	p	2,513 mm
Nominal Diameter	D	20,000 mm
Pitch Diameter	d	18,400 mm
Base Circle Diameter	d_b	15,935 mm
Module	m	0,800 mm
Number of Teeth	z	23,000 ul
Hub Addendum	H_a	0,360 mm
Hub Tooth Height	H_{max}	0,800 mm
Hub Dedendum	H_f	0,440 mm
Max Shaft Dedendum	h_{fmax}	0,520 mm
Shaft Tooth Height	h_{min}	0,880 mm
Shaft Addendum	h_a	0,440 mm
Tooth Chamfering or Fillet Diameter	K	0,120 mm
Min Radius of the Tooth Transition Curve	r_f	0,120 mm
Min Radial Clearance	c_{min}	0,080 mm
Hub Nominal Groove Width on Pitch Circle	e	1,672 mm
Upper Deviation	ES	28,000 micron
Lower Deviation	EI _e	10,000 micron
Basic Deviation	EI	0,000 micron
Shaft Nominal Tooth Width on Pitch Circle	s	1,672 mm

Рис. 13. Результат звіту генератора шліцевого з'єднання

Зробити скріншоти з екрану моделей шпонкового і шліцевого з'єднань й завантажити у звіт.

Контрольні питання

1. Призначення та основні можливості генератора шпонкових з'єднань.
2. Проектування яких типів шпонок можна виконати в генераторі шпонкових з'єднань?
3. Призначення та основні можливості генератора шліцьових з'єднань.
4. Проектування яких типів шліців можна виконати в генераторі шліцьових з'єднань?
5. Приведіть порядок дій при моделюванні шпонкового з'єднання.
6. Опишіть порядок створення моделі шліцьового з'єднання.
7. Які рекомендовані розміри маточини для створення шліцьового з'єднання?

Проектування пружин

Задача розрахунку. Ознайомитися з методами проектування пружин. Побудувати 3D моделі пружини стиску та розтягування.

Вихідні дані:

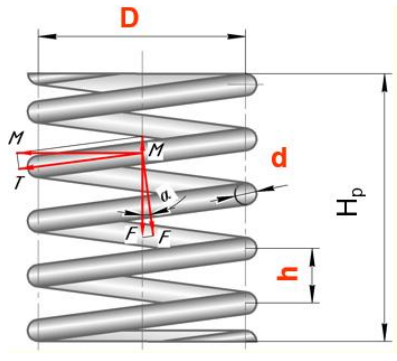
	Параметр		
	Тип пружини	стиску	
	Довжина пружини у вільному стані, мм	250	
	Діаметр дроту d, мм	10	
	Зовнішній діаметр пружини D, мм	70	
	Число робочих витків n	10	
	Максимальне навантаження F_{max} , Н	2500	
	Мінімальне навантаження F_{min} , Н	500	
	Робоче навантаження F, Н	1700	

Рис. 1. Розрахункова схема

Compression Spring Component Generator

Створити документ збірки. Для запуску генератора пружин стиску вибрати вкладку **Compression**. В групі параметрів розташування **Placement** задати параметри осі й початкової площини (рис. 2).

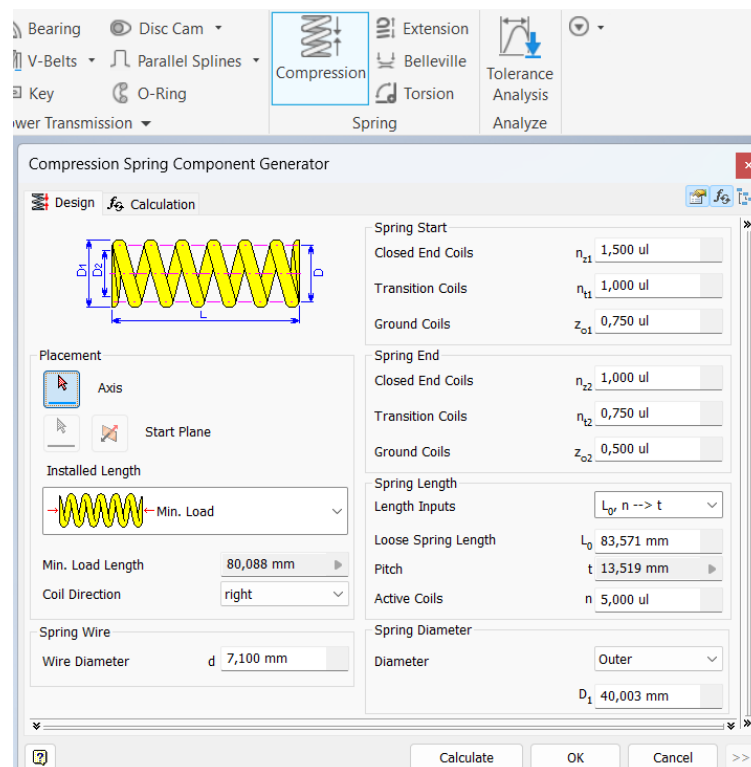


Рис. 2. Діалогове вікно Compression Spring Component Generator

В якості параметра осі **Axis** можна вибрати будь-яку циліндричну поверхню або робочу вісь, яка співвісна осі пружини. В якості початкової площини **Start Plane** можна вибрати будь-який компонент – площину, плоску

грань або поверхню, по якому буде базуватись торець пружини. Для розміщення пружини вибрати вісь Y, площину XZ (рис. 3).

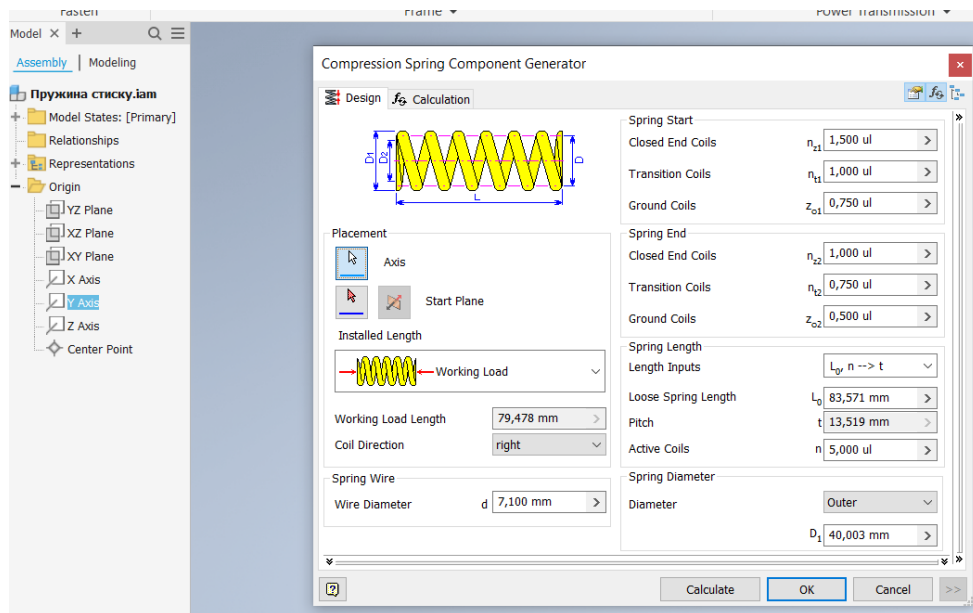


Рис. 3. Розміщення пружини

Задання параметрів пружини

Вкладка **Installed Length**. Довжина пружини при максимальному навантаженні **Max. Load** (рис. 4).

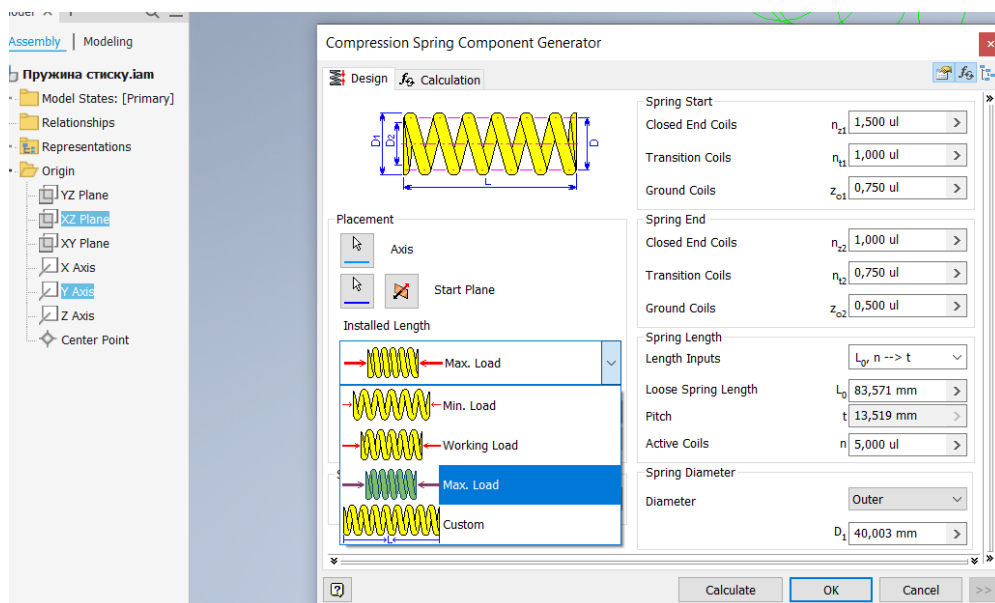


Рис. 4. Задання навантаження пружини

Довжина пружини у вільному стані **Max. Load Length** – 250 мм

Напрямок навивки пружини **Coil Direction** – правий (за замовчанням)

Діаметр роти **Wire Diameter** – 10 мм

Робочі витки – 10 шт.

Зовнішній діаметр пружини **Diameter Outer** – 70 мм.

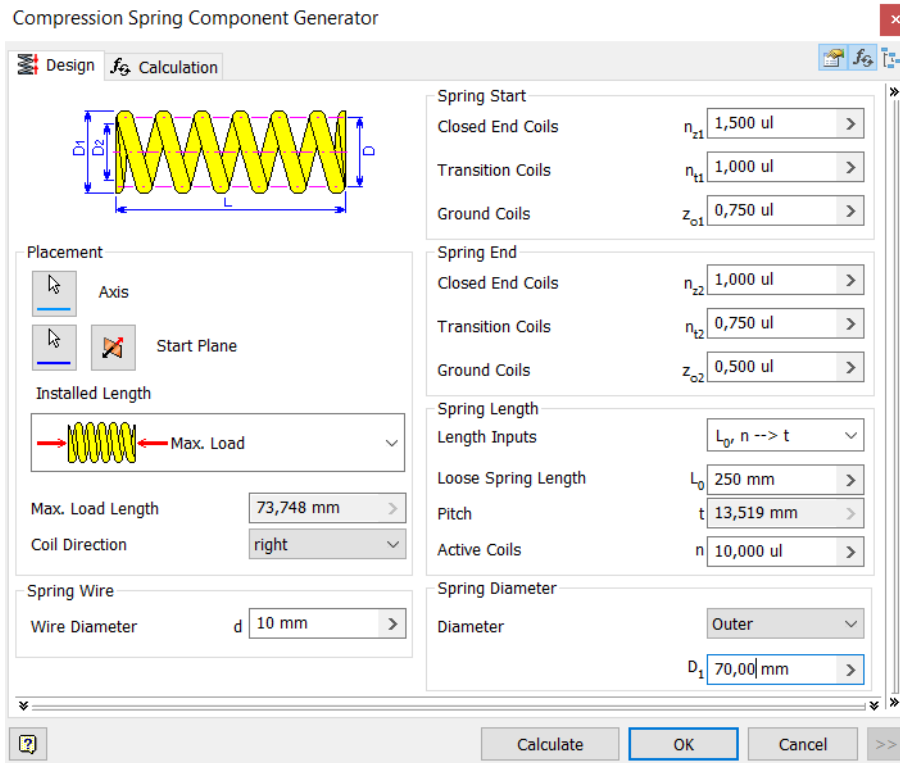


Рис. 5. Задання параметрів пружини

На вкладці **Calculation** вказати навантаження для розрахунку пружини. Максимальне навантаження – 2500 Н, мінімальне навантаження залишити 500 Н. Робоче навантаження – 1700 Н.

Вказати характеристики матеріалу, натиснути **Calculate**. У нижній частині вікна виводиться звіт про розрахунок пружини. Результати відображаються в правій частині вікна (рис. 6).

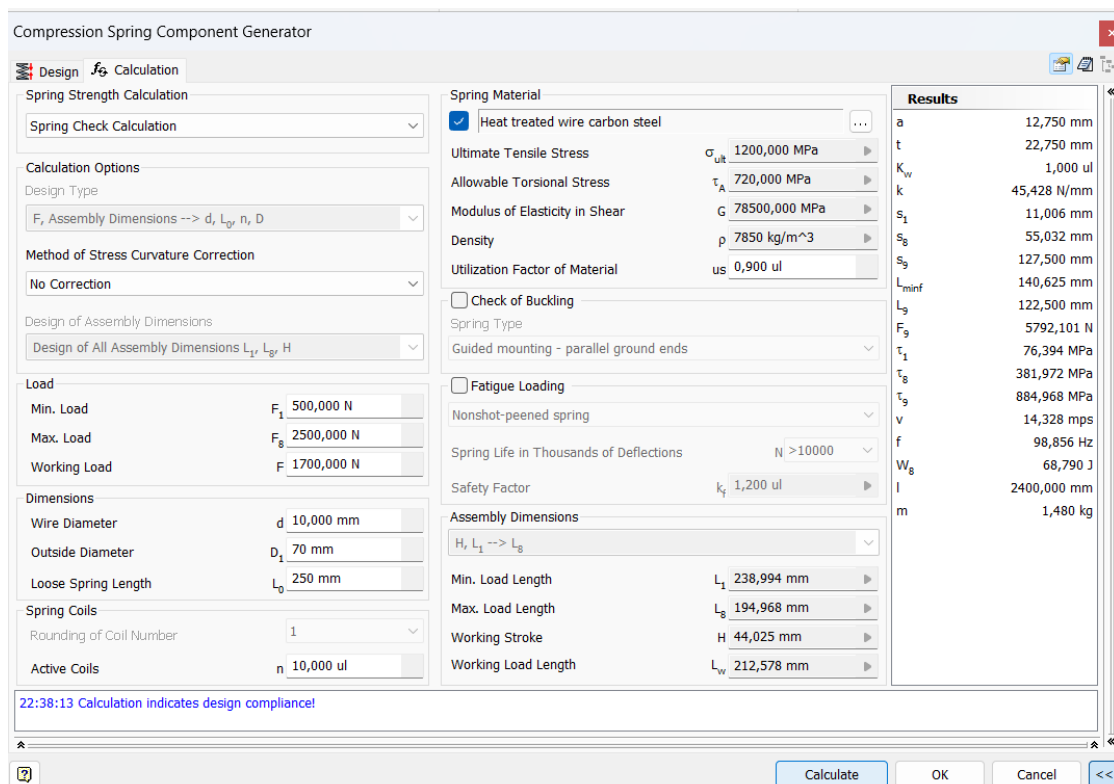


Рис. 6. Розрахунок пружини

Для створення пружини натиснути ОК. За допомогою перевірки відстані перевірити її довжину. Вона становить **186 мм** (рис. 7).

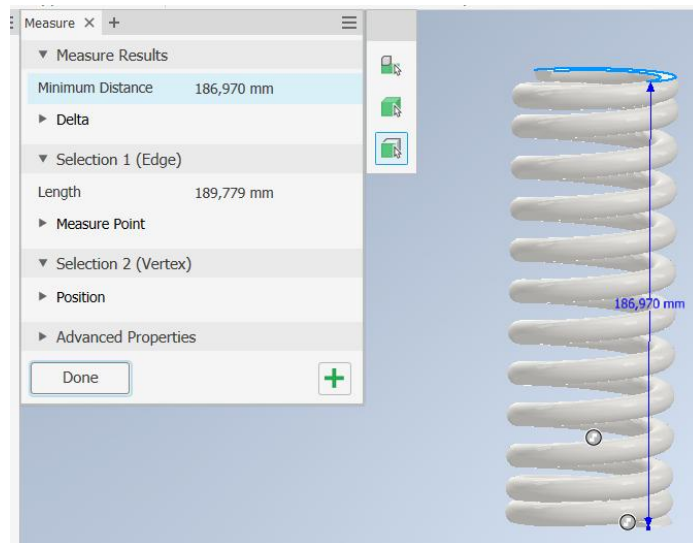


Рис. 7. Вимірювання довжини пружини

Розрахована довжина пружини повинна дорівнювати тій, яку тільки що виміряли (рис. 8).

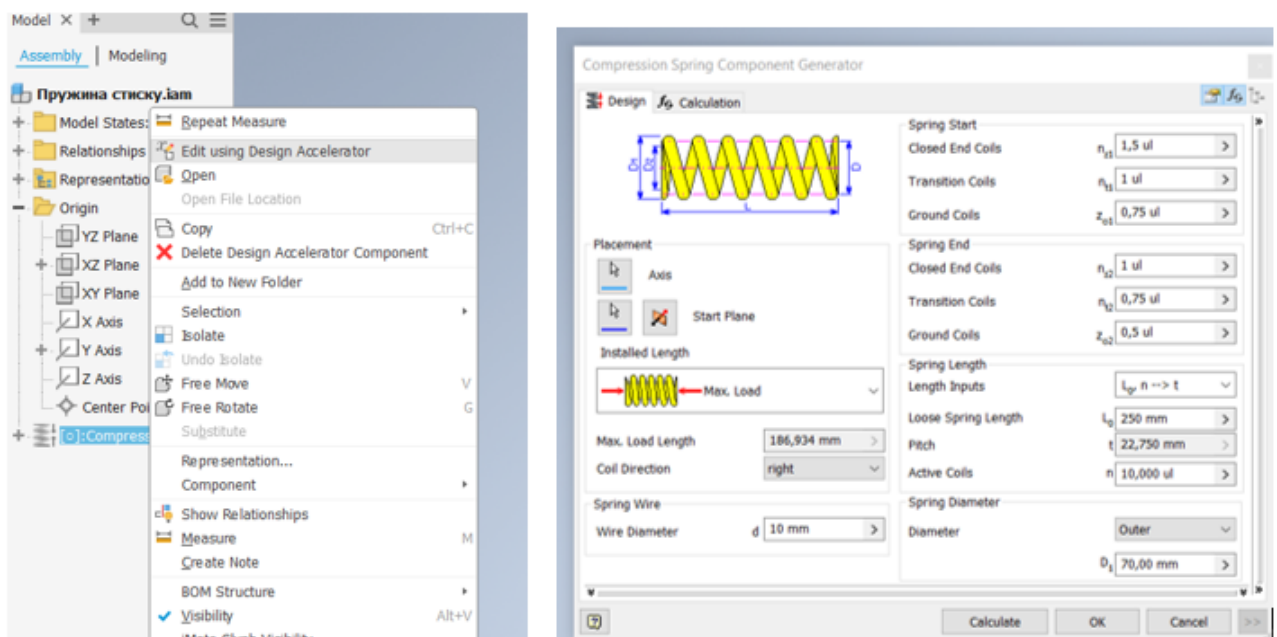


Рис. 8. Перевірка довжини пружини

Довжина пружини при мінімальній навантаженні **Min. Load**. Конструктивна довжина пружини становить 237 мм, натиснути **ОК** – пружина змінила свою форму. Довжина дорівнює розрахунковій довжині пружини (рис. 9).

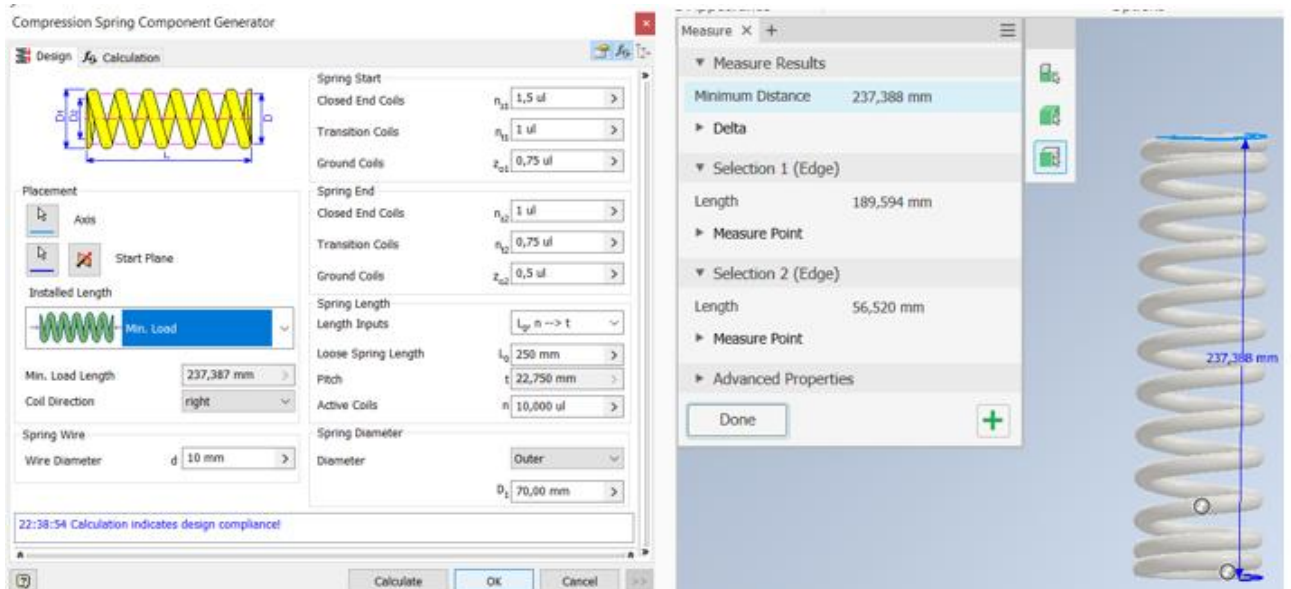


Рис. 9. Перевірка довжини пружини при мінімальному навантаженні

Вибрати вісь або площину розташування пружини. При наявності деталі з'єднання, де буде розташовано пружину, вказати поверхню або вісь для розташування згенерованої пружини (рис. 10).

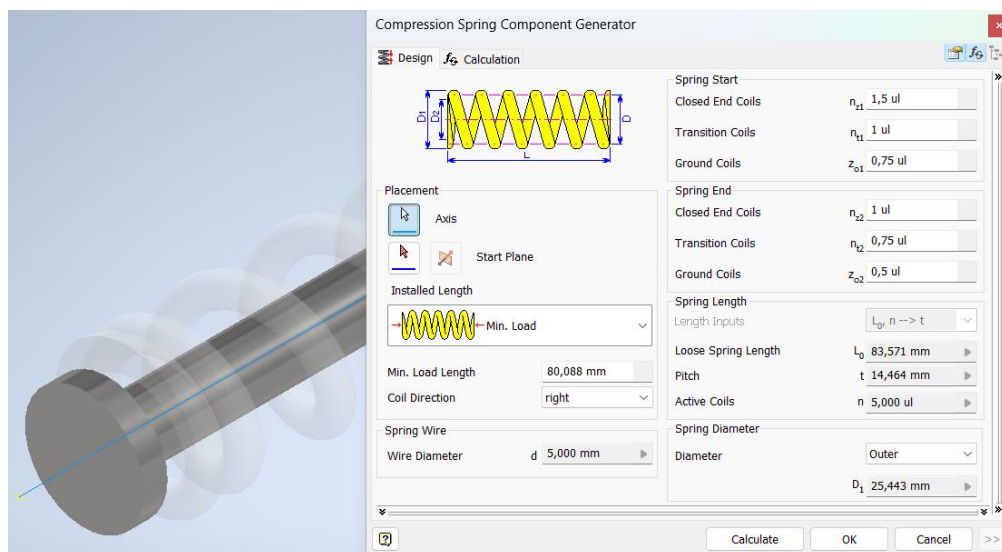


Рис. 10. Вибір осі розташування пружини Compression Spring

Результати моделювання та розрахунку отримати зі звіту генератора в html файлі (рис. 11). Після розрахунку на панелі результатів відображаються основні параметри пружини:

- Spring Index – індекс пружини (c);
- Mean Spring Diameter – середній діаметр пружини (D);
- Outside Spring Diameter – зовнішній діаметр пружини (D_1);
- Inside Spring Diameter – внутрішній діаметр пружини (D_2).

Project Info (iProperties)

Guide

Spring Strength Calculation	Compression Spring Design
Design Type	F, Assembly Dimensions --> d, L ₀ , n, D
Method of Stress Curvature Correction	No Correction

Spring Load

Min. Load	F ₁	500,000 N
Max. Load	F ₈	1200,000 N
Working Load	F	500,000 N

Spring Dimensions

Loose Spring Length	L ₀	83,571 mm
Wire Diameter	d	5,000 mm
Pitch of Free Spring	t	14,464 mm
Outside Spring Diameter	D ₁	25,443 mm
Mean Spring Diameter	D	20,443 mm
Inside Spring Diameter	D ₂	15,443 mm
Spring Index	c	4,089 ul

Design of Spring Diameter

Diameter Range	
Required Mean Diameter	D' 20,000 mm
Allowable Deviation	0,050 ul

Рис. 11. Результат звіту генератора пружини стиску

По завершенні розрахунку отримати готову модель пружини (рис. 12).

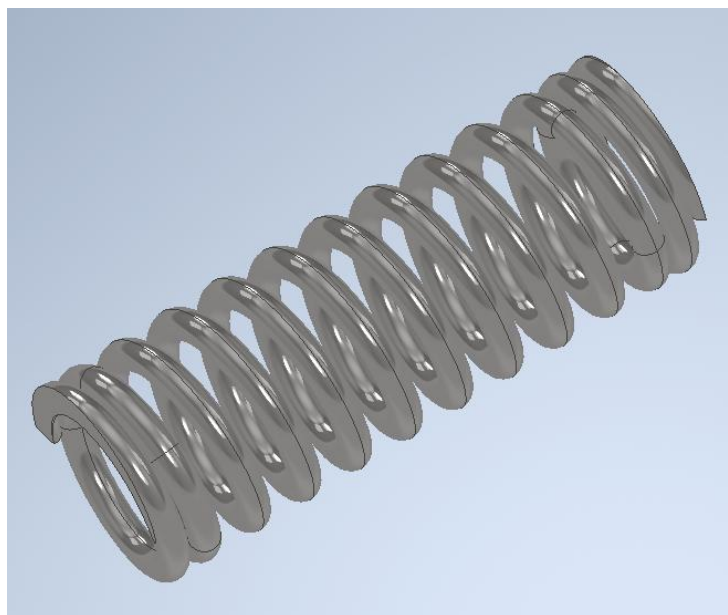


Рис. 12. Модель пружини Compression Spring

Практичне завдання

Вибрати вкладку пружини розтягування **Extension**. Виберіть задану довжину при максимальному навантаженні, також можна вибрати напрямок навивки. Параметри пружини задати самостійно

Зробити скріншоти з екрану й завантажити у звіт.

Контрольні питання

1. Назвіть призначення та основні можливості генератора пружин.
2. Приведіть порядок дій при вставці пружини в збірку.
3. Назвіть типи пружин, які доступні в генераторі пружин.
4. Назвіть основні параметри пружин.
5. Які параметри пружини розраховуються при проектуванні?
6. Способи базування пружин розтягування й кручення.

Проектування балочних елементів конструкцій

Задача розрахунку. Провести проектувальний і перевірочний розрахунки прямокутної балки на міцність і жорсткість при згині.

Вихідні дані:

довжина балки $L = 120$ мм;

розміри поперечного перетину $a \times b = 10 \times 10$ мм

навантаження $F = 1500$ Н.

Для розрахунку балки методом кінцевих елементів необхідно спочатку створити геометричну модель балки, а потім задати властивості матеріалу, умови закріплення та прикладені навантаження.

Створення моделі балки й призначення матеріалу

Створити документ деталі. Вибрати площину ескізу (наприклад, XY), побудувати прямокутник розмірами 10×10 мм, інструментом Extrude витиснути на 120 мм. Отримаємо модель балки (рис. 1).

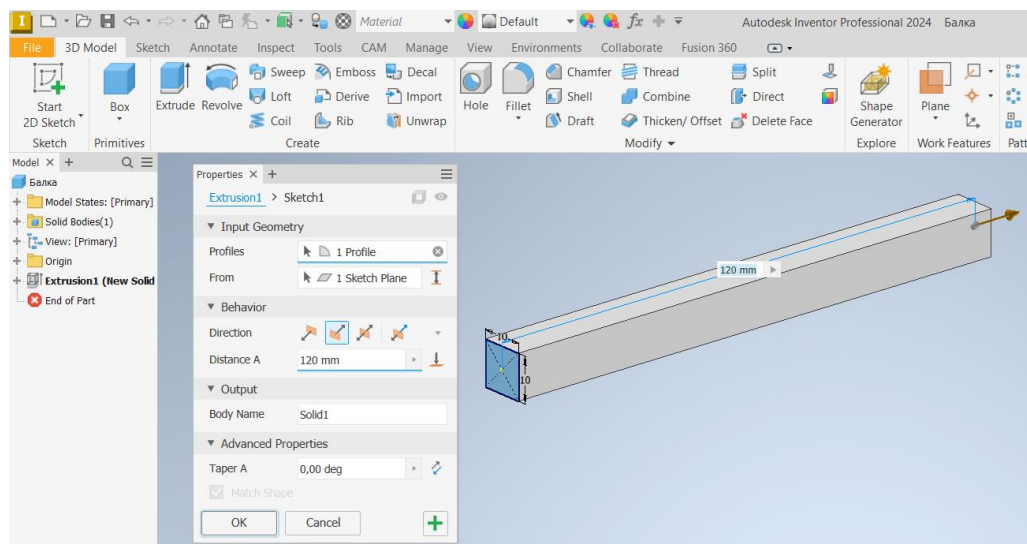


Рис. 1. Створення моделі балки $10 \times 10 \times 120$ мм

Призначення матеріалу балки. За допомогою генератора форм необхідно вказати властивості матеріалу визначення структурних характеристик деталі.

Вибрати вкладку Analysis панелі матеріалів Material та натиснути кнопку призначення матеріалу Assign. У діалоговому вікні Assign Materials у стовпці Override Material клацніть список, що розкривається, і виберіть матеріал, який ви хочете використовувати (рис. 2).

У стовпці коефіцієнту запасу міцності Safety Factor виберіть межу плинності Yield Strength або остаточну межу міцності розтягування Ultimate Tensile Strength. Ці значення будуть використовуватись у розрахунках запасу міцності при проведенні аналізу напружень.

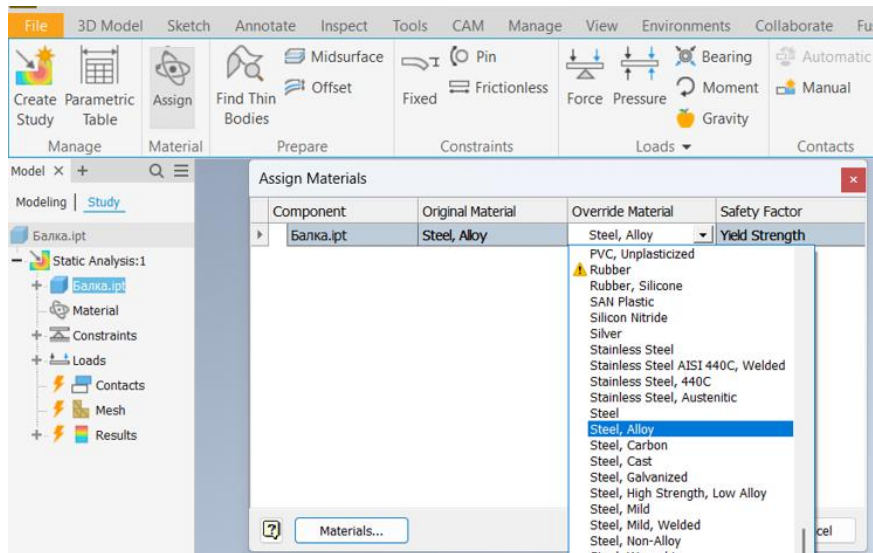


Рис. 2. Призначення матеріалу балки

Вибравши відповідний матеріал в списку, його параметри будуть перенесені в поля діалогового вікна. При необхідності їх можна відредагувати.

Створити площадку для прикладання зусиль. Створити ескіз на грані балки зверху, побудувати прямокутник розмірами 10×10 мм, інструментом Extrude вирізати на 1 мм (рис. 3).

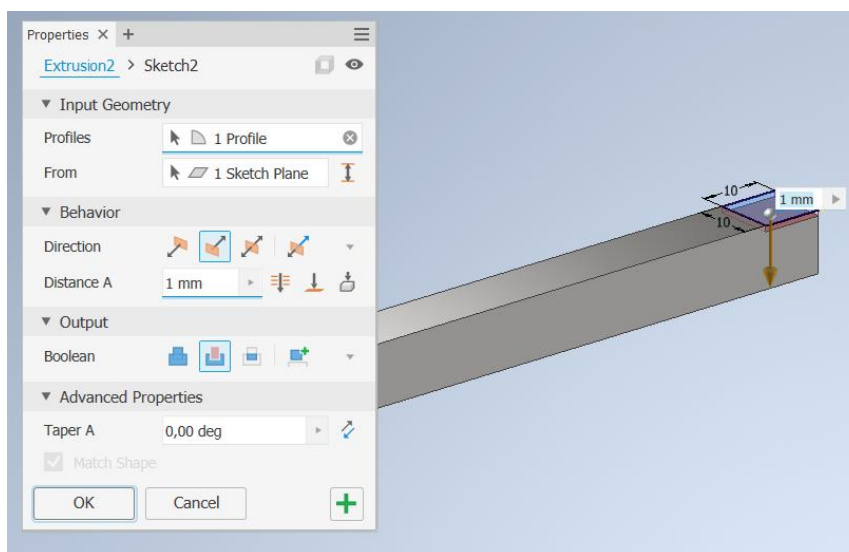


Рис. 3. Створення площадки для прикладання зусиль

Розрахунок балки

На стрічці перейдіть на вкладку аналізу Stress Analysis панель залежностей Constraints та виберіть структурну залежність **Fixed**, яка застосовується до грані, ребра або вершини. Вона видаляє всі ступені свободи і запобігає зміщенню або деформації грані, ребра або вершини.

На наступному етапі вибрати площину і встановити закріплення балки (жорстке закладення), яке показано на рисунку 4.

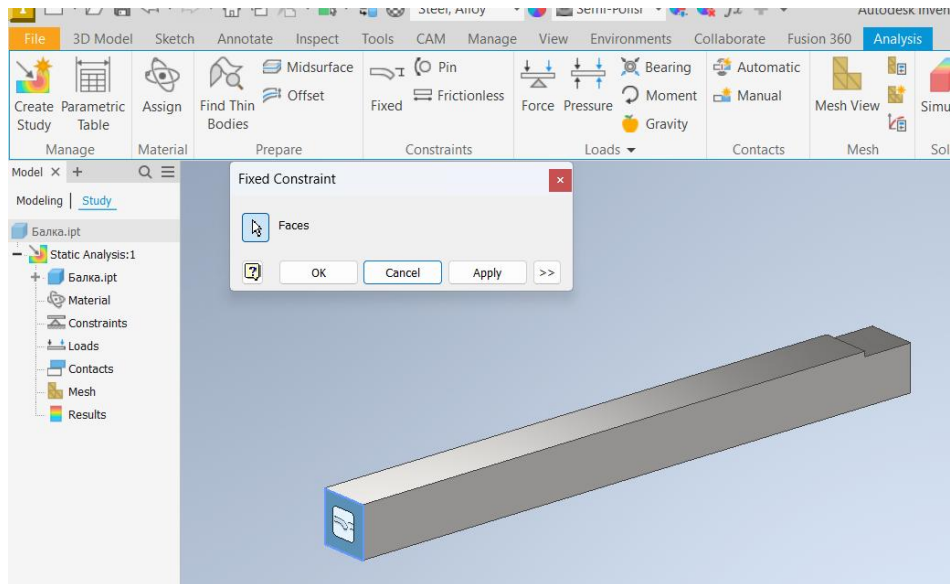


Рис. 4. Установка закріплення балки

На панелі навантаження Loads натиснути тип навантаження або у браузері клацніть правою кнопкою миші вузол Loads та вибрати відповідний тип навантаження.

Прикладемо розподілене навантаження -1500 Н (знак мінус показує напрям розподіленого навантаження – вниз у тіло балки).

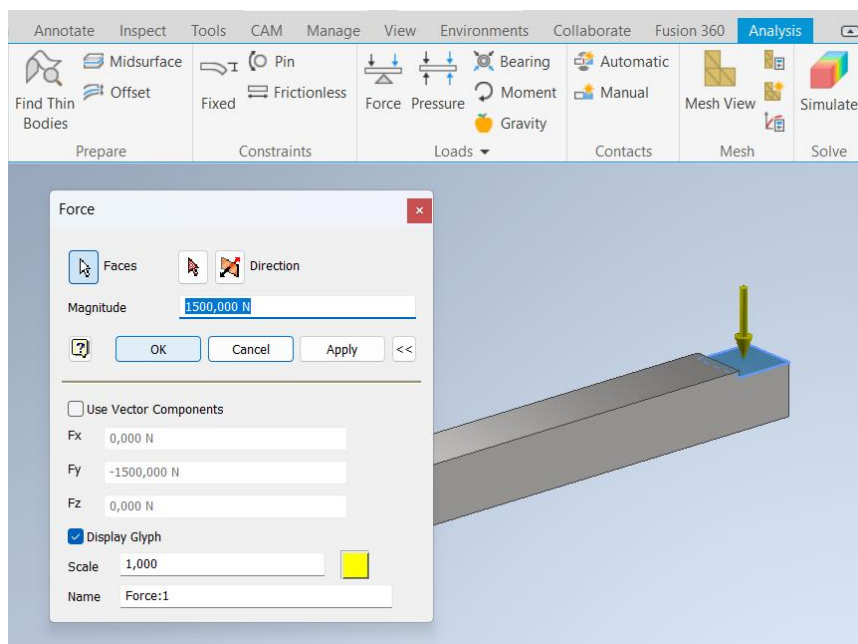


Рис. 5. Завдання навантаження

Створення сітки кінцевих елементів. Вибрати на стрічці вкладку вид сітки Mesh View. Можна прийняти параметри сітки за промовчанням і перейти до моделювання, скоригувати налаштування мережі або використовувати елементи керування локальної сітки.

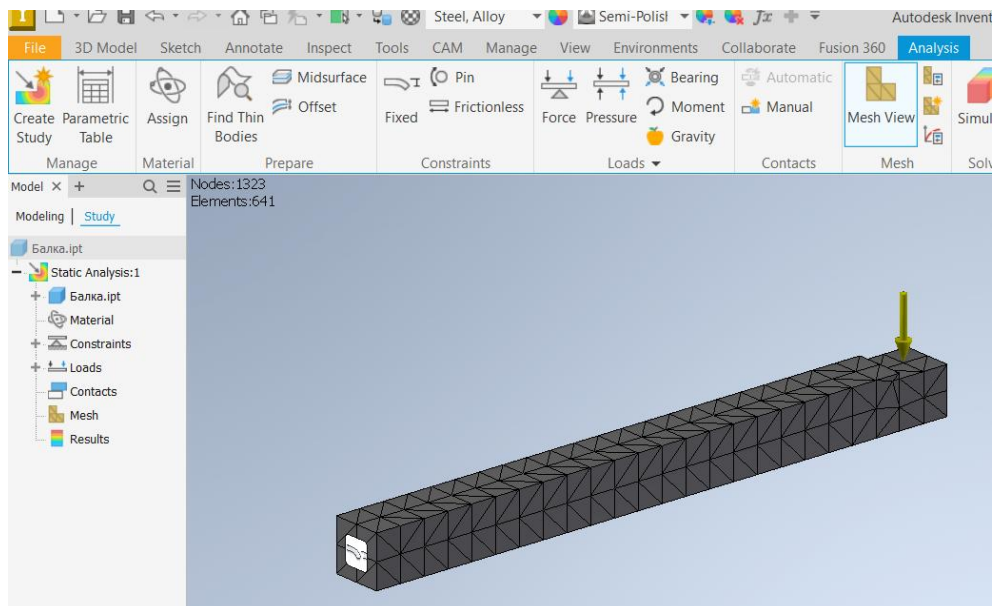


Рис. 7. Генерація сітки

Після побудови сітки виконати розрахунок. На вкладці аналізу напружень вибрати панель керування Manage та натиснути кнопку створення моделювання Create Simulation. На вкладці типу моделювання Study type вибрати **Static Analysis**.

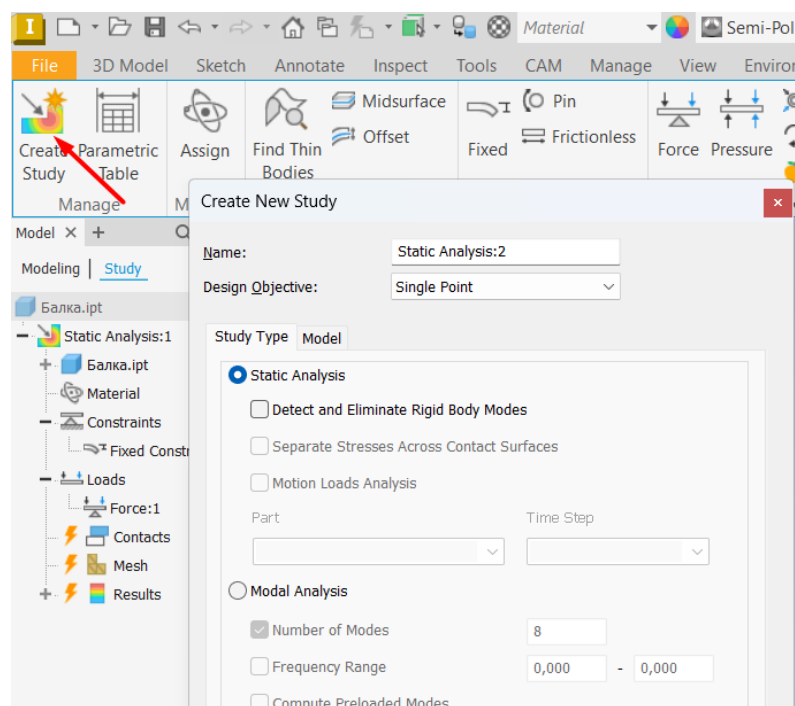


Рис. 8. Вибір типу розрахунку

Розрахунок. Вибрати на стрічці вкладку аналізу напружень панель Solve інструмент Simulate. У діалоговому вікні Simulate можна розгорнути розділ додаткових параметрів, щоб переглянути повідомлення або попередження, пов'язані з поточним процесом. Натиснути кнопку Run і дочекатись завершення розрахунку.

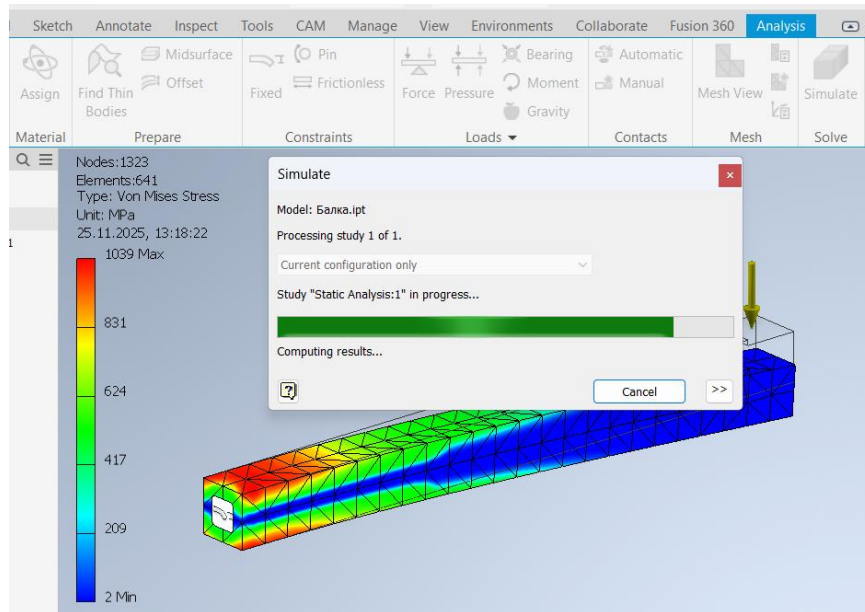


Рис. 9. Розрахунок балки

Перегляд файлу журналу. Після запуску моделювання клацнути правою кнопкою миші на вузлі **Results** в браузері та вибрати **Study log**.

У журналі відображаються відомості про моделювання та посилання на папку, де знаходиться файл журналу. Можна скопіювати та очистити файл журналу.

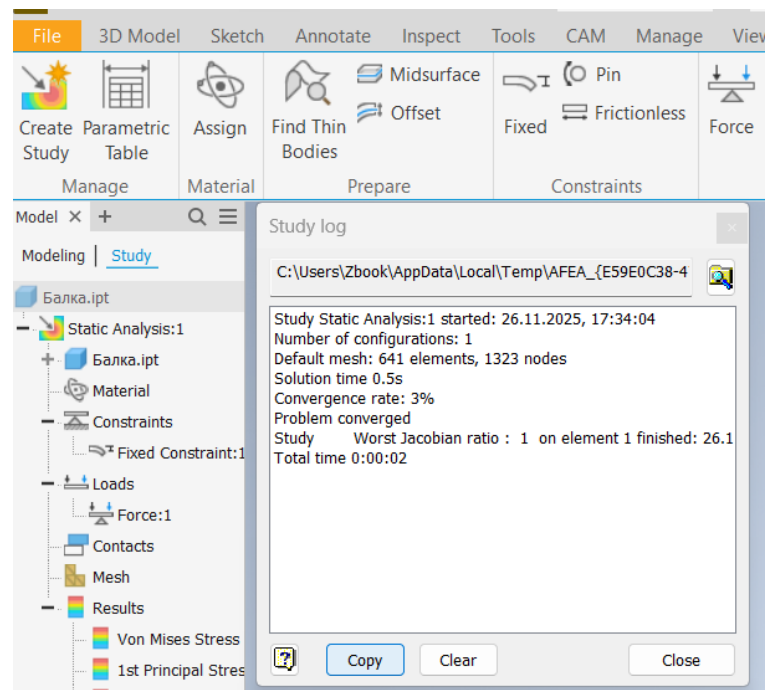


Рис. 10. Огляд результатів

Для візуалізації та аналізу результатів розрахунку двічі клацнути результат, який потрібно відобразити у графічній області. Для статичного аналізу основним результатом є напруження за Мізесом.

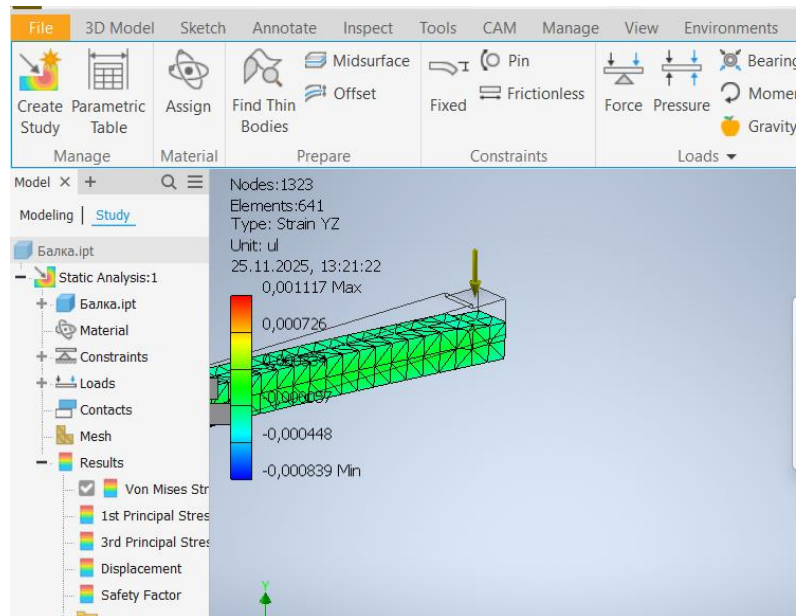


Рис. 11. Візуалізація результатів

Для перегляду анімації результатів на панелі результатів вибрати анімацію відображення з піктограмою камери Animate Display.

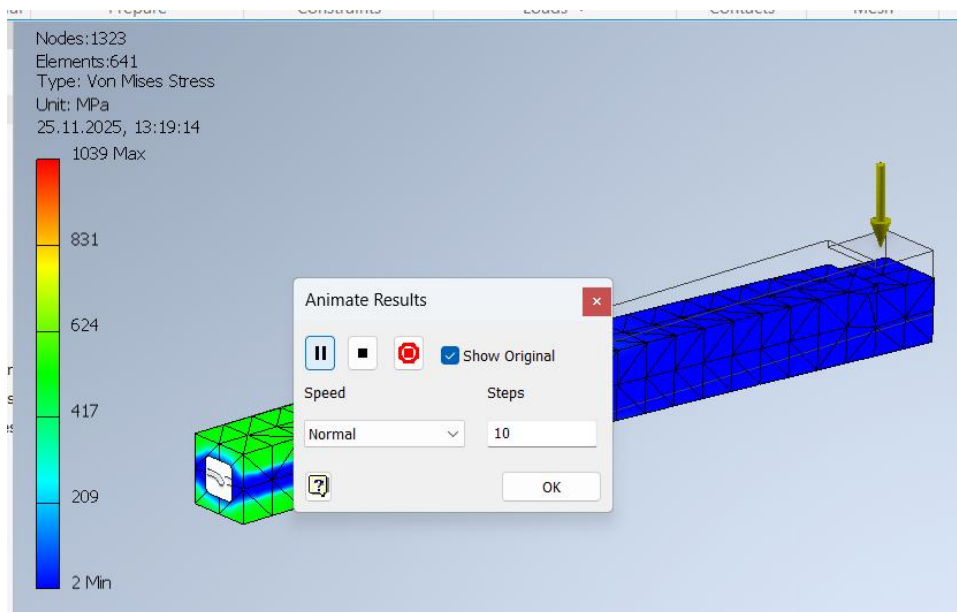


Рис. 12. Анімація результатів переміщень

Створення звіту моделювання. Вибрати на стрічці вкладку аналізу напружень панель звіту та клацнути Report. Вказати назву, автора, шлях до логотипу та зведення, а також вкажіть розмір зображення у діалоговому вікні Report на вкладці General.

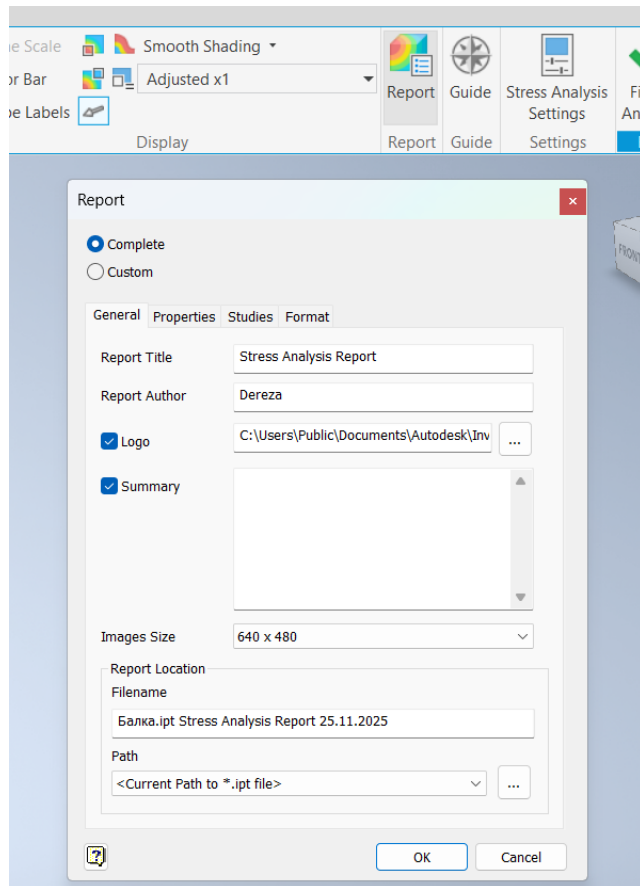


Рис. 13. Створення звіту моделювання

Щоб переглянути звіт у форматі HTML, перейти до папки та відкрити файл за допомогою веб-браузера або Провідника Windows.

Stress Analysis Report

Analyzed File:	Balka.ipt
Autodesk Inventor Version:	2024 (Build 280153000, 153)
Creation Date:	25.11.2025, 13:21
Study Author:	Dereza
Summary:	

Static Analysis:1

General objective and settings:

Design Objective:	Single Point
Study Type:	Static Analysis
Last Modification Date:	25.11.2025, 13:18
Model State:	[Primary]
Detect and Eliminate Rigid Body Modes:	No

iProperties

Summary

Author: Dereza

Project

Part Number:	Balka
Designer:	Dereza
Estimated Cost:	0,00 €
Creation Date:	25.11.2025

Status

Design State: WorkInProgress

Physical

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	1500 N	0 N 1500 N 0 N	172,475 N m	0 N m 172,475 N m 0 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	11900 mm ³	
Mass	0,091987 kg	
Von Mises Stress	1,89678 MPa	1038,8 MPa
1st Principal Stress	-323,533 MPa	1366,38 MPa
3rd Principal Stress	-1369,66 MPa	320,754 MPa
Displacement	0 mm	4,74641 mm
Safety Factor	0,240662 ul	15 ul
Stress XX	-466,256 MPa	465,544 MPa
Stress XY	-48,9056 MPa	49,9606 MPa
Stress XZ	-283,323 MPa	233,821 MPa
Stress YY	-457,714 MPa	454,759 MPa
Stress YZ	-132,375 MPa	176,106 MPa
Stress ZZ	-1271,91 MPa	1269,48 MPa
X Displacement	-0,00700899 mm	0,00702142 mm
Y Displacement	-4,73793 mm	0 mm
Z Displacement	-0,288451 mm	0,289455 mm
Equivalent Strain	0,00000812387 ul	0,0045889 ul
1st Principal Strain	0,0000387598 ul	0,0054942 ul
3rd Principal Strain	-0,00549277 ul	-0,00000636098 ul
Strain XX	-0,00142003 ul	0,00146813 ul
Strain XY	-0,000310133 ul	0,000316823 ul
Strain XZ	-0,00179668 ul	0,00148277 ul
Strain YY	-0,00162096 ul	0,00160817 ul
Strain YZ	-0,000839454 ul	0,00111677 ul
Strain ZZ	-0,00503903 ul	0,00506794 ul

Рис. 14. Огляд результатів розрахунку у веб-браузері

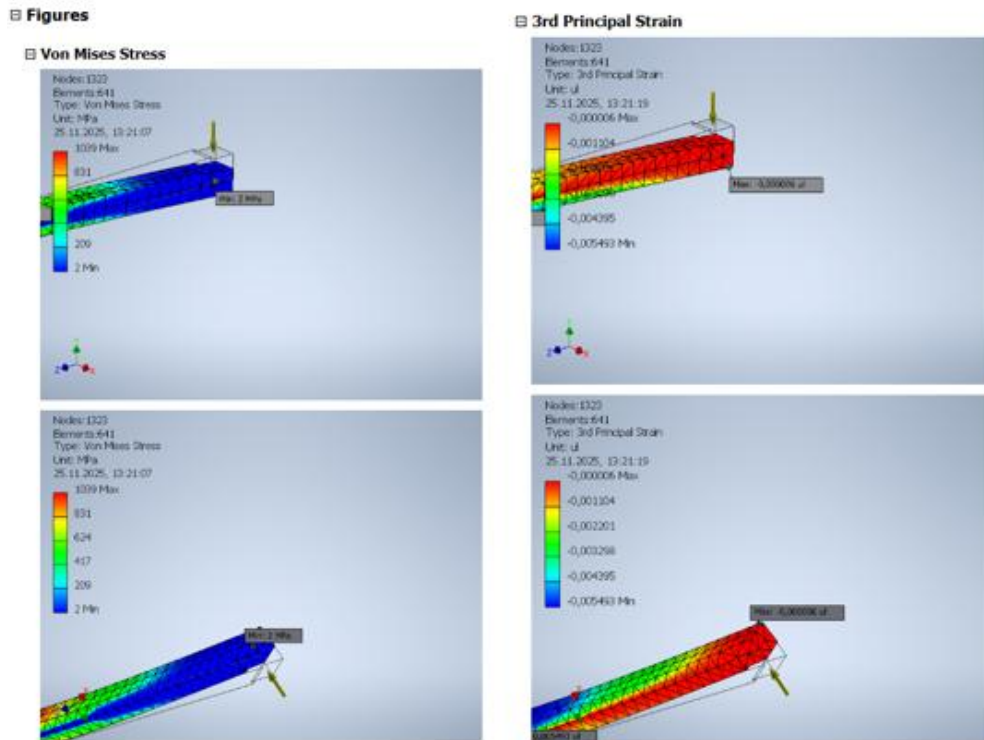
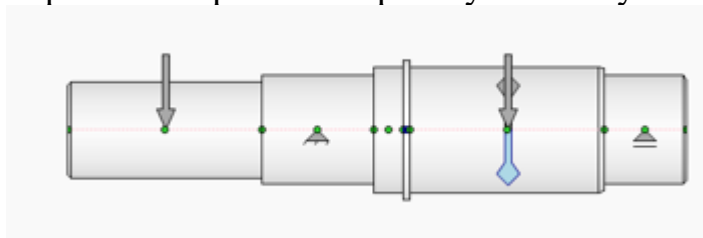


Рис. 15. Огляд графічних результатів розрахунку

Практичне завдання

Провести проєктувальний і перевірочний розрахунки вала на міцність і жорсткість при крученні із застосуванням Stress Analysis. Скористатись вихідними даними практичної роботи з проєктування ступінчастих валів.



Контрольні питання

1. Чи потрібна спеціальна підготовка деталі або складальної одиниці для проведення міцнісного розрахунку?
2. Які операції необхідно виконати для того, щоб провести міцнісний розрахунок деталі або складальної одиниці?
3. Як задати навантаження і встановити опори тільки на частині поверхні?
4. Яким чином можна переконати, що результати міцнісного розрахунку моделі є достовірними?
5. Наведіть способи призначення матеріалу деталі для міцнісного аналізу.

Список літератури

1. Деталі машин. Використання сучасних CAD/CAE систем у розрахунках деталей машин до виконання лабораторних робіт з дисципліни: навч. посібник / О. В. Даниленко, І. І. Верба. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 53 с.
2. Гейчук, В. М. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor. Частина I: навч. посібник / В. М. Гейчук. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 394 с.
3. Дереза, О. О. Функціональне проектування в середовищі AUTODESK INVENTOR : навч. посібник / О. О. Дереза, О. О. Вершков, І. Р. Тетервак. – Запоріжжя, 2025. – 204 с.
4. Проектування привода транспортера в САПР. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посібник / Укл. О. О. Дереза. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.
5. Застосування генератора компонентів валу для моделювання типових деталей у програмі AUTODESK INVENTOR / О. В. Черніков, О. В. Архіпов, О. А. Єрмакова, Я. С. Костецький // Прикладні питання математичного моделювання. – 2021. – Т. 4, № 2.1. –С. 235-260.
6. Холодняк, Ю. В. Комп'ютерне проектування промислових виробів: навчально-методичний посібник з виконання практичних робіт / Ю. В. Холодняк; ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 152 с.
7. Дереза, О. О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин) : навч. посібник / О. О. Дереза. – Мелітополь: X-Terra, 2019. – 159 с.
8. Інженерна механіка (Деталі машин): посібник-практикум. Частина 1 / О. О. Дереза, О. О. Вершков, Є. А. Гавриленко, Ю. О. Дмитрієв. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2020. – 143 с.
9. Інженерна механіка (деталі машин): посібник-практикум. Частина 2 / О. О. Дереза, О. О. Вершков, Є. А. Гавриленко, Ю. О. Дмитрієв. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2021. – 132 с.
10. ДСТУ 3321-2003. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять. – Вид. офіц. – [Чинний від 08.12.2003] . – Київ: Держстандарт України, 2005. – 55 с.
11. ДСТУ ISO 1122-12006. Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії. – Вид. офіц. - [Чинний від 25.12.2006]. – Київ: Держстандарт України, 2013. – 110 с.
12. Уроки AutoCAD. <https://autocad-lessons.com/uk/interfejs-autocad/>
13. Основи проектування в Autodesk Inventor. – Режим доступу: <https://autocad-lessons.com/uk/osnovy-proektuvannia-v-autodesk-inventor/>.
14. Основи проектування в Autodesk Inventor: відеокурс. – Режим доступу: <https://autocad-lessons.com/uk/inventor-video-course/>.
15. Autodesk AutoCAD 2013 інструкція користувача. – Режим доступу: <http://surl.li/lmtsw>.
16. Autodesk Inventor Professional 2024. – Режим доступу: <https://help.autodesk.com/view/INVENTOR/2024/RUS/?guid=GUID-5E25D5FB->

3B94-44A0-AD50-80EF06F5A24F.

17. Autodesk AutoCAD 2013 інструкція користувача. – Режим доступу: <http://surl.li/lmtsw>.

18. ДСТУ ISO/TR 10828:2005 Черв'ячні передачі. Геометрія профілів черв'яка (ISO/TR 10828:1997, IDT). – Вид. офіц. – [Чинний від 01.11.2008]. – Київ: Держстандарт України, 2007. – 21 с.

19. ДСТУ ISO 17485:2008 Передачі зубчасті конічні. Система точності ISO (ISO 17485:2006, IDT). – Вид. офіц. – [Чинний від 01.01.2010]. – Київ: Держстандарт України, 2011. – 36 с.

20. ДСТУ ISO 6336-1:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 6336-1:1996, IDT). – Вид. офіц. – [Чинний від 25.05.2005]. – Київ: Держстандарт України, 2007. – 90 с.

21. Донченко, М. В. Технології комп'ютерного проектування : навч. посібник / М. В. Донченко. – Миколаїв : Вид-во ЧНУ ім. Петра Могили, 2021. – 364 с.

22. Архіпов, О. Особливості застосування програми Autodesk Inventor у промисловому дизайні / О. Архіпов // Scientific Collection «InterConf». – 2023. – Vol.148. – Р. 466–473.

23. Архіпов, О. В. Параметричне комп'ютерне моделювання в дизайні автомобільних вузлів та агрегатів / О. В. Архіпов, К. В. Масляєв, Д. О. Ланцов // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – 2018. – Вип. 94. – С. 3–7.

24. Дуков, В. О. Проектування зубчастих пар за допомогою Camnetics gear trax / В. О. Дуков // Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матер. III Міжнар. наук.-практ. конф. молод. учених (Запоріжжя, 30 січня-24 лютого 2023 р.). – Запоріжжя, 2023. – С. 94-95.

25. Система SOLIDWORKS для проектування нафтогазового обладнання / С. С. Чаплінський, І. В. Павлик, Ю. М. Бурда, Д. О. Ткачівський // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2010. – № 2. – С. 46-51.

26. Черніков, О. В. Впровадження сучасних технологій комп'ютерного моделювання в навчальний процес ХНАДУ / О. В. Черніков // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2016. – Вип. 73. – С. 239–244.

27. Оформлення креслеників у середовищі solidworks відповідно до національних стандартів України та міждержавних стандартів / І. Г. Стукалець, С. В. Коробка, О. Г. Скляр, Б. В. Болтянський, Р. В. Скляр // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2024. – Вип. 24, т. 2. – С. 150-165.

28. Методичні вказівки до комплексу лабораторних робіт №1, 2 «Робота в системі «Autodesk «INVENTOR» з дисципліни „Інформаційні технології та САПР ДВЗ” для студентів спеціальності 6.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння»/ Укл. В. О. Пильов, О. Ю. Ліньков – Харків: НТУ «ХП», 2018. – 36 с.

29. Пустовой, Д. С. Використання Autodesk Inventor для моделювання та дослідження напружено-деформованого стану гідроциліндру / Д. С. Пустовой,

В. В. Кравченко // Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту: зб. наук. пр. міжнар. конф. (2022 р., м. Дніпро, 29-30 квітня). – Дніпро : НТУ «ДП», 2022. – С. 100-105.

30. Frederick, E. Giesecke, Shawna, Lockhart, Marla., Goodman, Cindy, M. Johnson. Technical Drawing with Engineering Graphics (15 ed.). Pearson education, inc. 2016. 1076 p.

31. Technical Drawing with Engineering Graphics Giesecke et al. Fourteenth Edition. British Library Cataloguing-in-Publication Data A catalogue record for this book is available from the British Library. Pearson Education Limited, 2014. 85 p.