

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"
ІМ. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО**

В.М. Гейчук

**Функціональне проектування верстатів,
роботів та машин
В AUTODESK INVENTOR
Частина I**

*Затверджено Вченою радою Національного технічного університету України
"Київський політехнічний інститут" ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю "Галузеве машинобудування"*

**Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2017 р.**

УДК 621.8: 621.9
ББК 34
Г-29

*Гриф надано Вченою радою КПП ім. Ігоря Сікорського
(Протокол № 6 від 12 червня 2017 р.)*

Г-29 Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor (Частина I): навч. посіб. Навчальне мережне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук. - Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 394 с.

Навчальний посібник написаний відповідно до програми дисциплін "САПР верстатів та машин" для студентів рівня підготовки "Бакалавр" за напрямками "Машинобудування" та "Галузеве машинобудування". Викладені відомості про основні аспекти процесу створення нових технічних об'єктів, і, зокрема, про функціональний аспект та засоби його реалізації у CAD/CAE системі Autodesk Inventor. В першій частині посібника докладно розглянутий інтерфейс майстра проектування Autodesk Inventor, методи моделювання та розрахунку з'єднань, передач та механізмів за допомогою його генераторів на прикладах вузлів машин, верстатів та роботів. Може бути корисний студентам механічних спеціалізацій вищих технічних навчальних закладів, інженерам, викладачам і науковцям, що займаються розробкою машин та механізмів.

Електронне мережне навчальне видання

ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТІВ, РОБОТІВ ТА МАШИН В AUTODESK INVENTOR (Частина I)

Навчальний посібник

Автор: Гейчук Володимир Миколайович, професор, докт. техн. наук

Рецензенти: Луців Ігор Володимирович, професор, докт. техн. наук
Ключко Олександр Олександрович, професор, докт. техн. наук

Відповідальний редактор: Данильченко Юрій Михайлович, професор, докт. техн. наук

Видання подається в авторській редакції

© КПП ім. Ігоря Сікорського, 2017
© Гейчук В.М. 2017

Зміст

Зміст.....	3
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 ПОНЯТТЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЯ В AUTODESK INVENTOR.....	13
1.1. Поняття функціонального проектування.....	13
1.2. Інструменти для реалізації функціонального підходу в Autodesk Inventor	18
1.3. Приклад реалізації: проектування приводу транспортера.....	18
1.4. Загальні відомості про "Мастер проектирования" Autodesk Inventor Professional	24
Питання для самоперевірки	28
РОЗДІЛ 2 ЕЛЕМЕНТИ ДІАЛГОВИХ ВІКОН МАЙСТРА ПРОЕКТУВАННЯ, БРАУЗЕР ТА КОНТЕКСТНЕ МЕНЮ	29
2.1. Загальні елементи діалгових вікон майстра проектування.....	29
2.2. Браузер та контекстне меню при роботі з майстром проектування	33
Питання для самоперевірки	37
РОЗДІЛ 3 ГЕНЕРАТОР БОЛТОВИХ ТА ГВИНТОВИХ З'ЄДНАНЬ	39
3.1. Вставка болтових з'єднань.....	41
3.2. Розрахунок болтових з'єднань	43
3.3. Розрахунок втомної міцності	47
3.4. Визначення межі міцності болтового з'єднання.	48
Питання для самоперевірки	51
РОЗДІЛ 4 ГЕНЕРАТОРИ ШТИФТОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	53
4.1. Генератор з'єднання штифтом з отвором під шплінт.....	53
4.1.1. Вкладка "Модель"	53
4.1.2. Вкладка "Расчет"	53
4.2. Генератор з'єднання стопорним штифтом.....	55
4.3. Генератор поперечних штифтів.....	55
4.4. Генератор штифтового з'єднання (циліндрична осьова шпонка)	57
4.5. Генератор радіального штифтового з'єднання (циліндрична радіальна шпонка).....	59
Питання для самоперевірки	59
РОЗДІЛ 5 ГЕНЕРАТОРИ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ.....	60
5.1. Генератор компонентів циліндричної зубчатої передачі.....	60

5.1.1. Геометричний розрахунок та створення моделі зубчастої циліндричної передачі	60
5.1.2. Розрахунки циліндричної зубчастої передачі на міцність: вкладка "Расчет"	65
5.1.2.1. Перевірочний розрахунок циліндричної зубчастої передачі	67
5.1.2.2. Підбір матеріалу передачі	73
5.1.2.3. Визначення геометричних розмірів передачі.....	74
6.1.3. Відображення результатів	75
5.1.4. Генерація моделі передачі та деякі рекомендації	76
5.2. Генератор компонентів конічної зубчастої передачі	81
5.2.1. Генерація моделі передачі.....	82
5.2.2. Розрахунок конічної зубчастої передачі.....	87
5.3. Генератор компонентів черв'ячної передачі	90
5.3.1. Вкладка "Модель"	92
5.3.2. Вкладка "Расчет"	96
5.3.3. Проектування черв'ячної передачі.....	99
Питання для самоперевірки	101
РОЗДІЛ 6 ГЕНЕРАТОРИ ГНУЧКИХ ПЕРЕДАЧ.....	103
6.1. Генератор клинопасової передачі.....	103
6.1.1. Вкладка модель.....	103
6.1.2. Порядок проектування передачі за допомогою генератора клинопасової передачі	110
6.1.2.1. Проектування передачі з двома шківками.....	110
6.1.2.2. Проектування пасової передачі з трьома шківками	111
6.1.2.3. Проектування пасової передачі з натяжним шківом.....	112
6.1.3. Розрахунок передачі.....	114
6.1.3.1. Введення вихідних даних та проведення розрахунку	114
6.1.3.2. Результати розрахунку.....	119
6.2. Генератор зубчато-пасових передач.....	120
6.2.1. Вкладка модель.....	121
6.2.2. Порядок проектування передачі за допомогою генератора зубчато-пасової передачі.....	127
6.2.3. Розрахунок передачі.....	127
6.2.3.1. Введення вихідних даних та проведення розрахунку	127
6.2.3.2. Результати розрахунку.....	130

6.3. Генератор ланцюгових передач	132
6.3.1. Загальні відомості	132
6.3.2. Вкладка модель. Порядок проектування передачі.....	137
6.3.3. Вкладка "Расчет" - розрахунок передачі.....	142
6.3.4. Результати розрахунку.....	157
Питання для самоперевірки	159
РОЗДІЛ 7 ГЕНЕРАТОР ВАЛІВ	161
7.1. Створення моделі валу.....	161
7.2. Розрахунок валу.....	177
7.2.1. Панель інструментів вкладки "Расчет"	179
7.2.2. Послідовність розрахунку	183
7.2.3. Аналіз результатів.....	183
7.2.4. Генерація моделі валу.....	184
7.2.5. Моделювання валів-шестерень.....	186
Питання для самоперевірки	186
РОЗДІЛ 8 ГЕНЕРАТОР ПІДШИПНИКІВ	188
8.1. Вкладка модель: вибір і установка підшипника	188
8.2. Розрахунок підшипника.....	192
8.3. Результати розрахунку підшипника.....	207
Питання для самоперевірки	207
РОЗДІЛ 9 ГЕНЕРАТОР ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ	209
9.1. Вкладка модель: вибір і установка шпонки	209
9.2. Розрахунок шпонкового з'єднання.....	214
9.3. Результати моделювання та розрахунку.....	220
9.4. Видалення компонента, створеного "Генератором шпоночного соединения".....	221
Питання для самоперевірки	221
РОЗДІЛ 10 ГЕНЕРАТОРИ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	222
10.1. Генератор прямобічного шліцевого з'єднання	224
10.1.1. Вкладка модель: вибір вихідних параметрів і генерація моделі з'єднання	224
10.1.2. Розрахунок прямобічного з'єднання.....	226
10.2. Генератор евольвентного шліцевого з'єднання.....	227
10.2.1. Вкладка модель: вибір вихідних параметрів і генерація моделі з'єднання	227

10.2.2. Розрахунок евольвентного шліцевого з'єднання.....	228
10.2.3. Результати моделювання та розрахунку.....	232
Питання для самоперевірки	233
РОЗДІЛ 11 ГЕНЕРАТОРИ КОМПОНЕНТІВ КУЛАЧКІВ	234
11.1. Генератор компонентів дискового кулачка.....	234
11.1.1. Вкладка модель.....	234
11.1.2. Вкладка "Расчет"	248
11.2. Генератор компонентів циліндричного кулачка.....	250
11.3. Генератор компонентів лінійного кулачка	253
Питання для самоперевірки	255
РОЗДІЛ 12 ГЕНЕРАТОРИ ПРУЖИН.....	257
12.1. Генератор пружин стиснення.....	257
12.1.1. Вкладка "Модель"	260
12.1.2. Вкладка "Расчет"	262
12.1.3. Методика проектування пружини приводу кліщів робота РТК	271
12.2. Генератор пружин розтягування	273
12.2.1. Вкладка "Модель"	275
12.2.2. Вкладка "Расчет"	277
12.2.3. Методика проектування пружин розтягування	279
12.3. Генератор пружин кручення	281
12.3.1. Вкладка "Модель"	282
12.3.2. Вкладка "Расчет"	284
12.3.3. Методика проектування пружин кручення	286
12.4. Генератор тарілчастих пружин	288
12.4.1. Вкладка "Модель"	292
12.4.2. Вкладка "Расчет"	294
12.4.3. Методика проектування пакету тарілчастих пружин	298
Питання для самоперевірки	300
ЛІТЕРАТУРА.....	302
Предметний покажчик.....	307
Додаток А Значення коефіцієнтів у діалоговому вікні "Коэффициенты" генератора "Цилиндрическое зубчатое зацепление"	309
Додаток Б Визначення різних типів бокових зазорів.....	311
Додаток В Приклад креслення конічного зубчастого колеса.....	312
Додаток Г Звіт генератора конічних зубчастих коліс.....	313

Додаток Д Фрагмент звіту генератора клинопасової передачі	318
Додаток Е Зубчасто-пасові передачі	321
Фрагмент звіту генератора зубчасто-пасової передачі	324
Додаток Ж Ланцюгові передачі	328
Ж.1. Класифікація мастил за в'язкістю	328
Ж.2. Перевірка міцності.....	330
Ж.2.1. Розрахункова потужність і номінальна потужність ланцюга	331
Ж.2.2. Тиск на опорну поверхню ланцюга	332
Ж.2.3. Аналіз очікуваного терміну служби	333
Ж.2.3.1. Очікуваний термін служби для заданого розтягування ланцюга	333
Ж.2.3.2. Коефіцієнт зносу fC	334
Ж.2.3.3. Коефіцієнт питомого розміру ланцюга fm	334
Ж.2.3.4. Коефіцієнт швидкості ланцюга fk	335
Ж.2.3.5. Очікуваний термін служби з урахуванням втоми сполучних пластин	335
Ж.2.3.6. Коефіцієнт кількості зубів fZ	336
Ж.2.3.7. Коефіцієнт питомого розміру ланцюга fY	336
Ж.2.3.8. Очікуваний термін служби з урахуванням втоми при ударному навантаженню на ролик і втулку	336
Ж.3. Коливання ланцюга	337
Ж.3.1. Поперечні коливання.....	337
Ж.3.2. Хвилеподібні коливання	338
Ж.3.3. Поздовжнє або пружинне коливання	339
Ж.4. Фрагмент звіту генератора ланцюгової передачі	341
Додаток З Фрагмент звіту генератора валів Генератор компонентів вала.....	347
Додаток И Розрахунок підшипників кочення: довідкові матеріали	353
Додаток К Шпонкові з'єднання: приклад звіту генератора.....	359
Додаток Л Шліцьові з'єднання	361
Л.1. Допустимі напруження та тиски в шліцьових з'єднаннях	361
Л.2. Прямобічні шліцьові з'єднання: приклад звіту генератора	363
Л.3. Евольвентні шліцьові з'єднання: приклад звіту генератора.....	365
Додаток М Формули та дані для розрахунку кулачків	367
М.1 Формули для розрахунку кулачків	367
М.2. Доступні закони руху профілю кулачка.....	370

М.3. Приклад програми для формування файлу з дими про функцію руху	374
М.4. Фрагменти звіту генератора дискових кулачків.....	376
Додаток Н	382
Н.1. Дані для розрахунку пружин.....	382
Н.1.2. Класи та розряди пружин	382
Н.1.3. Матеріали для пружин	386
Н.2. Фрагменти звіту генератора пружини стиснення	392
Н.3. Фрагмент звіту генератора тарілчастих пружин.....	394

ВСТУП

Сучасний етап розвитку техніки характеризується надзвичайно швидкою зміною моделей продукції, що випускається, зростаючою кількістю розробок, виконаних на нових, невідомих раніше принципах, які забезпечують виробам більш високі споживчі якості і створюють жорстку конкуренцію на ринку їх збуту. Це призводить до необхідності інтенсифікації процесів створення нової техніки, підвищення якості проектів, розробки і організації виробництва конкурентоздатних виробів в короткі терміни. При цьому досягається зниження витрат фінансових і трудових ресурсів, рентабельність виробництва і планований прибуток.

У цих умовах важливого значення набувають терміни і якість виконання проектно-конструкторських робіт. Їх відповідність сучасним вимогам можна забезпечити застосуванням нової технології проектування, заснованої на використанні методів математичного моделювання і обчислювальної техніки.

Уявлення про складні технічні об'єкти в процесі їх проектування поділяються на аспекти та ієрархічні рівні. Аспекти характеризують ту чи іншу групу споріднених властивостей об'єкта. Типовими аспектами в описах технічних об'єктів є: функціональний, конструкторський і технологічний. Функціональний аспект відображає фізичні та інформаційні процеси, що протікають в об'єкті при його функціонуванні. Конструкторський аспект характеризує структуру, розташування в просторі і форму складових частин об'єкта. Технологічний аспект визначає технологічність, можливості і способи виготовлення об'єкта в заданих умовах.

Метою навчальної дисципліни "САПР верстатів та машин" є формування у студентів необхідних знань та умінь щодо загальних основ і конкретних методів проектування, надбання навичок автоматизованого проектування вузлів та деталей металорізальних верстатів, роботів та машин за допомогою систем автоматизованого проектування машинобудівного напрямку та пакетів прикладних програм.

Метою даного навчального посібника є формування у студентів знань методів функціонального проектування вузлів металорізальних верстатів, роботів та машин з застосуванням Autodesk Inventor Professional.

При вивченні матеріалу цього учбового посібника передбачається, що читач володіє навичками роботи з персональним комп'ютером в середовищі операційної системи Windows, знаннями, що надають загальні інженерні курси, у першу чергу такі як "Теорія механізмів і машин", "Теоретична механіка", "Опір матеріалів", "Деталі машин". При цьому потрібно наголосити, що для розуміння того як виконується моделювання і розрахунки з'єднань та передач, потрібні знання з курсу "Деталі машин". Крім того, потрібні практичні навички роботи в середовищі Autodesk Inventor, зокрема в модулях "Деталь" та "Сборка".

При викладенні відомостей про Autodesk Inventor використовується інформація про російськомовну версію 2012 і вище. Назви команд і параметрів, які не зовсім точно подані фірмою Autodesk, будуть подаватись з відповідними поясненнями. При описі головного та діалогових вікон Autodesk Inventor або дій, які потрібно виконати, автор використовує терміни фірми Microsoft в перекладі на українську мову без додаткових пояснень. До них відносяться такі поняття, наприклад, як "діалогове вікно", "смуга прокрутки", "список", "інструментальна панель", тощо. Це ж саме буде стосуватись елементів, призначення яких зрозуміле з його назви російською мовою. Якщо при описі буде необхідність використати які-небудь команди, діалогові вікна або кнопки операційної системи Windows (в тому числі і ті, які використовуються в діалогових вікнах Autodesk Inventor), то будуть використовуватись елементи локалізованої російськомовної Windows. Наприклад, "ОК", "ОТМЕНА".

В першій частині учбового посібника розглянуті основні поняття про функціональне проектування, інструменти для його реалізації в Autodesk Inventor. Докладно розглянуті генератори майстра проектування: болтових, штифтових, шпонкових та шліцьових з'єднань, валів, зубчастих, пасових та ланцюгових передач, пружин та кулачкових з'єднань. Генератор рам, модуль

аналізу рам, генератор форм, зварювальний модуль та калькулятори розглянуті в другій частині посібника.

У першому розділі розглянуті основні поняття функціонального проектування, засоби та приклади його реалізації в Autodesk Inventor.

У другому розділі описаний інтерфейс майстра проектування, елементи його діалогових вікон, браузер та контекстне меню.

У третьому розділі розглянутий генератор компонентів болтових з'єднань, моделювання та розрахунки на міцність та втомну міцність.

У четвертому розділі описані генератори штифтових з'єднань різних типів: зі штифтом з отвором під шплінт, стопорного, поперечного, циліндричного осевого шпонкового, радіального.

П'ятий розділ присвячений генераторам зубчастих передач: циліндричних, конічних та черв'ячних, а також приведені рекомендації щодо моделювання певних типів зубчатих передач.

У шостому розділі докладно розглянуті генератори гнучких передач: клино-пасових, зубчасто-пасових та ланцюгових. Наведені додаткові відомості, що полегшують вибір елементів передач та вхідних параметрів для їх розрахунку.

Сьомий розділ присвячений докладному розгляду генератора валів, його застосуванню при конструюванні та розрахунку валів та шпинделів.

У восьмому розділі описано методика вибору та розрахунку підшипників кочення за допомогою генератора підшипників. Наведені додаткові відомості, що полегшують вибір типу підшипників, вхідних параметрів для їх розрахунку.

У дев'ятому розділі розглянуто принципи роботи з генератором шпонкового з'єднання.

Десятий розділ присвячений генераторам шліцьових з'єднань: прямобічних та евольвентних. Приведені рекомендації з вибору типу з'єднання.

В одинадцятому розділі докладно розглянуті генератори кулачків: дискового, лінійного і циліндричного кулачків зі штовхачами поворотного або прямолінійно переміщуваного типу з силовим та геометричним замиканням.

Наведені відомості, що полегшують вибір законів руху, способи завдання законів руху користувача.

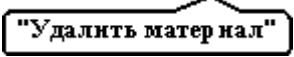
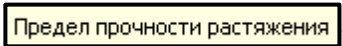
Дванадцятий розділ присвячений докладному розгляду генераторів пружин спіральних (стиснення, розтягування, кручення) та тарілчастих. Приведені докладні методики проектування пружин всіх розглянутих типів.

В додатках наведені відомості про матеріали деталей розглянутих з'єднань, передач та механізмів, відомості, що полегшують вибір параметрів зазначених компонентів, а також приклади звітів (фрагменти) деяких генераторів.

Іще кілька слів відносно певних нюансів в оформленні тексту посібника та його ілюстрацій.

Текст, на значення якого автору хотілось звернути особливу увагу, береться у хвилясту рамку, виділяється курсивом і йому передуює знак  "Увага", наприклад:

 *Не можна задати координати за допомогою точних значень або виразів.*

В ілюстраціях авторські коментарі подаються у прямокутній виносці з округленими кутками з кольорами що залежать від поєднання кольорів в ілюстрації для кращої видимості, наприклад:  "Грань". Спливаючі підказки будуть приводитись в такій же прямокутній виносці з округленими кутками, але чорного кольору з білим фоном, наприклад:  "Удалить материал". Копійовані з екрану спливаючі підказки приводяться у прямокутній чорній рамці, наприклад:  Предел прочности растяжения.

Звіти генераторів майстра проектування у додатках приводитимуться в скороченому вигляді. Скорочувалась верхня частина звіту, яка не містить інформації щодо суті генерованого об'єкта.

РОЗДІЛ 1

ПОНЯТТЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЯ В AUTODESK INVENTOR

1.1. Поняття функціонального проектування

Будь-який об'єкт служить лише матеріальним носієм функції, тобто функція - первинна, об'єкт - вторинний і створюється з причини неможливості іншими, нематеріальними засобами задовольнити потреби людей. Так, автомобіль потрібний для перевезення вантажів і людей (функція - переміщати в просторі, створений внаслідок нереальності переміщення предметів тільки зусиллям думки).

Новий технічний об'єкт повинен, безумовно, перевершувати існуючі. Це досягається відповідною стратегією проектування, націленою на досягнення високих показників технічного рівня і ефективності створюваного виробу. Вирішувані завдання відповідно до цієї стратегії носять оптимізаційний характер і вимагають розробки і застосування нової технології проектування.

Створення нового технічного об'єкту - складний і тривалий процес, в якому стадія проектування має вирішальне значення в здійсненні задуму і досягненні високого технічного рівня. Під технічним об'єктом надалі розуміється технічна система - машина, верстат, робот, механізм, технічний комплекс, технологічний процес, а також будь-який їх компонент, що виділяється в процесі проектування шляхом декомпозиції (ділення) структури цілісного об'єкту на окремі блоки, частини, елементи і тому подібне

Сучасна методологія проектування базується на системному підході, що використовує принципи декомпозиції, ієрархічності, ітеративності, локальної оптимізації і комплексного здійснення процесу проектування, що включає функціональний, конструкторський і технологічний аспекти. Технічний об'єкт при системному підході розглядається як складна система, що складається зі взаємозв'язаних, цілеспрямовано функціонуючих елементів і знаходиться у взаємодії із зовнішнім довкіллям. Це дозволяє врахувати більшість чинників, що впливають на його функціонування, і забезпечити створення технічного

об'єкту з високими показниками ефективності і якості.

Одна з найважливіших вимог системного підходу полягає в необхідності розглядати існування і функціонування технічного об'єкту в часі і в просторі.

Процес створення технічного об'єкту розділяється на стадії: передпроектні дослідження, технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект, робочий проект, виготовлення дослідних зразків, випробування і доведення, приймальні випробування. Перші дві стадії і частково третя складають етап зовнішнього проектування, на якому здійснюється науково-технічний пошук і прогнозування, формування опису середовища функціонування технічного об'єкту, моделювання і дослідження, спрямовані на розробку концепції і технічного рішення. Етап зовнішнього проектування, що називається також етапом науково-дослідних робіт (НДР), завершується розробкою технічного завдання.

Інші стадії відносяться до внутрішнього проектування і складають етап дослідно-конструкторських робіт (ДКР), в процесі якого визначаються і конкретизуються основні функціональні і конструктивні параметри, що визначають техніко-економічні показники і вигляд створюваного технічного об'єкту.

Вирішення проблеми створення нового технічного об'єкту базується на усебічно обґрунтованій концепції і витікає з безумовних потреб суспільства, необхідності практичної реалізації досягнутого наукового потенціалу і підвищення показників ефективності.

Концепція визначається як комплекс вимог до технічного об'єкту для виконання його призначення і містить опис основи функціонування об'єкту.

Окрім виділення стадій здійснюється декомпозиція процесу проектування залежно від ступеню абстрагування, характеру властивостей об'єкту, його структури, прийнятої схеми розподілу робіт між підрозділами проектно-конструкторської організації та ін.

Декомпозиція призводить до виділення складових частин об'єкту (блоків), ієрархічних рівнів, аспектів. Це дозволяє складне завдання проектування звести

до рішення простіших завдань з урахуванням взаємодії між ними. Кожне завдання вирішується на основі локальної оптимізації, але декомпозиція критеріїв при цьому здійснюється так, щоб локальні цілі були підпорядковані кінцевій меті проектування. Отже, концепція системності виражається не лише у виділенні взаємозалежних і взаємодіючих елементів технічного об'єкту як системи, але і в єдності цілей їх функціонування. Крім того, технічний об'єкт, у свою чергу, розглядається як елемент складнішої системи (надсистеми), до складу якої входить ряд об'єктів зовнішнього середовища, що взаємодіють з цим технічним об'єктом.

Таким чином, методологія автоматизованого проектування базується на системному підході, що використовує принципи декомпозиції, ієрархічності, ітеративності, локальної оптимізації і комплексного здійснення процесу проектування, що включає функціональний, конструкторський і технологічний аспекти.

Аспекти розрізняються характером вирішуваних завдань і використовують різні описи.

Функціональний аспект включає відображення основних принципів функціонування, характеру фізичних і інформаційних процесів в об'єкті. При функціональному проектуванні здійснюється синтез структури і визначаються основні параметри об'єкту і його складових частин (елементів), оцінюються показники ефективності і якості процесів функціонування. Результат проектування - принципові, функціональні, кінематичні, алгоритмічні схеми і супроводжуючі їх документи.

Функціональне проектування здійснюється практично на всіх стадіях і етапах створення технічного об'єкту і при цьому багаторазово повторюється у міру розкриття невизначеності, характерної для початкових етапів.

Конструкторський аспект - це реалізація результатів функціонального проектування. При конструкторському проектуванні розробляються конструювання і робочі креслення деталей, здійснюється вибір стандартних і

уніфікованих елементів, матеріалів деталей, оформляється конструкторська і експлуатаційна документація.

При цьому визначаються оптимальні конструктивні параметри - розміри і форма деталей, складальних одиниць і тому подібне, мінімальні, що забезпечують, масу і габарити, рівномірність елементів конструкції при заданому ресурсі.

Технологічний аспект включає реалізацію результатів конструкторського проектування, тобто їх матеріалізацію у вигляді фізичного виробу (машини, технічної системи і тому подібне). Технологічне проектування 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

Окрім розглянутої ієрархії етапів, стадій і аспектів проектування ієрархічні рівні виділяють на основі блокової структуризації технічного об'єкту за функціональними ознаками, а також у зв'язку з різною мірою абстрагування при описі фізичних властивостей технічного об'єкту на різних етапах і стадіях проектування.

Технічний об'єкт і блоки, що виділяються за функціональними ознаками, можуть бути структуровані по мірі абстрагування (детальності опису фізичних властивостей). В цьому випадку виникають три ієрархічні рівні: верхній називають метарівнем, середній - макрорівнем і нижній — мікрорівнем.

При блоковій структуризації спочатку виділяють великі блоки, що становлять верхній ієрархічний рівень (метарівень), потім кожен блок розчленовують на дрібніші блоки (макрорівень), що входять в наступний рівень, і так далі аж до неділимих елементів (деталей), що становлять нижній рівень ієрархії (мікрорівень). Наприклад, блоки верхнього ієрархічного рівня автомобіля : двигун, трансмісія, ходова частина та ін. В трансмісію входять блоки : зчеплення, коробка передач, карданна передача, головна передача, диференціал. Кожен з них може бути, у свою чергу, розчленований на дрібніші

блоки – зубчасті колеса, диски, вали, вилки і т.д.

Функціональне проектування націлене, перш за все, на створення ефективно працюючого об'єкта. Виконання необхідної функції - головна мета і основа розробки об'єкта. До уваги приймаються, насамперед, функціональні показники якості та показники надійності. Функціональне проектування пов'язане з розробкою структурних, функціональних та принципових схем. При цьому визначаються основні особливості структури, принципи функціонування, найважливіші параметри і характеристики створюваних об'єктів. Ці види робіт є найбільш відповідальними, оскільки вони виконуються на ранніх, так званих концептуальних стадіях проектування.

Концептуальне проектування металорізального верстата передбачає пошук принципу функціонування окремих верстатних вузлів та верстата в цілому, який визначає тип пристроїв, що виконують окремі функції верстата (головний рух, рух подачі, допоміжні рухи і т.д.). Принцип функціонування повинен забезпечувати виконання характеристик, закладених в технічному завданні. У деяких випадках необхідна розробка принципово нових технічних рішень, щоб досягти необхідних характеристик. Наприклад, привід головного руху металорізального верстата може бути гідравлічного або електричного типу. За способом регулювання частоти обертання шпинделя - ступінчастий і безступінчастий. Ступінчастий привід проектують, на основі одно- або багатошвидкісного двигуна, зубчастої коробки швидкостей або ступінчастої пасової передачі. Привід безступінчастого регулювання включає в себе або нерегульований двигун і варіатор, або регульований двигун. Вибір типу пристроїв, що реалізують ті чи інші функції верстата, здійснюється на базі вихідних даних, що містяться в технічному завданні (технічні параметри верстата, вимоги надійності та довговічності, габаритні розміри, експлуатаційні вимоги, орієнтовна вартість і т. д.).

Використання принципів функціонального проектування 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.

1.2. Інструменти для реалізації функціонального підходу в Autodesk Inventor

Для реалізації функціонального підходу до проектування (Functional Design) в Autodesk Inventor доступні такі інструменти (рис. 1.1):

- "Мастер проектирования" - для проектувальних та перевірочних розрахунків з'єднань та передач з можливістю завершальної генерації відповідних деталей та збірок;
- "Анализ напряжений" – для експрес-аналізу напружено-деформованого стану деталей та збірок;
- "Динамическое моделирование" - для моделювання та аналізу динамічних характеристик збірки в русі при різних умовах навантаження;
- "Генератор форм" - забезпечує спрощення форми і полегшення вже готової деталі зі збереженням всіх її конструктивних функцій, без зменшення міцності.

1.3. Приклад реалізації: проектування приводу транспортера

Порядок застосування інструментів функціонального проектування покажемо на прикладі проектування приводу стрічкового транспортера. Приклад типового завдання до курсового проекту з деталей машин представлено на рис. 1.2.

При використанні традиційних засобів проектування роботу над проектом рекомендується виконувати в наступному порядку.

1. Ознайомитися із завданням. Підібрати літературу, необхідну для проектування. Вивчити аналогічні конструкції по навчальних посібниках, атласах, керівництвах і т.п. При цьому вивчення матеріалів повинне супроводжуватися складанням ескізів окремих елементів, які представляють певний інтерес.

2. Визначити потрібну потужність електродвигуна. Для цього спочатку

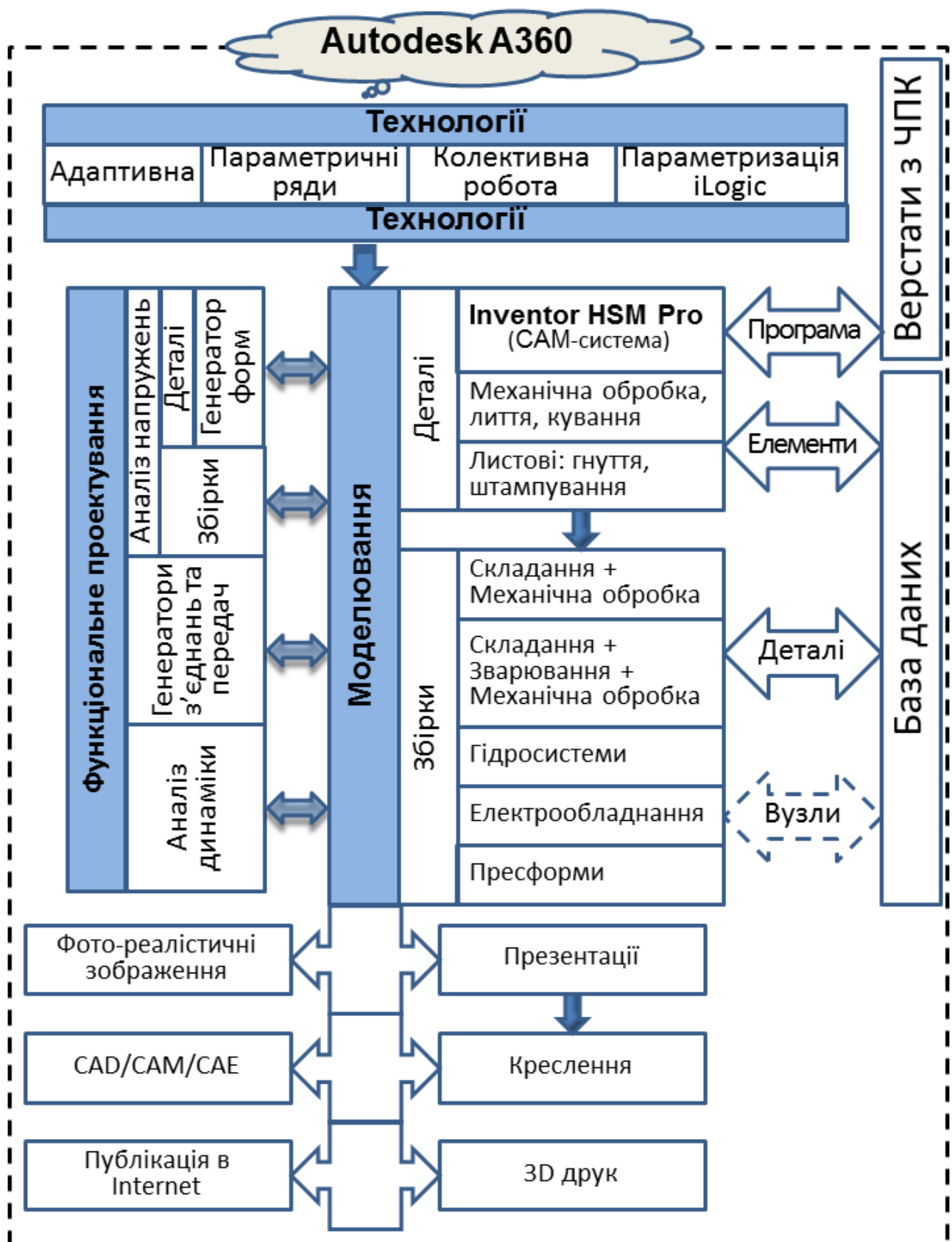


Рис. 1.1. Модульна структура CAD/CAM/CAE системи Autodesk Inventor Professional

потрібно визначити потужність на вихідному валу приводу робочої машини, потім окремі значення к.к.д. окремих видів передач і загальний к.к.д приводу.

Розрахувати потужність на вході приводу. По каталогу вибрати електродвигун з номінальною потужністю, що рівною або перевищує розрахункову.

3. Визначити передатне число приводу і розбити його по ступенях передач, розрахувати кутові швидкості і крутні моменти на кожному валу приводу.

4. Розрахувати всі передачі, що входять в кінематичну схему приводу. Проектувальний розрахунок передач закінчити визначенням основних геометричних параметрів з виконанням ескізної компоновки деталей редуктора (бажано на міліметровці і в масштабі 1:1). Ескізна компоновка дозволить побачити недоліки розрахунку і вибору геометричних параметрів коліс і знайти шляхи їх усунення. Змінюючи матеріал зубчатих або черв'ячних коліс і технологію їх виготовлення, уточнюючи і змінюючи значення розрахункових коефіцієнтів і передатних відношень відповідних ступенів, шляхом повторних розрахунків можна добитися кращої конструкції передач, що розраховуються.

5. Після визначення всіх геометричних розмірів передач, обчислити зусилля, що діють в цих передачах.

6. Провести орієнтовний розрахунок валів, заздалегідь вибрати підшипники, визначити розміри елементів корпусу, стінок, фланців і ін.

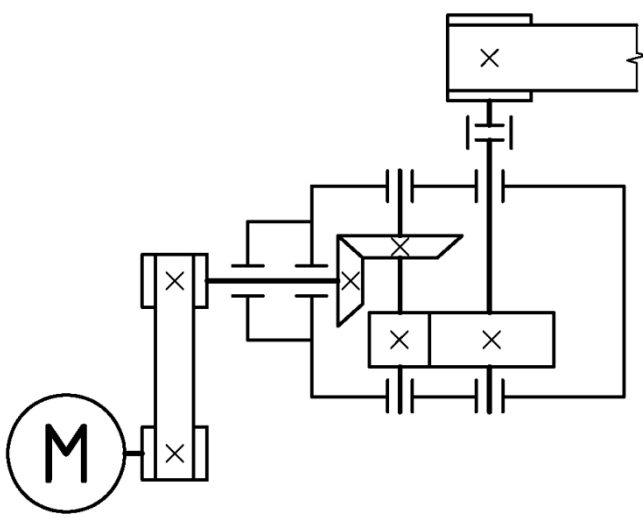
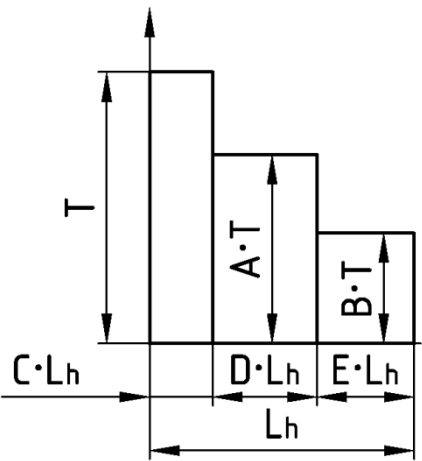
7. Виконати ескізну компоновку основних деталей редуктора (бажано в масштабі 1:1 і на міліметровці). При цьому викреслити в зачепленні всі розраховані передачі, вали, підшипникові вузли, розміщені в стінках корпусу, деталі, необхідні для запобігання або обмеження осьового переміщення зубчатих або черв'ячних коліс на валах, і встановити по рекомендаціях навчальних посібників або по конструктивних міркуваннях відповідні зазори між торцями передач і внутрішньою стінкою корпусу, а також між двома сусідніми передачами, що знаходяться на одному валу. Ескізна компоновка дозволяє визначити орієнтовну відстань між опорними підшипниками валів (між серединами підшипників) для складання розрахункової схеми.

8. Скласти розрахункові схеми валів, визначити сумарні реакції їх опор, розрахувати і підібрати остаточно підшипники, зробити перевірочний

розрахунок валів на статичну міцність і витривалість в небезпечних перетинах. По уточнених діаметрах валів провести підбір шпонок по перетину (довжина їх приймається по ширині зубчатих коліс) і їх перевірку на зріз і зминання. У випадку зміни розмірів валів, підшипників (в результаті проведених уточнюючих розрахунків) виконати коригування компоновання приводу.

ЗАВДАННЯ № 00

Розрахувати і спроектувати приводну станцію стрічкового транспортера. Привід до валу робочої машини здійснюється від 4-х полюсного електродвигуна ($n_{\text{дв}} = 1500 \text{ об/хв}$) з пасовою передачею і конічно-циліндричним редуктором.

$A = 0.9$
 $B = 0.95$
 $C = 0.5$
 $D = 0.25$
 $E = 0.25$

Показники	Варіант (група)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля опору стрічки F, кН	2	5	4	2,5	3,5	4,5	3	2,5
Швидкість стрічки V, м/с	2,0	1,5	0,8	1,5	2,0	0,7	1,5	2,0
Діаметр барабана D, мм	300	300	300	250	250	250	250	250
Кдоба/ Крік	0,3/0,95	0,4/0,9	0,8/0,8	0,33/0,7	0,4/0,8	0,6/0,75	0,5/0,85	0,35/0,8
α/B	1,2/0,55	1,42/0,65	1,30/0,7	1,20/0,55	1,30/0,6	1,42/0,7	1,25/0,55	1,25/0,6
D/E	0,45/0,45	0,5/0,35	0,55/0,4	0,45/0,5	0,5/0,45	0,45/0,35	0,55/0,35	0,5/0,45
Пасова передача*)	Кл	Пл	Кл	Пл	Кл	Пл	Кл	Пл
Термін служби t_H , років	8	10	12	15	12	10	10	12

*)Пасова передача: Пл - плоскпасова; Кл - клинопасова

Рис. 1.2. Типове завдання до курсового проекту к курсу "Деталі машин"

9. Виконати складальне креслення проектного вузла (редуктора, коробки швидкостей і т.п.) в двох-трьох проекціях з врахуванням змін у компоновці приводу та з дотриманням всіх вимог стандартів (ГОСТ, ДСТУ). У кресленні повинні бути відображені також питання змащування підшипників і зубів передач.

10. Розробити робочі креслення деталей проектного вузла (редуктора, коробки швидкостей і т.п.).

11. Викреслити загальний вид приводу в двох або трьох проекціях.

Слід зазначити, що процес проектування носить ітераційний і, в значній мірі, творчий характер, не дивлячись на традиційність і відпрацьованість об'єктів проектування, які розглядаються в курсі "Деталі машин".

При використанні сучасних засобів проектування приведена послідовність робіт в цілому зберігається, але в зміст деяких етапів проектування вносяться зміни.

На рис. 1.3 представлена послідовність проектування кінечно-циліндричного редуктора за допомогою твердотільних параметричних систем автоматизованого проектування, які мають в своєму складі модулі функціонального проектування. До таких систем відносяться, наприклад, КОМПАС-3D, ADEM, T-Flex, Autodesk Inventor, APM WinMachine, CATIA, ProEngineer, Unigraphics, Solid Works та інші.

Частина етапів виконується поза межами зазначених систем автоматизованого проектування. Це, наприклад, етапи 2, 3, можливо, 5 та переходи між етапами. Відповідно і контроль виконання умов міцності виконуються проектантом на основі вихідних даних розрахунків, які виконують відповідні модулі систем автоматизованого проектування. Результати розрахунку попередніх етапів є вхідними параметрами для наступних етапів.

Етап 3 виконується за допомогою калькулятора, програм, написаних за допомогою універсальних математичних пакетів, наприклад, MathCAD, або універсальних мов програмування (Фортран, Паскаль, Сі, С++, Delphi тощо) на основі рекомендацій, які приводяться в технічній літературі з деталей машин.

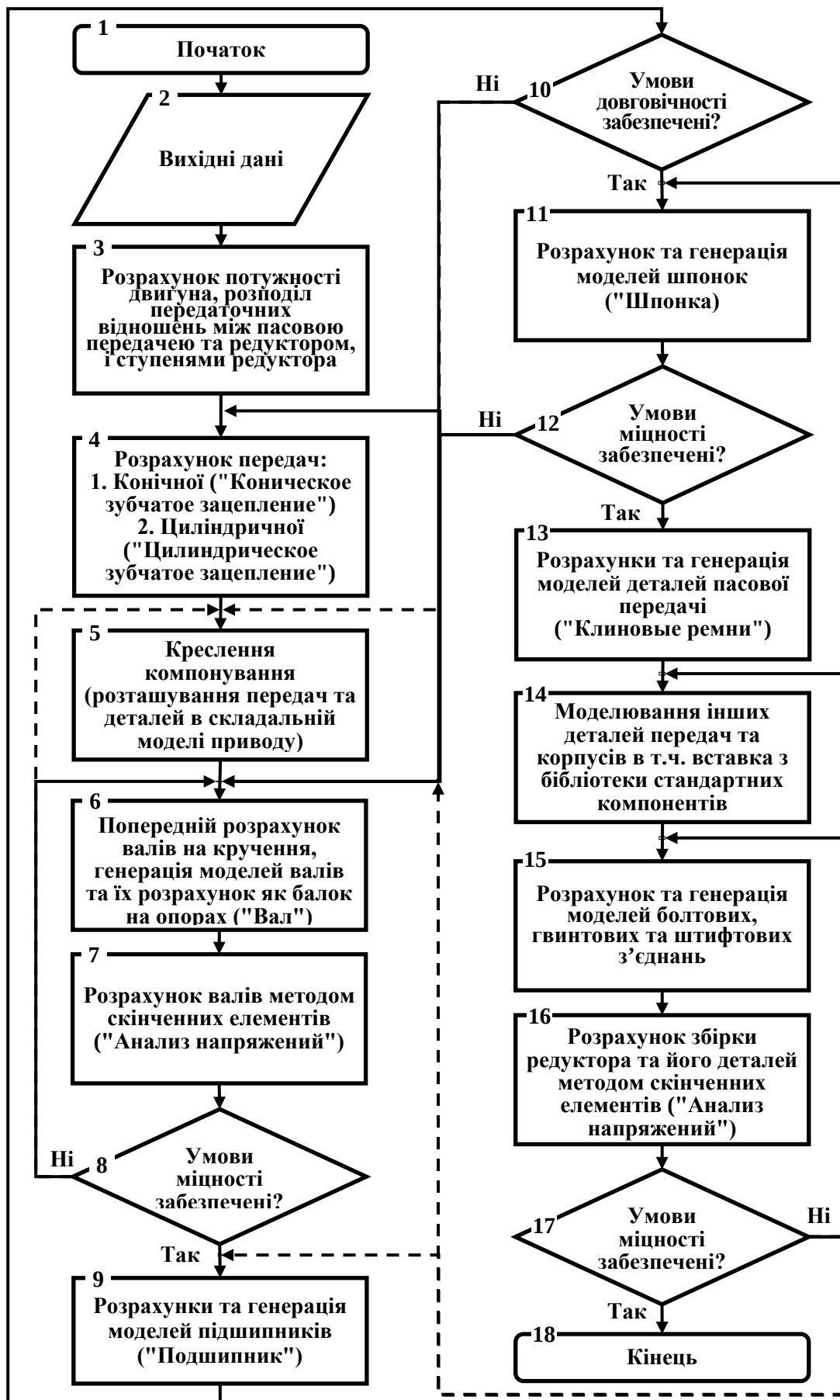


Рис. 1.3. Блок-схема ітераційного процесу проектування приводу стрічкового транспортера (в круглих дужках приведені назви генераторів інструменту функціонального проектування "Мастер проектирования" Autodesk Inventor)

Потрібно згадати, що існують спеціалізовані модулі різних систем автоматизованого проектування, які дозволяють швидко спроектувати певні типи редукторів. Наприклад, до системи КОМПАС-3D існує кілька модулів, які проектують одноступінчаті редуктори. Система СПРУТ має модуль "САПР – РЕДУКТОР", який дозволяє проектувати також хвильові редуктори. Однак, це модулі з надто обмеженими можливостями.

Надалі при викладенні матеріалу будемо опиратись на систему Autodesk Inventor Professional. Загальний вигляд приводу стрічкового транспортера спроектованого у системі Autodesk Inventor Professional за типовим завданням (рис. 1.2) приведений на рис. 1.4.

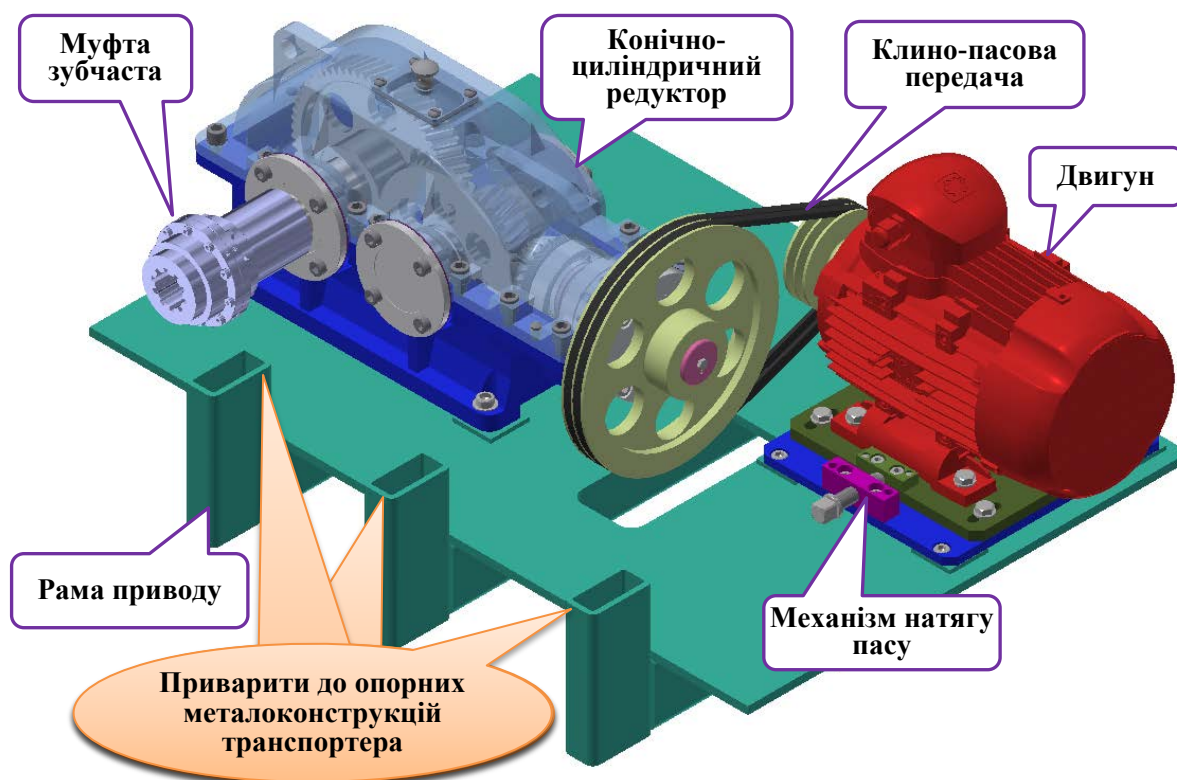


Рис. 1.4. Загальний вигляд приводу стрічкового транспортера

1.4. Загальні відомості про "Мастер проектирования" Autodesk Inventor Professional

"Мастер проектирования" – це набір генераторів і калькуляторів, які допомагають автоматизовано створювати коректні компоненти з урахуванням реальних взаємозв'язків і функціональних вимог. "Мастер проектирования" працює в середовищі збірки або в середовищі зварюваних конструкцій. Його

команди доступні на вкладці "Проектирование" в названих середовищах (рис. 1.5). Генератори і калькулятори згруповані разом за функціональним областям.

Перед початком роботи з генератором або калькулятором необхідно зберегти збірку. Він складається з трьох утиліт, панелі інструментів яких розміщуються на: "Генераторы компонент", "Механические калькуляторы", і "Блокнот инженера".

В "Мастере проектирования" доступні наступні генератори:

- "Болтовое соединение";
- "Штифт с отверстием под шплинт";
- "Стопорный штифт";
- "Поперечный штифт";
- "Штифтовое соединение";
- "Радиальный штифт";
- "Генератор рам" (группа "Профиль");
- "Вал";
- "Цилиндрическое зубчатое зацепление";
- "Коническое зубчатое зацепление";
- "Червячная передача";
- "Подшипник";
- "Клиновые ремни";
- "Зубчатые ремни";
- "Цепи роликовые";
- "Шпонка" (шпонкове з'єднання);
- "Дисковый кулачок";
- "Линейный кулачок";
- "Цилиндрический кулачок";
- "Прямобоочное шлицевое соединение";
- "Эвольвентное шлицевое соединение"
- "Кольцо уплотнительное";
- "Пружина сжатия";

- "Пружина растяжения";
- "Пружина тарельчатая";
- " Пружина кручения".

В "Мастере проектирования" доступні такі інтерактивні калькулятори для інженерних розрахунків:

- "Калькулятор колодочного тормоза";
- "Калькулятор дискового тормоза";
- "Калькулятор ленточного тормоза";
- "Калькулятор конусного тормоза";
- "Калькулятор подшипника" (ковзання);
- "Калькулятор соединения со снятой ступицей";
- "Калькулятор шлицевого соединения ступицы";
- "Калькулятор конусного соединения";
- "Калькулятор ходового винта";
- "Калькулятор размерных цепей";
- "Калькулятор допусков и посадок"
- "Калькулятор прессовой посадки"
- "Калькулятор балки и колонны" (в "Генераторе рам");
- "Калькулятор пластины" (в "Генераторе рам").

Крім названих калькуляторів в середовищі зварюваних конструкцій доступні калькулятори зварних та паяних швів.

"Справочник инженера" є великою збіркою довідкової інформації з теоретичних питань машинобудування, формул і алгоритмів, які використовуються в генераторах і калькуляторах.

Деякі генератори використовують деталі бібліотеки компонентів. Для роботи з цими генераторами необхідне підключення до відповідних бібліотек компонентів. Бібліотеку компонентів використовують наступні генератори: "Болтовое соединение", "Штифт с отверстием под шплинт", "Стопорный штифт", "Поперечный штифт", "Радиальный штифт", "Генератор рам", "Вал", "Подшипник", "Шпонка", "Кольцо уплотнительное".

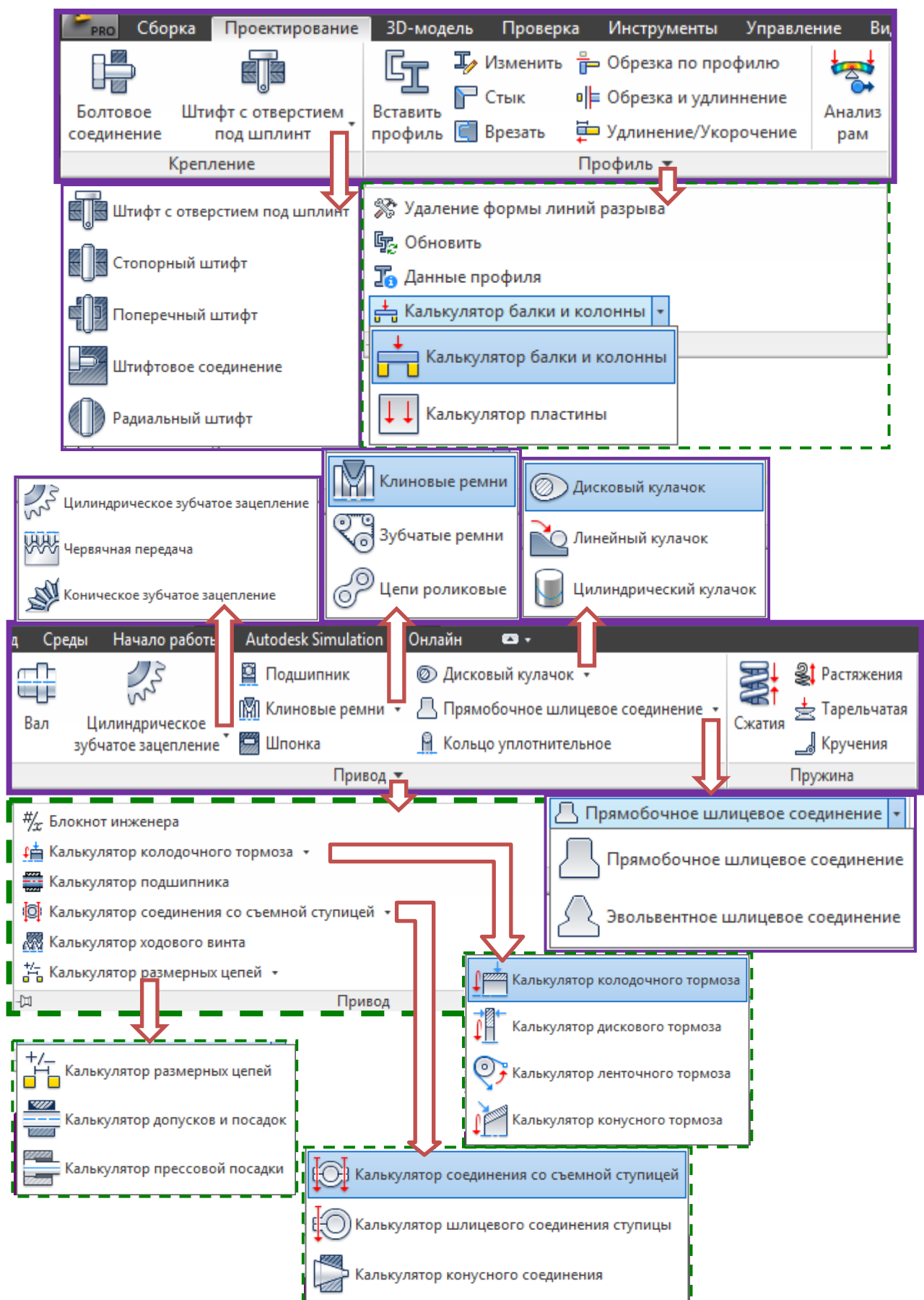


Рис. 1.5. Панель инструментов "Проектирование"

Для забезпечення роботи зі стандартними деталями організації, а не тільки з компонентами, що поставляються з Autodesk Inventor, в середовищі роботи з деталями можна виконати процедури розробки та публікації компонентів користувача. У діалоговому вікні "Разработка компонента" (середовище моделювання деталей → вкладка "Управление" → група "Разработка" → "Компонент") визначаються конструктивні пари і параметри деталі. Всі значення, що вставляються, обробляються за допомогою команди публікації в середовищі моделювання деталей → вкладка "Управление" → група "Библиотека компонентов". Це дозволяє швидко створювати та публікувати компоненти користувача.

Питання для самоперевірки

1. Назвіть типові аспекти в описах технічних об'єктів та які сторони об'єктів вони характеризують.
2. Приведіть визначення функціонального проектування.
3. Опишіть основні інструменти Autodesk Inventor, призначені для реалізації функціонального проектування.
4. Назвіть основні складові майстра проектування Autodesk Inventor та їх призначення.
5. Приведіть перелік особливостей роботи з генераторами, що використовують стандартні деталі.

РОЗДІЛ 2

ЕЛЕМЕНТИ ДІАЛГОВИХ ВІКОН МАЙСТРА ПРОЕКТУВАННЯ, БРАУЗЕР ТА КОНТЕКСТНЕ МЕНЮ

2.1. Загальні елементи діалогових вікон майстра проектування

Загальні елементи діалогових вікон генераторів та калькуляторів "Мастера проектирования" розглянемо на прикладі діалогового вікна генератора "Болтовое соединение" (рис. 2.1).

Звичайно діалогові вікна генераторів мають дві закладки: "Модель" та "Расчет". На закладці "Модель" 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 "Расчет" задаються тип розрахунку, навантаження, матеріали з їх механічними характеристиками, та додаткові параметри у вигляді коефіцієнтів. Деякі діалогові вікна мають три закладки, як наприклад, "Генератор компонентов болтового соединения" має вікно "Расчет усталости", а діалогове вікно "Генератор компонентов вала" має третю закладку "Графики".

Щоб відобразити область результатів у правій частині вкладки "Расчет" або вікно повідомлень у нижній частині, двічі клацніть подвійну лінію або натисніть кутову дужку (рис. 2.1). 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 проекті або розрахунках.

У діалогових вікнах генераторів та калькуляторів доступні такі інструменти:

-  "Импорт шаблона". Інструмент доступний тільки в генераторах болтових з'єднань, генераторах валів, конічних зубчастих коліс, черв'ячних передач, клинових ременів і зубчастих ременів. Можна відкривати файли типів CAL і XML;
-  "Экспорт шаблона". Інструмент доступний тільки в генераторах, де доступна команда "Импорт шаблона";
-  "Именованіе файлов". Відкриття діалогового вікна "Именованіе файлов". В цьому вікні можна задати інше ім'я для відображення та інше ім'я файлу для компонентів. Для елементів можна задати тільки ім'я для відображення;
-  "Включение/отключение расчета". За замовчуванням розрахунков включений. Інструмент доступний тільки на вкладці "Модель";
-  "Включение/отключение расчета усталостной прочности". Інструмент доступний тільки на вкладці "Расчет". За замовчуванням розрахунок виключений;
-  "Восстановление данных расчета". Інструмент доступний тільки в генераторі болтових з'єднань, генераторі валів, генераторі клинових ременів і генераторі зубчастих ременів на вкладці "Расчет". Скидання завантажених даних розрахунку до значень за замовчуванням;
-  "Результаты". Протокол розрахунків відображається в новому вікні в форматі html. Інструмент доступний на вкладці "Расчет".

При роботі з генераторами і калькуляторами "Мастера проектирования" виявляються помилки в моделях, залежностях і розрахунках. Помилка не призводить до пошкодження геометрії. Вона означає, що для двох компонентів не можна накласти залежність або виконати розрахунок зазначеним способом.

При виявленні "Мастером проектирования" помилки в моделі, залежності або розрахунку в діалоговому вікні "Корректора ошибок мастера проектирования" (рис. 2.2) відображається повідомлення про помилку з відповідними коментарями. Щоб відредагувати дані в генераторі і виправити

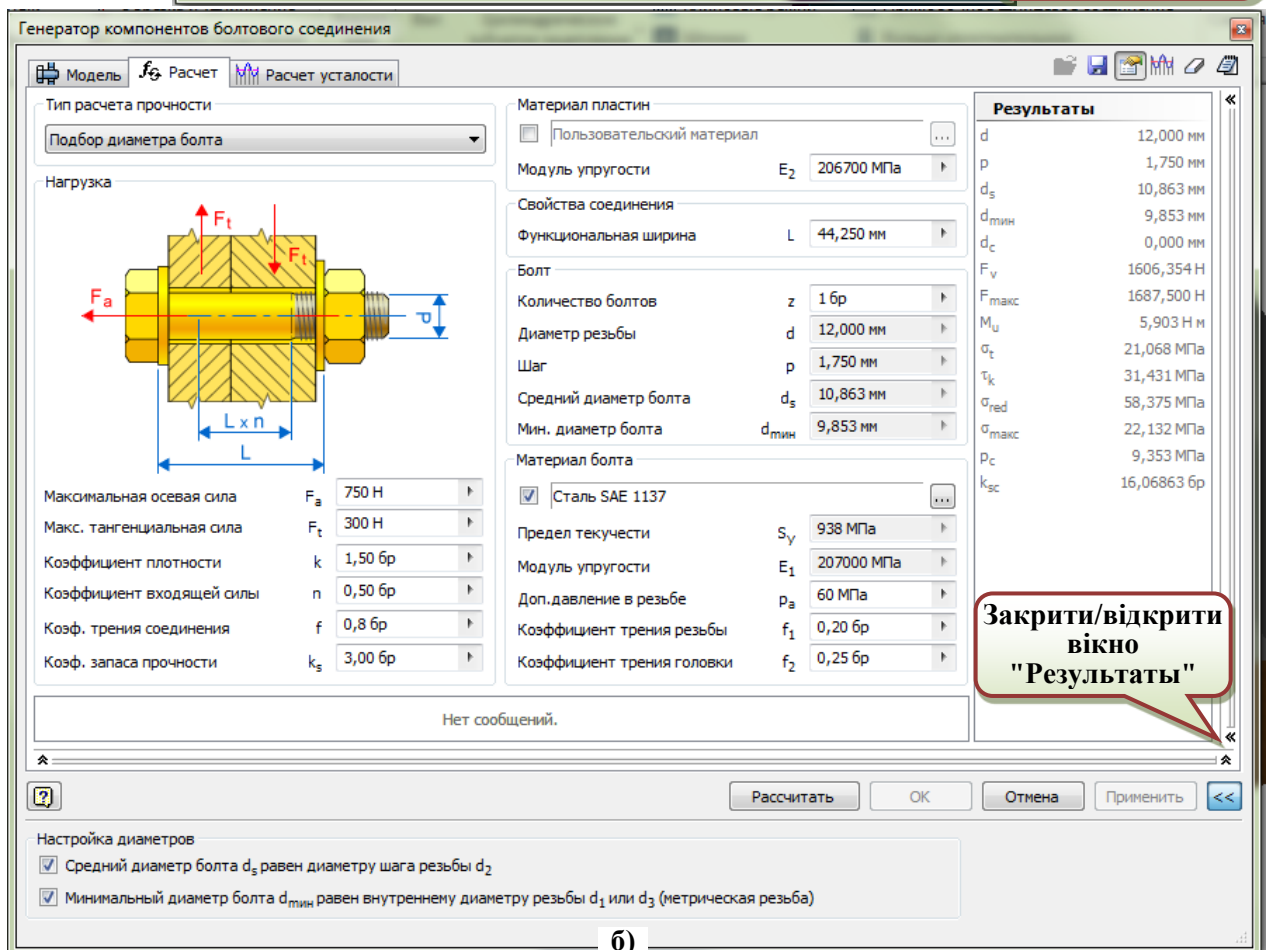
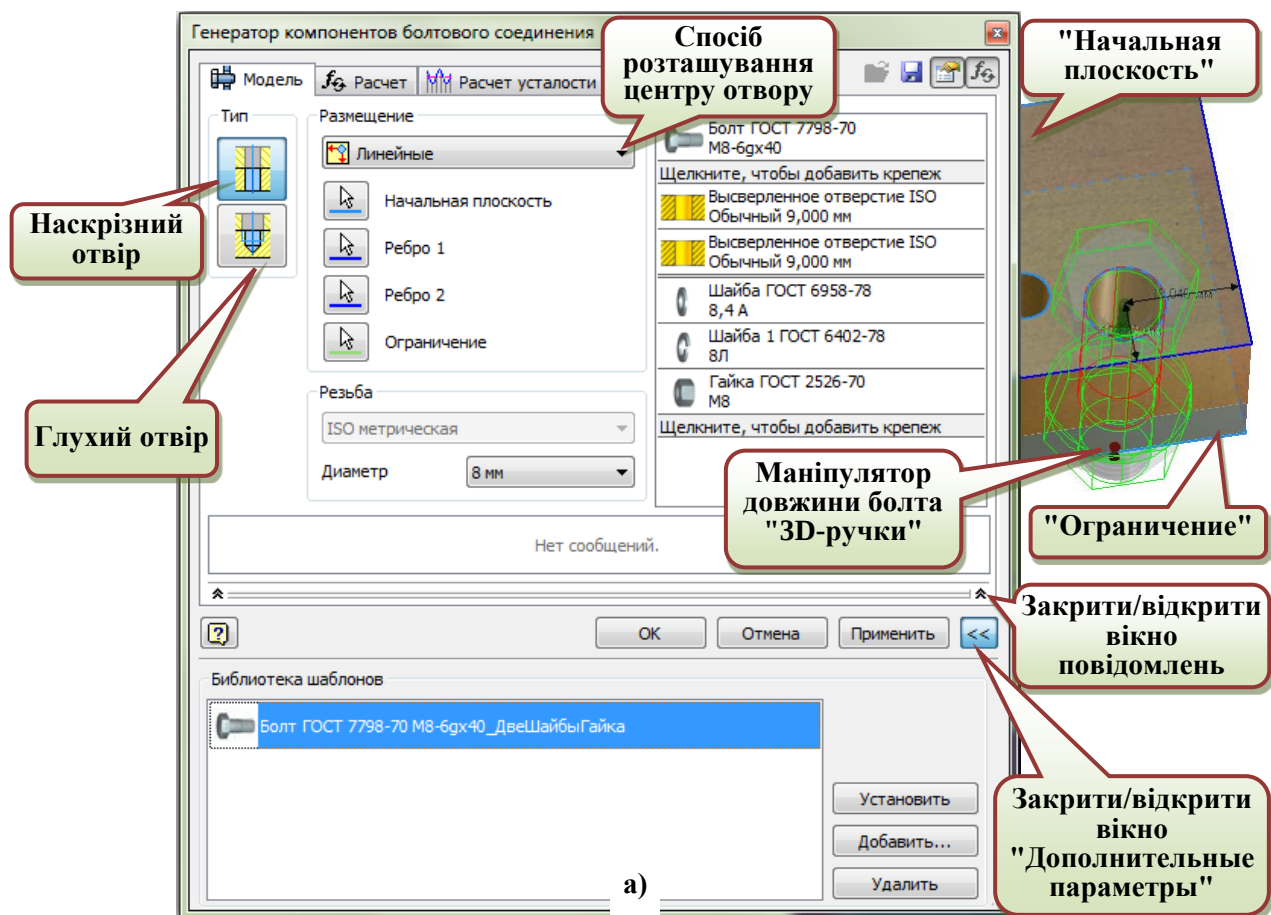


Рис. 2.1. Диалоговое окно генератора "Генератор компонентов болтового соединения"

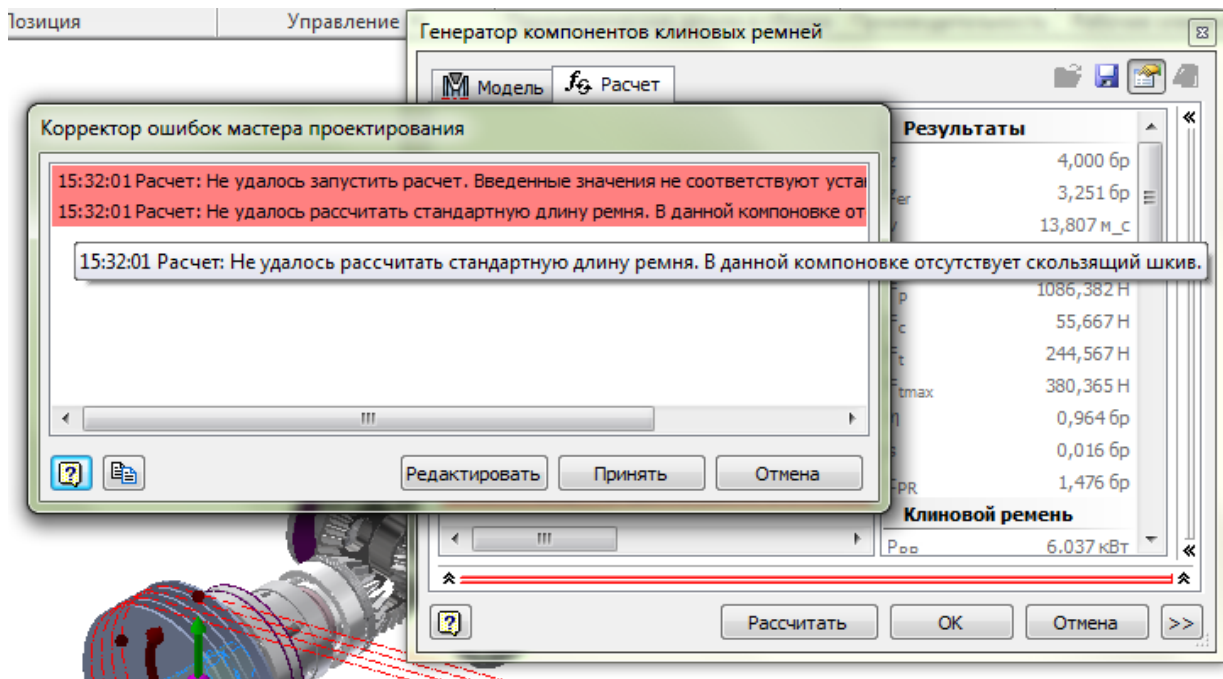


Рис. 2.2. Діалогове вікно "Корректора ошибок мастера проектирования"

помилку, натисніть кнопку "Редактировать" для повернення до генератора або прийміть модель з помилкою, натиснувши кнопку "Принять".

Можна натиснути кнопку , щоб скопіювати повідомлення про помилки в буфер обміну. За допомогою коректора помилок "Корректора ошибок мастера проектирования" виконується спроба застосувати зміни навіть при виявленні помилок. При цьому в браузері біля значка вузла з'явиться значок , що повідомляє про наявність помилки (рис. 2.3, а). При виявленні значної помилки буде відкритий відповідний генератор для корекції помилки вручну.

Як було зазначено, натиснення кнопки  "Именованіе файлов" (File naming) приводить до відкриття однойменного діалогового вікна (рис. 2.4). В цьому вікні можна задати інше ім'я для відображення його в браузері та інше ім'я файлу для компонентів (дивіться назви відповідних заголовків таблиці). Для елементів можна задати тільки ім'я для відображення в браузері.

Для завдання іншого імені для відображення в браузері потрібно два рази з перервою клацнути в колонці "Отображаемое имя" (Display name) навпроти відповідного рядка "Позиция" (Position). Для завдання іншого імені файлу потрібно натиснути на кнопці з трьома точками в колонці "Имя файла" (File name). При цьому по замовчанням

система запропонує зберегти ці файли у папку з іменем "Мастер проектирования", що розміщується в папці з іменем файлу збірки, в який записується генерована модель.

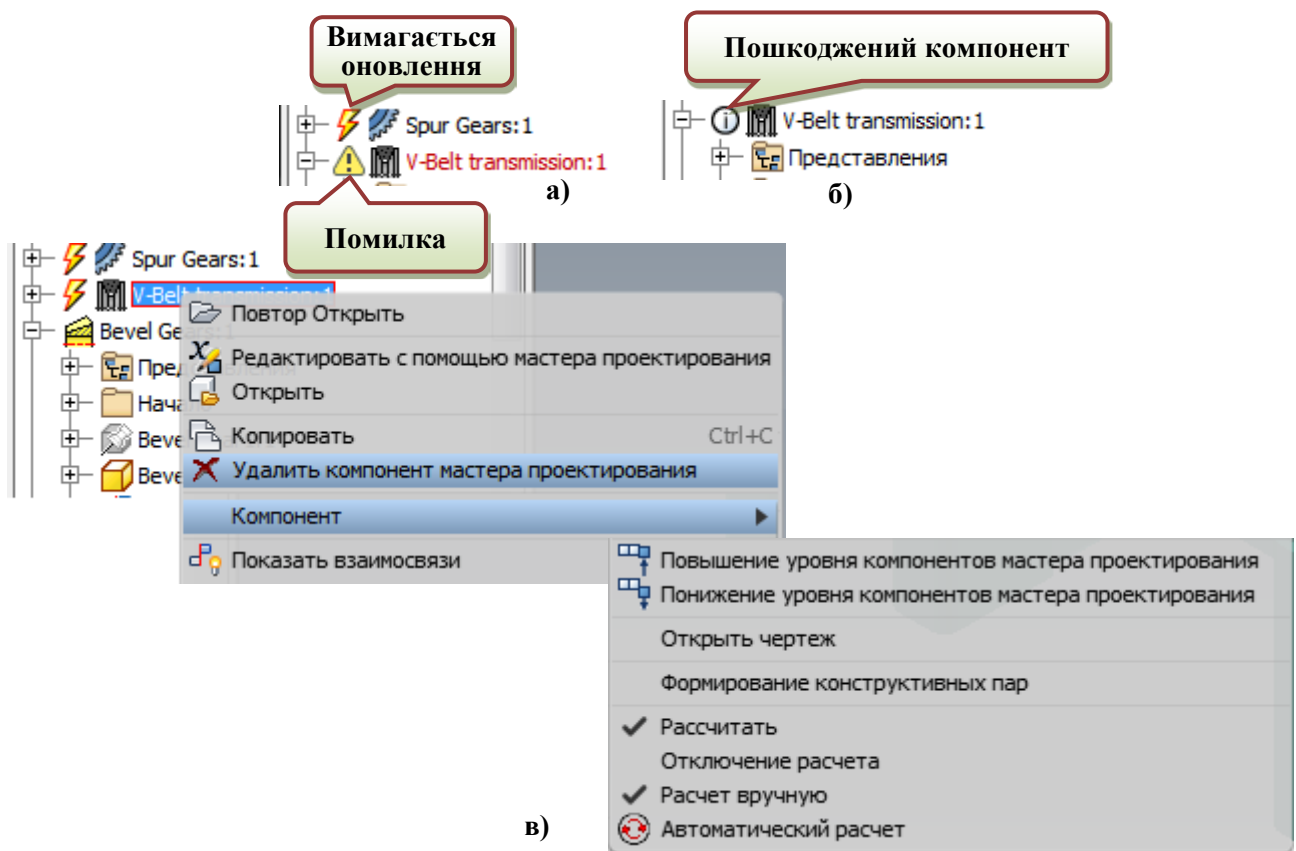


Рис. 2.3. Браузер збірки за наявності моделей "Мастера проектирования": а), б) – помилки в браузері; в) виклик команд редагування та видалення

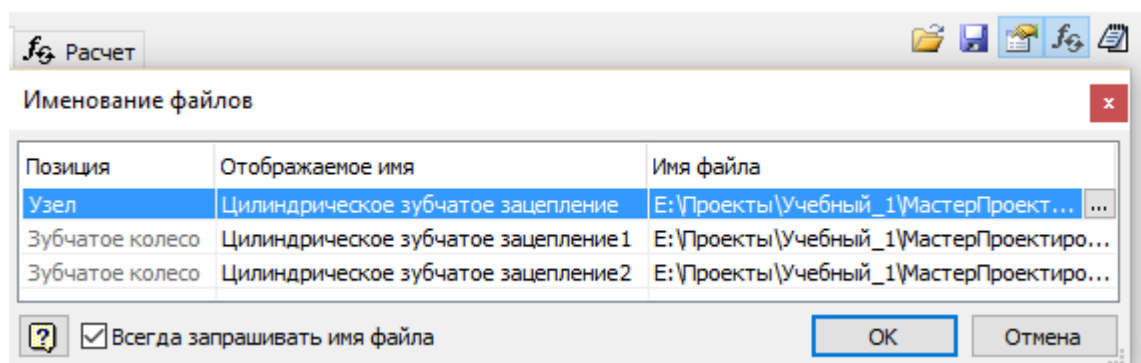


Рис. 2.4. Діалогове вікно "Именованіе файлов"

2.2. Браузер та контекстне меню при роботі з майстром проектування

Ознакою того, що компоненти створені майстром проектування, присутні в даній збірці (файлі з іменем *.iam) є наявність в браузері значків, що означають той чи інший тип передачі, з'єднання чи механізму (рис. 2.5). Ці

значки є позначеннями збірок, в які входять деталі компонента майстра проектування.

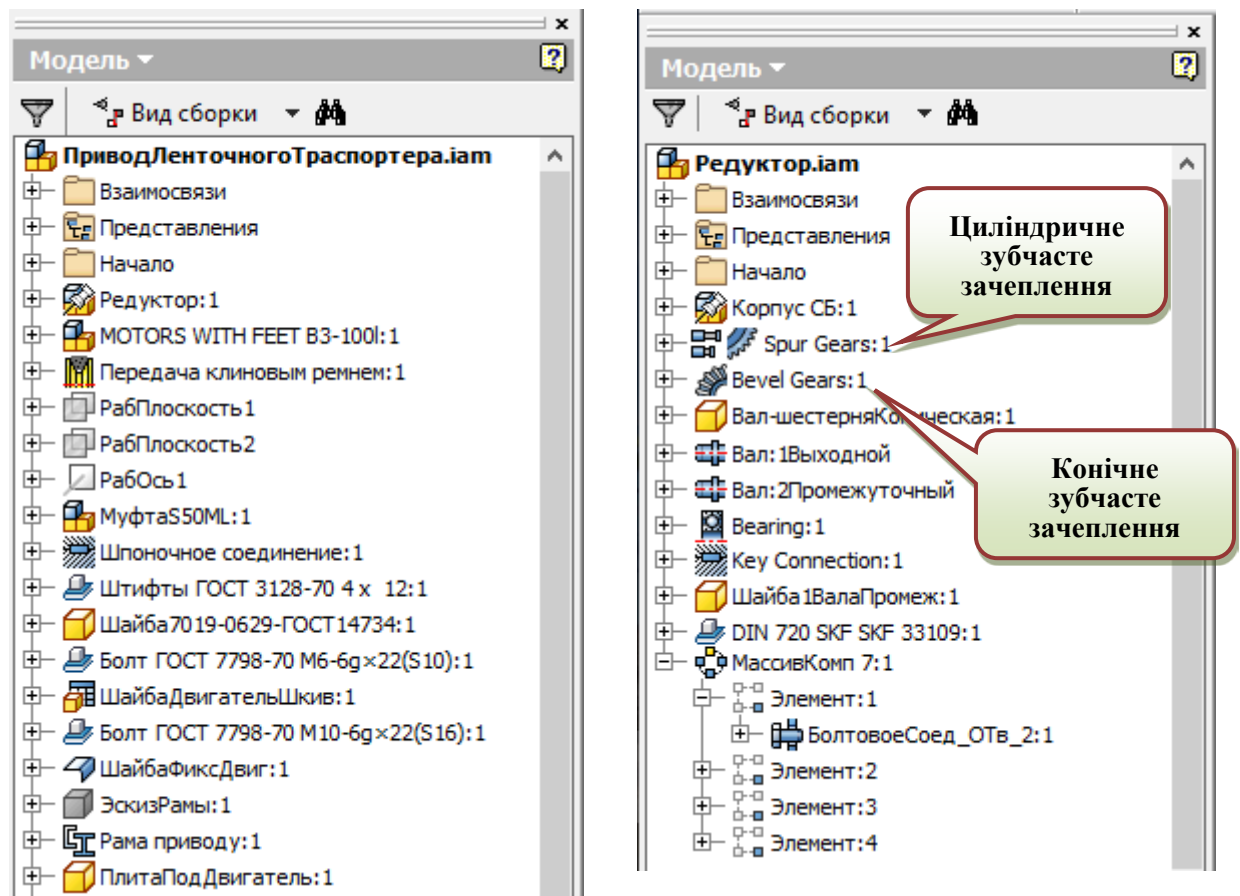


Рис. 2.5. Браузер компонентів привоу стрічкового транспортера: а) привоу транспортера; б) редуктора

Чому генератори створюють складальні вузли? Складальний вузол (додатковий файл збірки, в який поміщаються компоненти генератора) є контейнером для компонентів генератора. Це необхідно з кількох причин. Складальний вузол ізолює компоненти від збірки вирішувача і забезпечує спеціальне поводження для майстра проектування. Наприклад, інструменти контекстного меню для стану рішення і підвищення / пониження компонентів додають підвузли. За замовчуванням ці вузли встановлюються як фантомні в специфікації, таким чином вони не враховуються в якості елементів специфікації.

Необхідні компоненти можна видаляти за допомогою команди  "Удалить компонент мастера проектирования" (рис. 2.3, в). Компоненти в збірці, вставлені за допомогою генераторів "Мастера проектирования",

пов'язані один з одним за допомогою складальних залежностей, які служать для визначення їх положення. При видаленні елемента за допомогою команд функціонального проектування змінюється все з'єднання. Після цього можна також видалити змінені елементи. Видалення компонентів може призвести до відновлення ступенів свободи компонентів, положення яких до видалення було повністю визначено. При цьому розмір або форма деталей, з якими пов'язані деталі, можуть змінитися.

Для редагування об'єкта, створеного за допомогою генератора "Мастера проектирования", потрібно вибрати його у графічному вікні або у браузері (рис. 2.3, в) та із контекстного меню вибрати команду  "Редактировать с помощью мастера проектирования".

Вставка об'єкта, створеного за допомогою генератора "Мастера проектирования" в збірку за допомогою команди "Вставить", приводить до того, що такий об'єкт буде недоступний для редагування за допомогою "Мастера проектирования". За необхідності виконати таку операцію, потрібно згенерувати модель в окремому файлі збірки, і вже його вставляти потрібну кількість разів в файли збірок. Редагування такої моделі за допомогою майстра проектування можливе після завантаження файлу моделі або ж редагуванням його в контексті збірки. Для цього потрібно виділити потрібний файл у браузері або ж виділити компонент-збірку у графічному вікні і із контекстного меню вибрати команду  "Правка". Після цього можна застосувати команду  "Редактировать с помощью мастера проектирования". Якщо компонент був створений у версії генератора або калькулятора, відмінної від поточної, буде виведене попередження на зразок "Этот вал был создан в версии генератора, отличной от текущей. Исходный компонент остается неизменным, и будет создан новый компонент. Продолжить?" Необхідно відповісти ствердно, якщо потрібно створити новий компонент. Вихідний компонент залишиться незмінним.

Крім того, в контекстному меню другого рівня для компоненту, створеного майстром проектування, в пункті "Компонент" доступні такі

команди (рис. 2.3, в):

-  "Повышение уровня компонентов мастера проектирования".

Команда доступна тільки для генераторів зубчастих коліс, валів, пасів і кулачків. Використовується для переміщення компонентів майстра проектування вгору в ієрархічній структурі браузеру.¹ Вихідний екземпляр компонентів залишається в вихідному компоненті (збірці), при цьому він робиться невидимим і створюється додатковий примірник. При редагуванні одного з примірників оновлюються всі екземпляри в межах збірки.

-  "Понижение уровня компонентов мастера проектирования".

Команда доступна тільки для генераторів зубчастих коліс, валів, пасів і кулачків. Використовується для переміщення компонентів майстра проектування вниз в ієрархічній структурі браузеру².

- "Рассчитать". Команда доступна тільки для генераторів майстра проектування. При відключенні розрахунку і відкритті генератора майстра проектування за допомогою команди  "Редактировать с помощью Мастера проектирования" вкладка "Расчет" (а також вкладка "Расчет усталости") відключається і доступно тільки проектування компонента. Розрахунок виконати неможливо. Продуктивність генератора значно підвищується і можна повністю зосередитися на проектуванні.

- "Отключение расчета". Відключення оновлення. Під час редагування жоден з компонентів не оновлюється. Наприклад, користувач змінює розмір однієї деталі, в якій розміщено болтове з'єднання. Болтове з'єднання не можна оновити автоматично. Відкрийте генератор болтових з'єднань і налаштуйте

¹ Це дозволяє групувати компоненти (деталі) різних збірок майстра проектування в один складальний вузол.

² Так пишуть в офіційній документації фірми Autodesk. Насправді при використанні команди "Повышение уровня компонентов мастера проектирования" система копіює деталі компонента майстра проектування в вузол, в який вставлений компонент, сам компонент робить недоступним (вимкненим) і невидимим. При застосуванні до компонента майстра проектування (збірки) команди "Понижение уровня компонентов мастера проектирования" вона робить деталі цієї збірки доступними і видимими, а раніше створені копії залишаються на місці.

з'єднання під болт вручну. Значок перед компонентом майстра проектування в браузері не відображається.

-  "Расчет вручную". Значок відображається перед ім'ям компонента майстра проектування в браузері. Він позначає вибраний параметр, а також стан оновлення. Значок не вказує на помилку. Компонент майстра проектування справний. Параметр "Розрахунок вручну" відображається за замовчуванням після установки. Наприклад, якщо змінити деталь в збірці, яка вплине на довжину болтового з'єднання, відкрийте генератор болтових з'єднань вручну для поновлення болтового з'єднання.

-  "Автоматический расчет". При автоматичному оновленні розпізнаються всі зміни, внесені в збірку, які повинні вплинути на компоненти, вставлені за допомогою команд майстра проектування, і ці компоненти оновлюються автоматично. Наприклад, якщо змінити деталь в збірці, яка впливає на довжину болтового з'єднання, з'єднання під болт оновлюється для відображення змін в збірці. Якщо перевірки міцності не потрібно, генератор виконує оновлення даних. При виконанні перевірки міцності в проекті потрібно виконати перевірку розрахунку, після чого виконується оновлення даних. При збої перевірки відобразиться значок  і потрібно буде виконати зміни вручну.

Можливі стани розрахунку для наочності представлені на рис. 2.6.

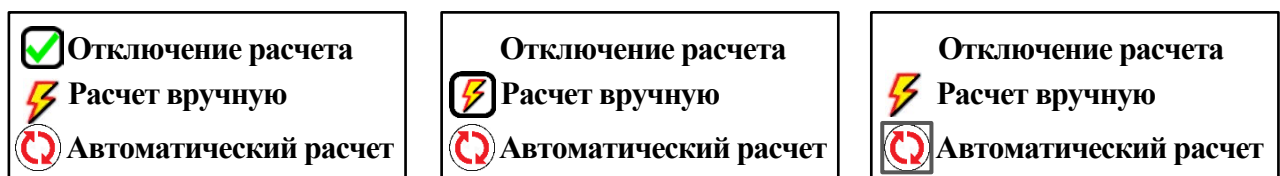


Рис. 2.6. Можливі стани розрахунку компонентів майстра проектування

Питання для самоперевірки

1. Перерахуйте основні вкладки діалогових вікон генераторів компонентів та їх призначення.
2. Назвіть загальні елементи кожної із вкладок діалогових вікон генераторів компонентів, їх призначення та порядок роботи з ними.

3. Опишіть загальний порядок роботи з помилками моделі та в розрахунках.

4. Приведіть порядок іменування та запису файлів у генераторах майстра проектування.

5. Назвіть особливості браузеру збірки з компонентами майстра проектування та опишіть особливості файлів збірок-компонентів майстра проектування, порядок роботи з деталями моделі.

6. Приведіть перелік команд контекстного меню при роботі з компонентами майстра проектування, їх призначення та опишіть порядок роботи з ними.

РОЗДІЛ 3

ГЕНЕРАТОР БОЛТОВИХ ТА ГВИНТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Цей генератор використовується для проектування і перевірки болтових і гвинтових³ з'єднань з попереднім напруженням, на які 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 проєкті 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 ескізу;

- вставка болтових з'єднань в отвори отримані за допомогою команд "Выдавливание" та "Вращение";
- 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)

³ З'єднання, у якому не використовується гайка є гвинтовим, з гайкою – болтовим.

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:

- 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.

Проектування і вставка болтового з'єднання за допомогою генератора болтових з'єднань можуть виявитися неможливими з ряду причин:

- відсутність на комп'ютері користувача підключення до сервера бібліотеки компонентів та налаштування категорій. Рішення: необхідно підключити комп'ютер до бібліотеки компонентів і вибрати команду "Налаштування Бібліотек компонентів" у діалоговому вікні редактора проектів для налаштування бібліотек;
- неможливо вказати компоненти болтового з'єднання на вкладці "Модель", так як розміщення болтового з'єднання необхідно вказувати в першу чергу. Рішення: скористайтесь параметрами в лівій області вкладки "Модель" та вкажіть розміщення болтового з'єднання;
- при виборі компонента відображається повідомлення про помилку. Це говорить про те, що в бібліотеці компонентів для вибраного компоненту

вказані не всі параметри. Рішення: відредагуйте параметри компонента в бібліотеці компонентів.

3.1. Вставка болтових з'єднань

1. Виберіть на панелі "Крепление" команду "Болтовое соединение" (рис. 1.5). Для того, щоб вставити з'єднання, збірка повинна містити, принаймні, один компонент.

2. На вкладці "Модель" діалогового вікна "Генератор компонентів болтового соединения" (рис. 2.1) виконайте наступні дії.

- В області "Тип" виберіть тип болтового з'єднання.

- Зі списку "Размещение" виберіть тип розміщення центру отвору. Цей список містить такі ж параметри, як і у команди "Отверстие": "Линейные", "Концентричность", "В точке". Тільки замість параметру "По эскизу" там наявний параметр "По отверстию". При виборі параметру "По отверстию" отвір повинен бути виконаний тільки командою "Отверстие" 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 "По отверстию" форма отвору повинна відповідати типу гвинта: генератор такі отвори не доопрацьовує.

- Виберіть параметри положення болтового з'єднання. У відповідності з обраним типом розміщення центру отвору 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 "Модель" буде неможливий. При вставці глухого болтового з'єднання для вказівки точки початку глухого отвори в області "Размещение" замість запиту "Ограничение" відобразиться запит "Глухая начальная плоскость". В цьому випадку потрібно вказати плоску грань, на якій буде вхід глухого отвору. В якості обмежувальних площин можна використовувати тільки плоскі грані деталей.

– В області "Резьба" із списку "Резьба" виберіть стандарт та тип різьби, а потім оберіть розмір із списку "Диаметр" виберіть діаметр різі.

– Сформууйте болтове з'єднання. Дотримуйтесь інструкцій у правій частині вкладки "Модель". Клацніть на рядку "Щелкните, чтобы добавить крепеж", щоб підключитися до Бібліотеці компонентів, в якій можна вибрати необхідний компонент (рис. 3.1). 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.

– За необхідності натисніть кнопку "Дополнительные параметры" в правій нижній частині вкладки "Модель" (рис. 2.1, а), щоб відкрити область "Дополнительные параметры", де можна зберегти вибраний набір компонентів в бібліотеку шаблонів. Натисніть "Добавить" і вкажіть ім'я шаблону.

– Натисніть кнопку "ОК" для вставки в збірку болтового з'єднання. Якщо вибрати "Применить", генератор болтових з'єднань залишиться відкритим.

Для того щоб змінити кріплення певного болтового з'єднання, виберіть кріплення і натисніть .

Натисніть , щоб відкрити діалогове вікно "Таблица" (рис. 3.2). У діалоговому вікні "Таблица" 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 "Таблица" із натиснутою клавішею Alt відкриється діалогове вікно "Изменение длины". Цей параметр доступний тільки для болтів (гвинтів). Довжину болта також можна змінити маніпулятором (рис. 2.1, а).

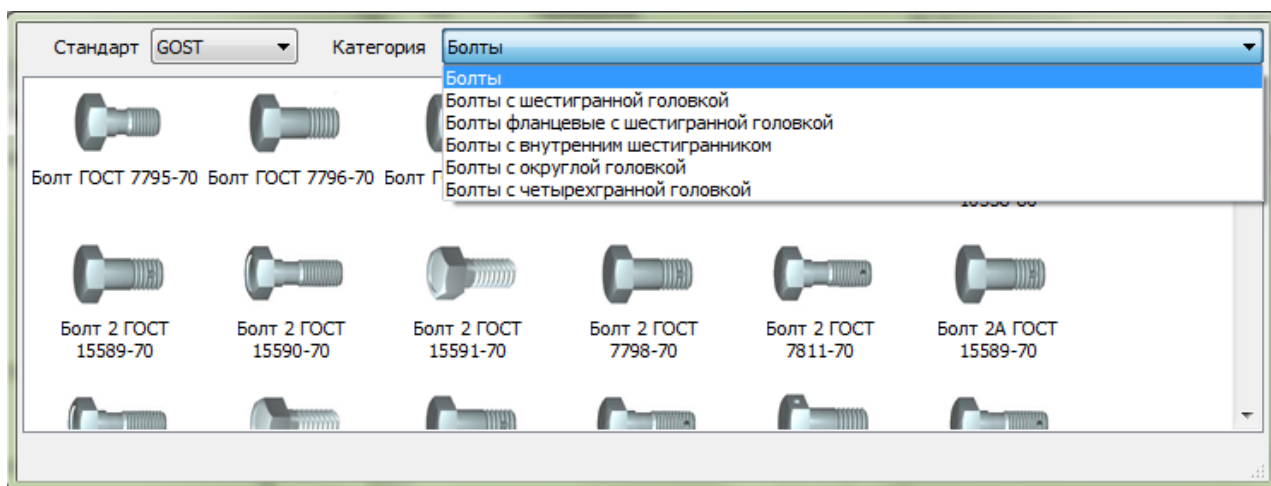
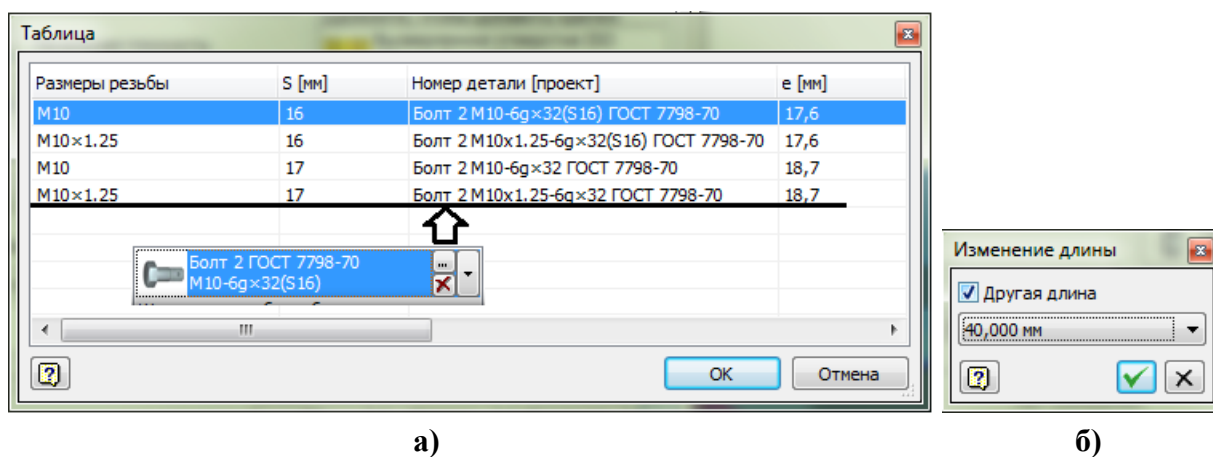


Рис. 3.1. Діалогове вікно вибору компонентів болтового з'єднання



а)

б)

Рис. 3.2. Діалогове вікно "Таблица": а) звичайний виклик; б) виклик з натиснутою клавішею Alt

3.2. Розрахунок болтових з'єднань

Дані болтового з'єднання можна обчислити на основі даних, заданих на вкладці "Модель". Для завдання параметрів розрахунку і запуску розрахунку потрібно перейти на вкладку "Расчет" (рис. 2.1, б).

У списку "Тип расчета прочности" наявні такі типи розрахунку міцності:

- "Подбор диаметра болта" - розрахунок діаметра болта за заданим навантаженням, геометричними розмірами з'єднання, властивостям матеріалу, коефіцієнтом запасу міцності та іншими факторами.

- "Подбор нескольких болтов" - розрахунок необхідної кількості болтів за заданим навантаженням, геометричними розмірами з'єднання, включаючи задані розміри болта, властивостями матеріалу, коефіцієнтом запасу міцності і іншими факторами.

– "Подбор материала болта" - цей параметр вибирається у випадку, коли геометричні розміри і кількість болтів змінювати не бажано і навантажувальну здатність можна змінити тільки шляхом підбору матеріалу.

– "Проверочный расчет" - виконується перевірка міцності болта при закручуванні і під час експлуатації, а також допустимий тиск в різьбових елементах. Цей параметр є параметром за замовчуванням.

Далі розглянемо ті елементи закладки "Расчет", які потребують додаткових пояснень в силу специфіки використаної методики розрахунку, неточності перекладу термінів, тощо.

Виконується розрахунок болтового з'єднання з попереднім напруженням. Навантаження створене осьюовою або/і дотичною силами.

"Коэффициент плотности". У болтовому з'єднанні з попереднім напруженням наявність певної відстані між матеріалами небажана (наприклад, виникає внаслідок низької якості поверхні), і цей запас міцності необхідний для запобігання таких ситуацій. Коефіцієнт щільності $k = 1 + \Psi$, де Ψ - додатковий коефіцієнт щільності ($\Psi = 0,5 - 1,5$). Рекомендоване мінімальне значення дорівнює 1,2 (див. "Блокнот инженера").

"Коэффициент входящей силы". Цей коефіцієнт враховує положення робочого навантаження в суміжному матеріалі і використовується в обчисленні сили попереднього напруження. Значення коефіцієнту можна ввести у відповідне вікно, або натиснути на кнопку з трикутником  праворуч і вибрати пункт "Коэффициенты ...". Після цього у діалоговому вікні "Коэффициент входящей силы" потрібно вказати на схему динамічного навантаження (рис. 3.3).

Аналогічно можна задати значення коефіцієнтів тертя:

"Коэффициент трения в сочленении" (рис. 3.4, а). Цей коефіцієнт використовується при розрахунку робочої сили. У розрахунок приймається сила тертя між контактними поверхнями з'єднаних деталей.

"Коэффициент трения резьбы" (рис. 3.4, б), "Коэффициент трения головки" (рис. 3.4, а). Ці коефіцієнти використовуються в обчисленні

необхідного моменту затягування. У розрахунок приймається сила тертя, яка залежить від матеріалів різьбових деталей і матеріалів суміжних деталей.

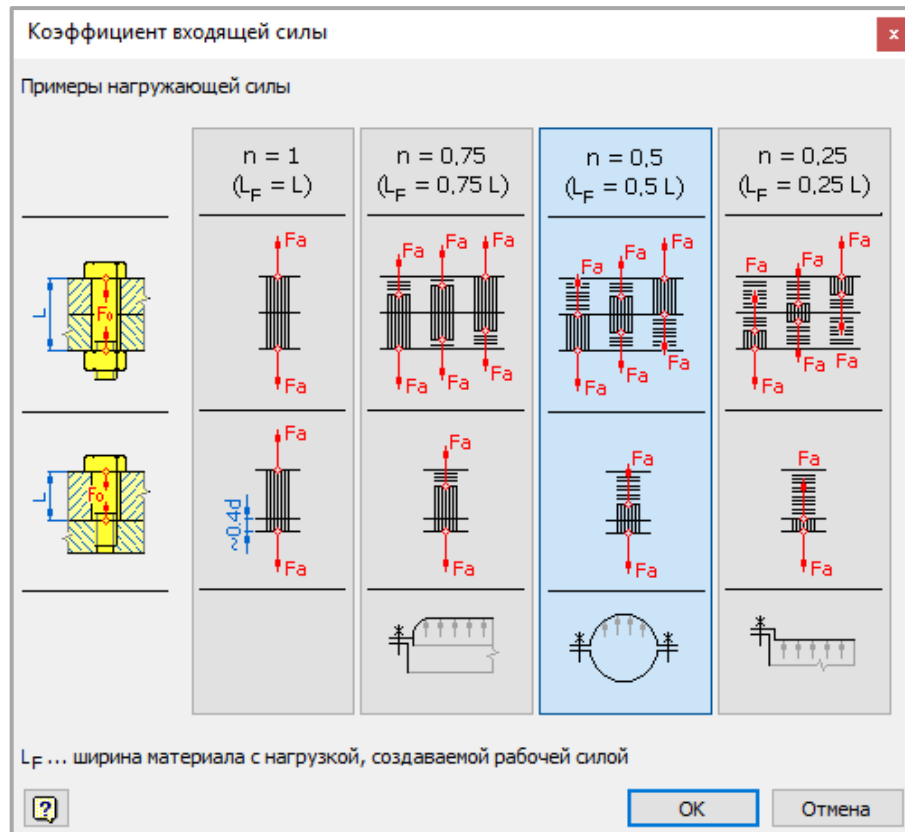


Рис. 3.3. Діалогове вікно "Коефіцієнт входящей силы"

Коефициент трения		
Материал	Несмазанный	Смазанный
сталь - сталь	0,8	0,16
сталь - чугун	0,4	0,21
сталь - латунь	0,35	0,19
сталь - латунь	0,13	0,16
чугун - чугун	1	0,15 - 0,20
чугун - бронза	0,25	0,08
бронза - бронза	0,25	0,10
алюминий - алюминий	1,35	0,30
медь - медь	1	0,08
сталь - плексиглас	0,4 - 0,5	0,4 - 0,5
плексиглас - плексиглас	0,8	0,8

а)

Коефициент трения резьбы		
Поверхность резьбы	Несмазанный	Смазанный
черное или фосфатное покрытие	0,14 - 0,21	0,12 - 0,15
покрытие из гальванического цинка	0,13 - 0,18	0,12 - 0,17
кадмиевая листовая обшивка	0,08 - 0,12	0,08 - 0,11

б)

Рис. 3.4. Таблиці коефіцієнтів тертя для матеріалів деталей різьбових з'єднань

Далі необхідно задати механічні характеристики з'єднуваних деталей в групі "Материал пластин" та матеріалу болта у групі параметрів "Материал болта" (рис. 2.1, б). Для з'єднуваних деталей потрібно задати модуль пружності

або вибрати матеріал, поставивши прапорець навпроти вікна вибору "Пользовательский материал". Після цього з'явиться діалогове вікно вибору матеріалу (рис. 3.5).

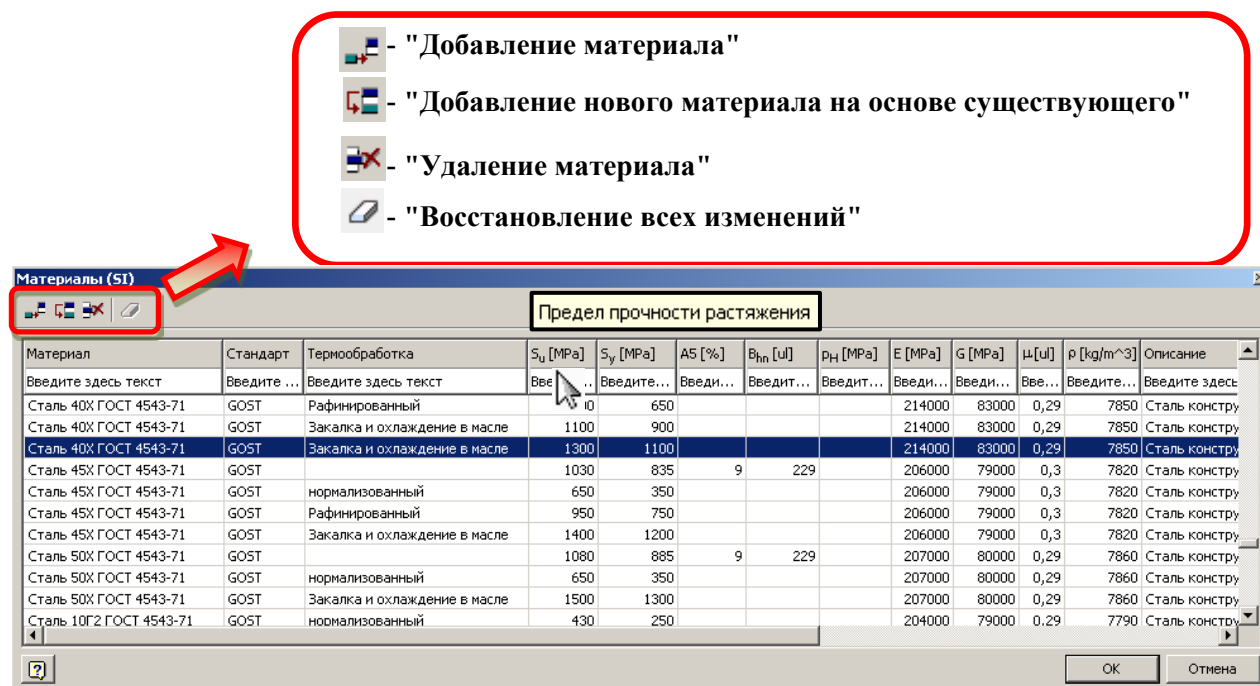


Рис. 3.5. Діалогове вікно "Материалы"

В цьому діалоговому вікні можна вибрати існуючий матеріал або ж створити новий матеріал – абсолютно новий, або ж на основі існуючого. В останньому випадку необхідно виділити потрібний рядок і натиснути кнопку . З'явиться новий рядок з усіма записами, скопійованими із оригіналу. У комірках з потрібними параметрами, що відображаються у заголовку таблиці потрібно два раз швидко клацнути і виправити існуючий запис на потрібний. 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 "Доп. давление в резьбе" можна скористатись даними "Блокнота инженера", що знаходяться в розділі "Соединения ⇒ Подвижные соединения ⇒ Генератор болтовых соединений ⇒ Допустимое давление на резьбу" (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Допустимий тиск на різь з'єднувальних болтів

Матеріал гайки	Клас міцності матеріалу 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

3.3. Розрахунок втомної міцності

Стандартні процедури проектного розрахунку болтового з'єднання та перевірки його міцності з використанням раніше описаних процедур (відповідно з межею міцності або плинності матеріалу) не забезпечують повну безпеку конструкції з'єднання. Тому в "Генераторе компонентів болтового соединения" застосовуються розрахунки на втомну міцність, який запускається переходом на закладку "Расчет усталостной прочности" (рис. 3.6).

Для виконання розрахунку потрібно виконати наступні дії:

– **Завдати межі витривалості.** На першому кроці розрахунку визначається межа витривалості при постійній міцності σ_c для заданого типу, конструкції, навантаження і матеріалу болтового з'єднання.

– **Визначення межі втоми при обмеженій довговічності.** Межа втоми при обмеженою довговічності σ_f обчислюється для заданої довговічності з'єднання, що знаходиться в діапазоні спаду міцності ($N < 10^6$ циклів). Розрахунок продовжується з урахуванням цих меж втоми.

– **Розрахунок параметрів визначених втомних навантажень.** Середні значення циклічних навантажень зверху і знизу розраховуються за такими формулами $F_m = (F_h + F_n)/2$; $F_a = (F_h - F_n)/2$. Цей розрахунок виконується для всіх навантажень.

– **Ефект динамічних навантажень.** Якщо на з'єднання крім втомного навантаження впливають динамічні навантаження, їх вплив необхідно враховувати при розрахунку. Щоб здійснити це, необхідно

підставити коефіцієнт динамічного навантаження у формулу розрахунку максимального розрахункового навантаження: $F_{\max} = F_m + \eta \cdot F_a$.

– Розрахунок робочих напружень в болтових з'єднаннях. Середнє напруження циклу σ_m і верхня межа напруження циклу σ_h розраховуються для заданих значень середнього навантаження циклу F_m і максимального розрахункового навантаження $F_{\max}$ за формулами, використовуваним в статичних розрахунках. Ці напруження використовуються для розрахунку амплітуди циклу за формулою: $\sigma_a = \sigma_h - \sigma_m$.

– Визначення втомної міцності з'єднання. Для розрахункового напруження і відомої межі витривалості можна легко визначити підсумкове втомне навантаження з'єднання відповідно до обраної кривої втоми. Процедура визначення втомного навантаження для звичайного напруження і напруження зрізу представлена на рис. 3.6.

– **Перевірка з'єднання**. На останньому кроці програма обчислює запас міцності з'єднання $n_c = \sigma_A / \sigma_a$ і порівнює його з необхідним рівнем запасу міцності. Для оптимального болтового з'єднання повинна бути виконана умова $n_f \leq n_c$.

3.4. Визначення межі міцності болтового з'єднання.

Скоригована межа витривалості при постійній міцності болтового з'єднання σ_e визначається для обраного типу, конструкції, матеріалу і навантаження на з'єднання за такою формулою:

$$\sigma_e = \sigma'_e k_e k_f,$$

де: σ'_e - основний межа витривалості пробного бруска з обраного матеріалу; k_e - змінений коефіцієнт концентрації напружень; k_f - коефіцієнт інших впливів.

Основна межа витривалості σ'_e . Це значення вводиться в вікно з заголовком "предел прочности болта" групи "Параметры расчета предела выносливости" при знятому прапорці (рис. 3.6). Якщо результати випробувань обраного матеріалу болтового з'єднання відсутні і точне значення основної

межі витривалості невідоме, його можна розрахувати за допомогою програми.

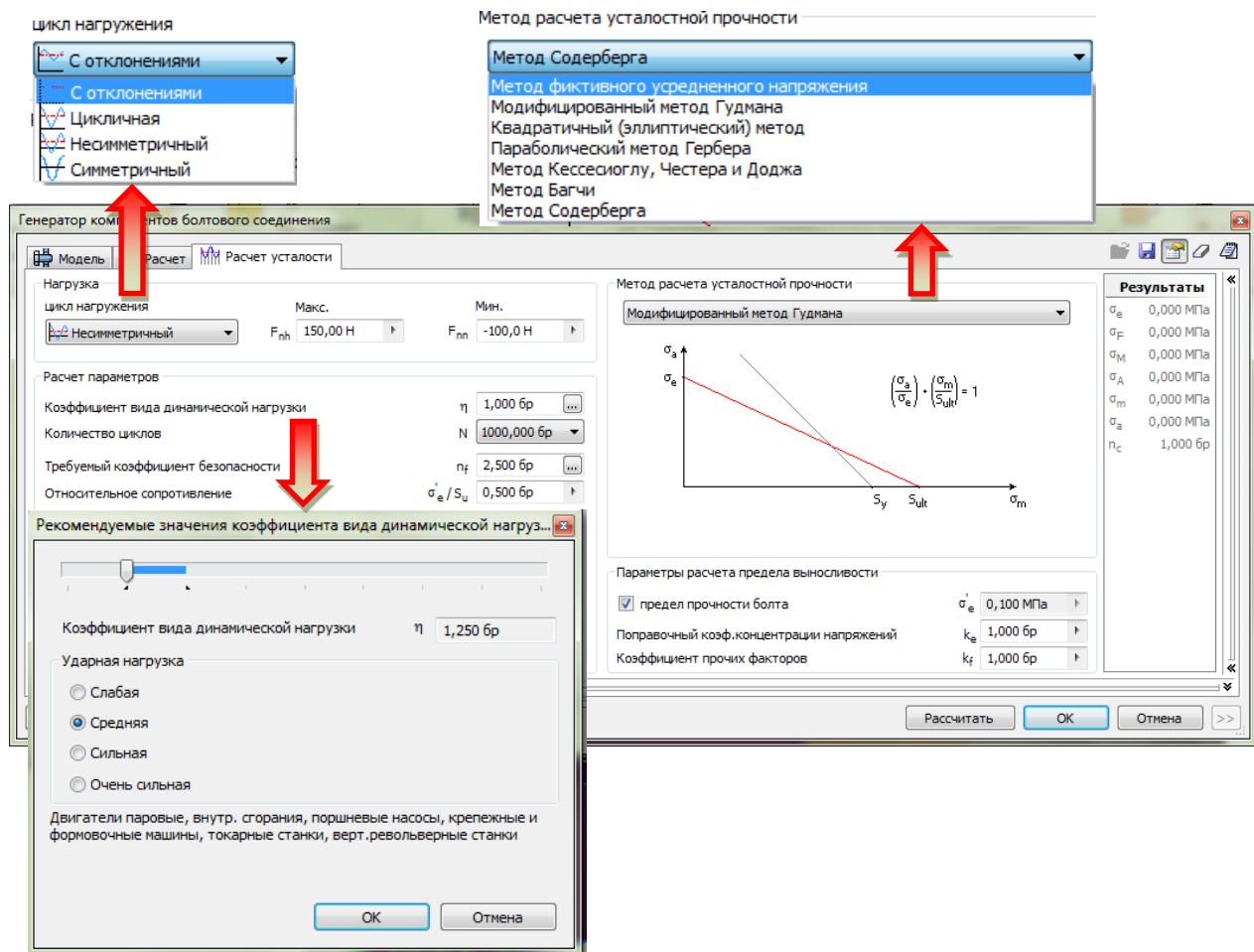


Рис. 3.6. Вкладка "Расчет усталостной прочности" діалогового вікна "Генератор компонентов болтового соединения"

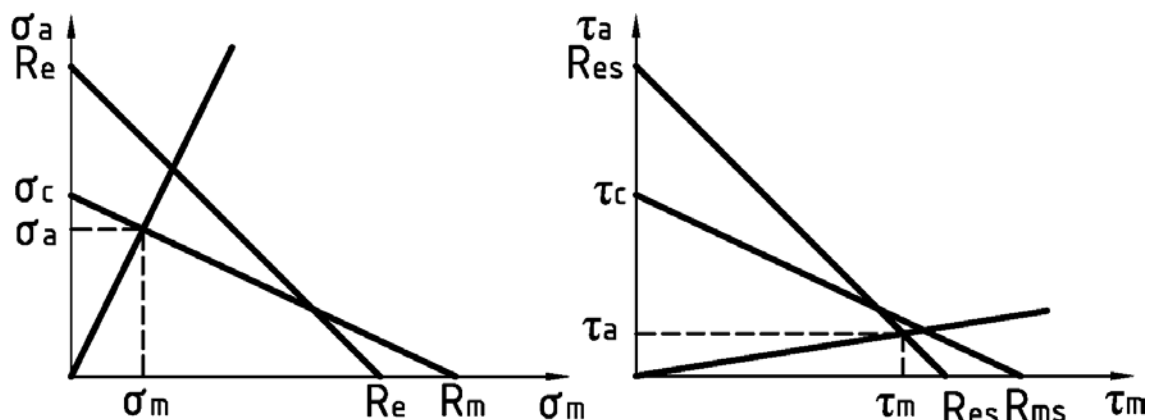


Рис. 3.6. Діаграми Хейя (модифікована крива втоми Годме): а) для нормальних напружень; б) для тангенціальних напружень

У цьому випадку основна межа витривалості обчислюється за формулою:

$$\sigma'_e \approx 0.4 \cdot S_u;$$

де S_u - межа міцності розтягнення, яка береться системою із таблиці механічних характеристик призначеного матеріалу (рис. 3.5.). Тобто в цьому

випадку потрібно поставити прапорець "предел прочности болта" та задати відношення $\sigma'_e/S_u \approx 0.4$ у вікні "Относительное сопротивление" (рис. 3.6).

Змінений коефіцієнт концентрації напружень k_e . У болтовому з'єднанні з втомним навантаженням, викликаним впливом надрізу з'єднання, виникає висока концентрація локальних напружень. Концентрація напружень послаблює втомну міцність з'єднання. Змінений коефіцієнт концентрації напружень визначається за формулою $k_e = 1/K$, де коефіцієнт зменшення втомної міцності K залежить від типу, форми, конструкції, якості болтового з'єднання і від навантаження на з'єднання.

Коефіцієнт інших впливів k_f . Цей коефіцієнт враховує всі інші ефекти, які можуть збільшити або знизити втомну міцність болтового з'єднання (наприклад, вплив корозії).

Метод розрахунку втомної міцності. Зі списку "Метод расчета усталостной прочности" виберіть метод, який визначає утомну криву для оцінки втомної міцності болтового з'єднання.

1. "Метод фиктивного усредненного напряжения". Крива втомності:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F} = 1, \quad \frac{\tau_a}{\tau_e} + \frac{\tau_m}{\tau_F} = 1,$$

де: σ_a, τ_a - амплітуда нормальних напружень та напружень зрізу; σ_e, τ_e - межі витривалості для постійної міцності; σ_m, τ_m середні напруження циклу; σ_F, τ_F - віртуальні усереднені напруження; Ψ - коефіцієнт по головній діаграмі, який залежить від матеріалу з'єднання. Рекомендовані значення: для розтяжного зусилля і згину $\Psi = 0,15 \div 0,3$; для зсуву $\Psi = 0,1 \div 0,25$.

2. "Модифицированный метод Годмана". Крива втомності:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{S_U} = 1, \quad \frac{\tau_a}{\tau_e} + \frac{\tau_m}{S_{US}} = 1,$$

де: S_U - межа міцності розтягнення; S_{US} - межа міцності зрізу при $S_{US} > 0,8S_U$.

3. "Квадратичный (эллиптический) метод". Крива втомності:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1.$$

4. "Параболический метод Гербера". Крива втомності:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \frac{\tau_a}{\tau_e} + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1.$$

5. "Метод Кессесиоглу, Честера и Доджа". Крива втомності:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^a + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right)^a + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1.$$

де: а – експонента, значення якої залежить від матеріалу з'єднання.
Рекомендовані значення $a = 2,6 \div 2,75$.

6. "Метод Багчи". Крива втомності:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_Y}\right)^4 = 1, \quad \frac{\tau_a}{\tau_e} + \left(\frac{\tau_m}{S_{YS}}\right)^4 = 1.$$

де: S_Y - межа текучості при розтягуванні; S_{YS} - межа міцності зрізу при $S_{YS} > 0,577S_{YS}$.

7. "Метод Содерберга". Крива втомності:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{S_Y} = 1, \quad \frac{\tau_a}{\tau_e} + \frac{\tau_m}{S_{YS}} = 1.$$

В області результатів відображаються:

- межа витривалості для постійної міцності σ_e ;
- фіктивне усереднене напруження (S_e/Ψ) (σ_F);
- середнє втомне напруження з'єднання σ_M ;
- амплітуда втомного напруження з'єднання σ_A ;
- середнє напруження циклу з'єднання σ_m ;
- амплітуда напруження циклу σ_a ;
- розрахунковий запас міцності n_c .

Питання для самоперевірки

1. Назвіть призначення та основні можливості генератора болтових з'єднань.
2. Приведіть перелік основних обмежень, які діють при створення болтових з'єднань.
3. Приведіть порядок дій при вставці болтового з'єднання в модель.
4. Назвіть типи розрахунків на міцність, які доступні при моделюванні болтових з'єднань. Приведіть порядок розрахунку болтового з'єднання при розрахунку діаметра болта та при визначенні кількості болтів.

5. Поясніть у яких випадках проводиться розрахунок з визначення матеріалу болта та порядок розрахунку при цьому.
6. Поясніть значення коефіцієнтів "Коэффициент плотности" та "Коэффициент входящей силы".
7. Опишіть порядок поповнення бази даних новими матеріалами.
8. Приведіть порядок розрахунку болтових з'єднань на втомну міцність.

- "Проектирование штифта" – визначення діаметра штифта.
- "Проверка расчета" – визначення напружень і коефіцієнту запасу міцності.

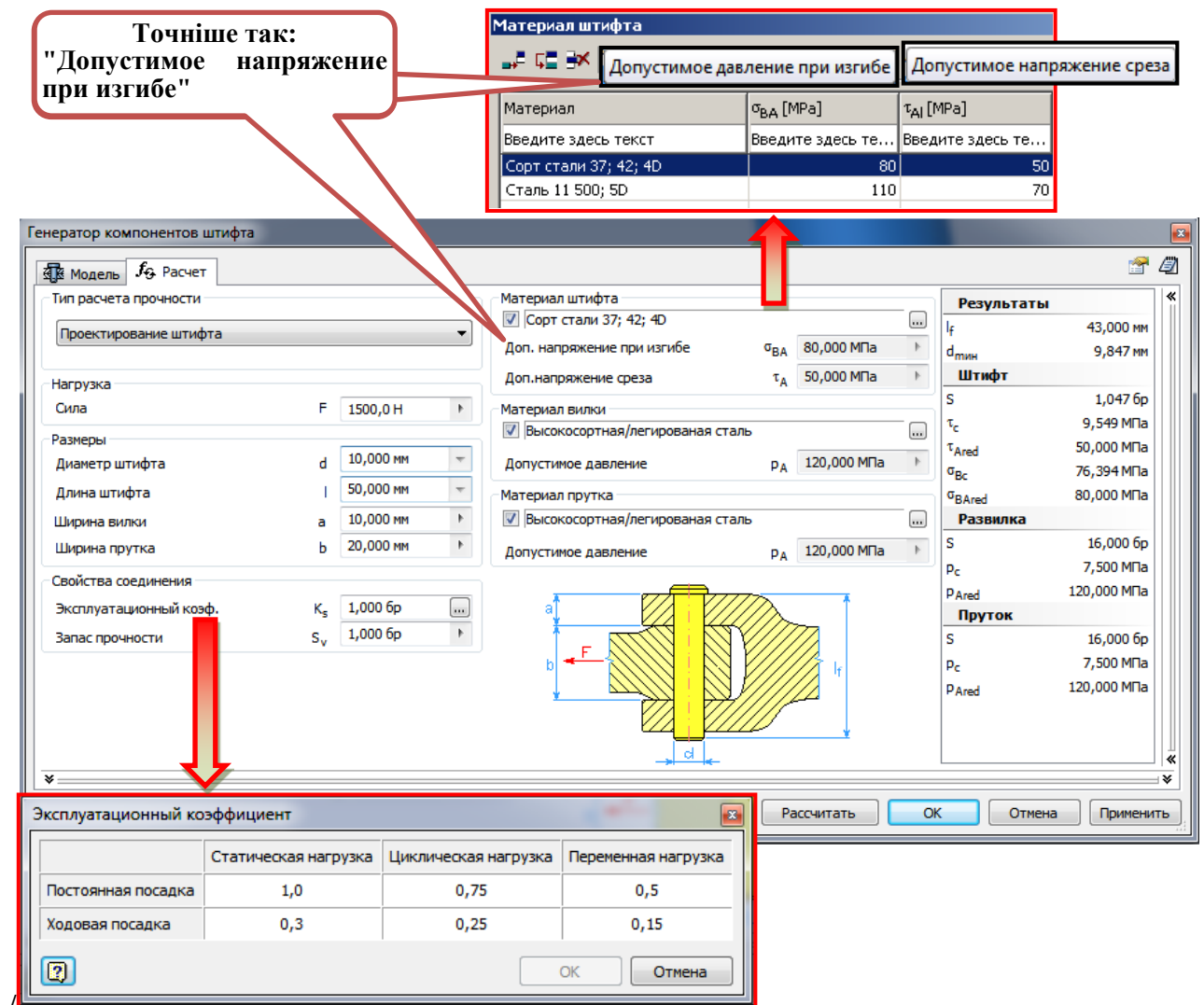


Рис. 4.2. Діалогове вікно "Генератор компонентов штифта", вкладка "Расчет"

База даних матеріалів при розрахунку штифтів бідненька – це скоріше порожня база даних, а те що є – це приклади запису, оскільки приведені там сталі – це чеські та німецькі аналоги конструкційних сталей: Ст. 3, Ст. 5 і т. ін. Тому краще створити відповідні записи для вибраних матеріалів.

На основі ширини вилки a та ширини прутка b підбирається довжина штифта. Активна довжина штифта l_f - це довжина, зменшена в результаті зняття фасок і сполучення. Активна довжина, як правило, приймає на себе все навантаження.

В групі параметрів "Свойства соединения" за таблицею можна задати значення параметру "Эксплуатационный коэффициент".

4.2. Генератор з'єднання стопорним штифтом

В порівнянні з попереднім типом штифтового з'єднання на закладці "Модель" (рис. 4.3) "Генератора компонентов стопорного штифта" є група параметрів "Тип". В ній можна вибрати два типи отворів: наскрізний  (для циліндричних штифтів) та конічний отвір  (для конічних штифтів).

При цьому для циліндричного наскрізного отвору в групі параметрів "Размещение" доступні всі чотири способи розміщення осі отвору (розд. 4.1), для конічного отвору тільки один – "По отверстию".

На вкладці "Расчет" (рис. 4.4) у групі параметрів "Тип расчета прочности" доступні два типи розрахунків:

- "Проектирование штифта" – визначення діаметра штифта.
- "Проверка расчета" – визначення напружень і коефіцієнту запасу міцності.

На основі товщини нижньої S_1 та верхньої S_2 пластин підбирається довжина штифта. Призначення всіх інших параметрів зрозумілі із підписів біля списків та прапорців.

4.3. Генератор поперечних штифтів

"Генератор компонентов поперечного штифта" дозволяє згенерувати і вставити у збірку штифт, який працює двома площинами зрізу (рис. 4.5, 4.6).

Положення штифта вибирається за двома параметрами:

- "Начальная плоскость" – на робочій площині (рис. 4.5) або на плоскій грані деталі;
- "Имеющееся отверстие" – за отвором, що створений виключно командою "Отверстие" в моделі деталі або збірки (сумісна обробка).

Рекомендовані розміри деталей для з'єднання поперечним штифтом такі: діаметр штифта $d = (0,15 \div 0,35)D$ (рис. 4.6); діаметр муфти: $D_1 =$

$(1,5 \div 2)D$ - для звичайної і литої сталі, $D_1 = 2,5 D$ - для сірого чавуну, де D – діаметр тяги. На основі діаметра муфти D_1 підбирається довжина штифта.

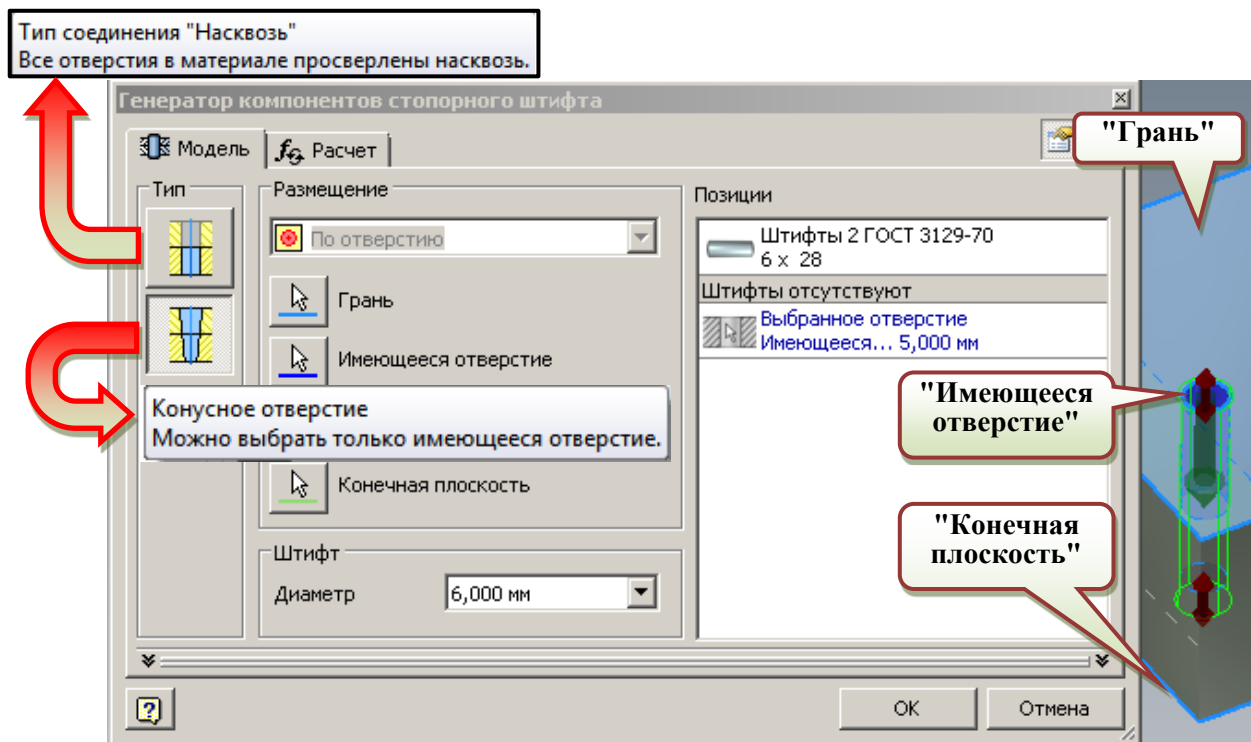


Рис. 4.3. Діалогове вікно "Генератор компонентов штифта", вкладка "Модель"

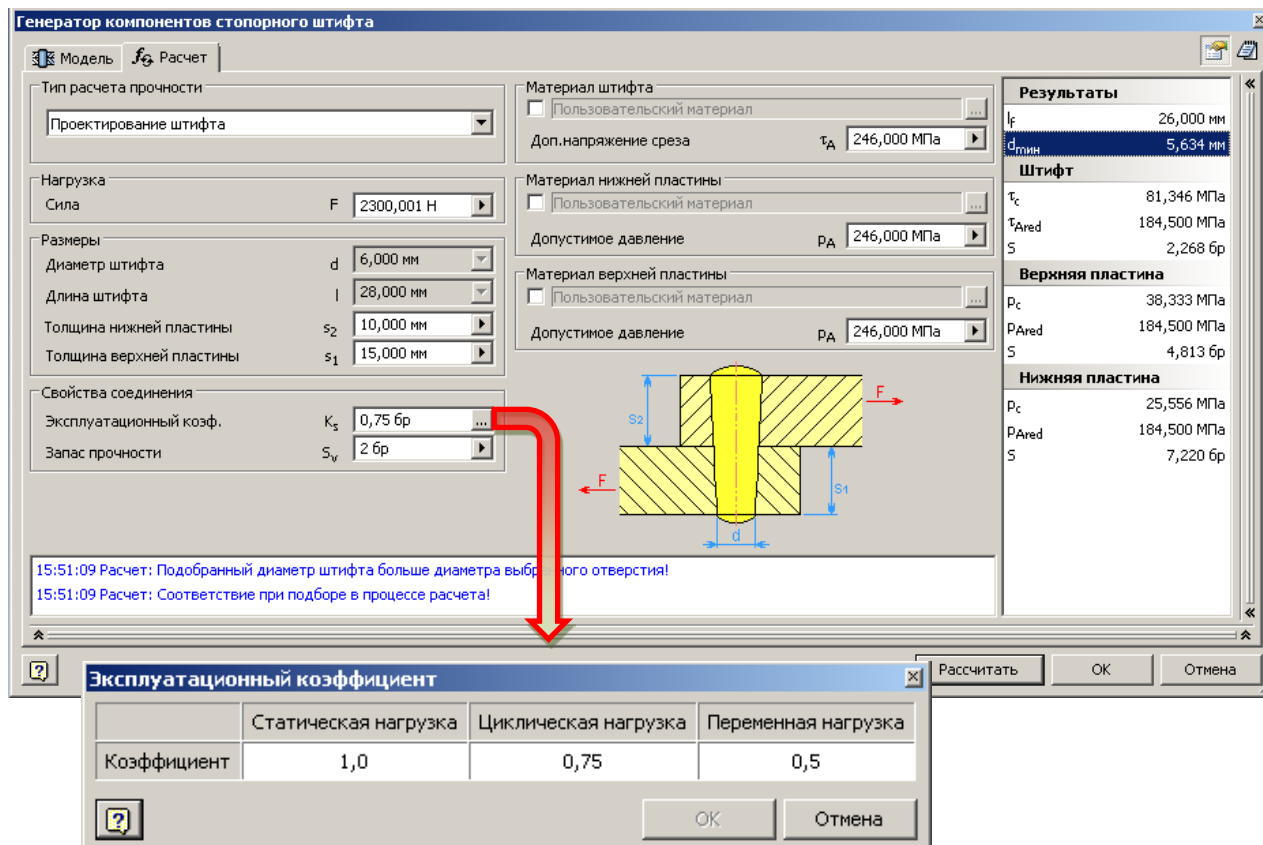


Рис. 4.4. Діалогове вікно "Генератор компонентов штифта", вкладка "Расчет"

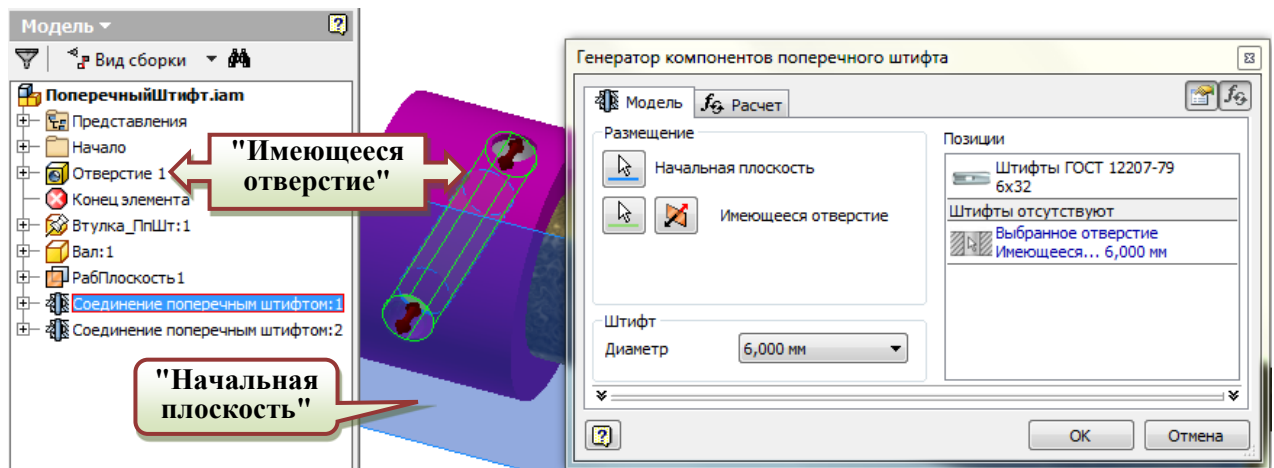


Рис. 4.5. Діалогове вікно "Генератор компонентів поперечного штифта", вкладка "Модель"

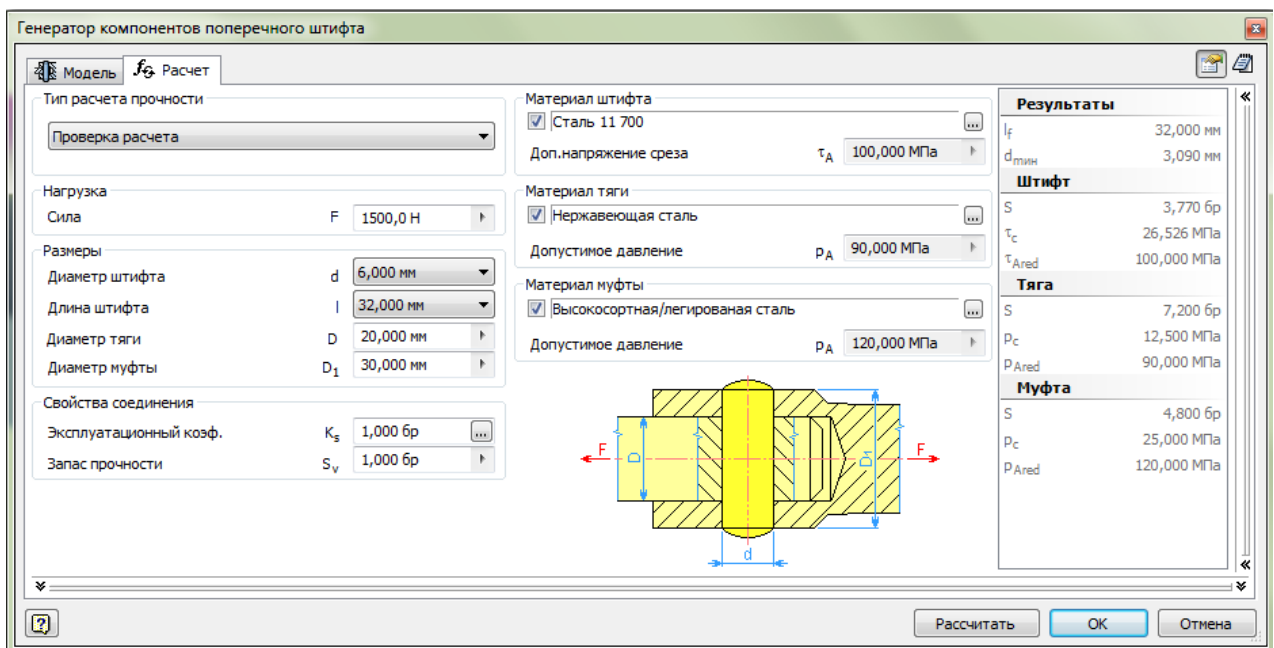


Рис. 4.6. Діалогове вікно "Генератор компонентів поперечного штифта", вкладка "Расчет"

4.4. Генератор штифтового з'єднання (циліндрична осьова шпонка)

При конструюванні штифтового з'єднання з передачею крутного моменту (циліндричної шпонки) (рис. 4.7, а) рекомендуються такі співвідношення розмірів (рис. 4.8): $d = (0,12 \div 0,25)D$, $l = (1 \div 1,5)D$, де d , D – діаметри штифта та валу відповідно.

При розрахунку навантаження (рис. 4.8) можна задати трьома способами, вибравши відповідний параметр із списку "Нагрузка". Після вибору одного із них із трьох параметрів "Мощность", "Скорость" та "Крутящий момент" будуть

доступні два.

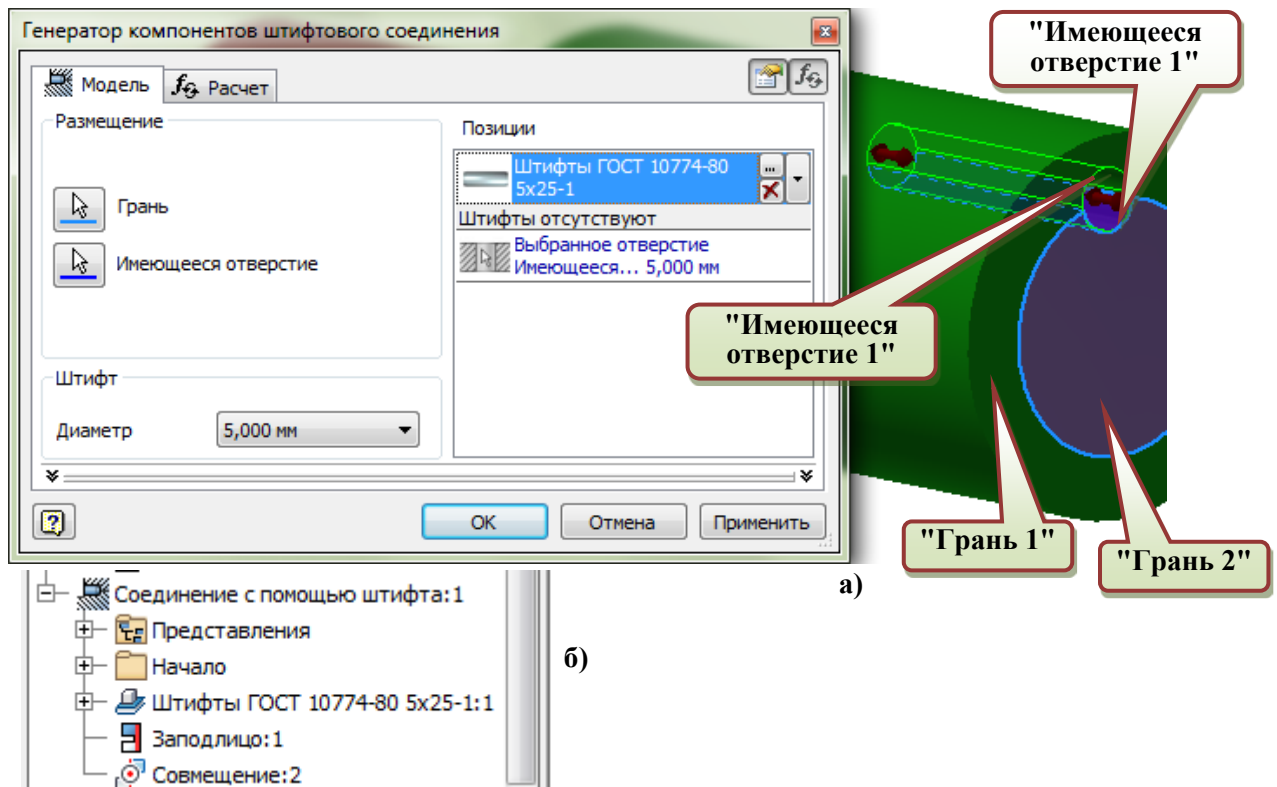


Рис. 4.6. Моделирования штифтового з'єднання (циліндричної шпонки): а) діалогове вікно "Генератор компонентів штифтового соединения", вкладка "Модель"; б) генероване з'єднання в браузері

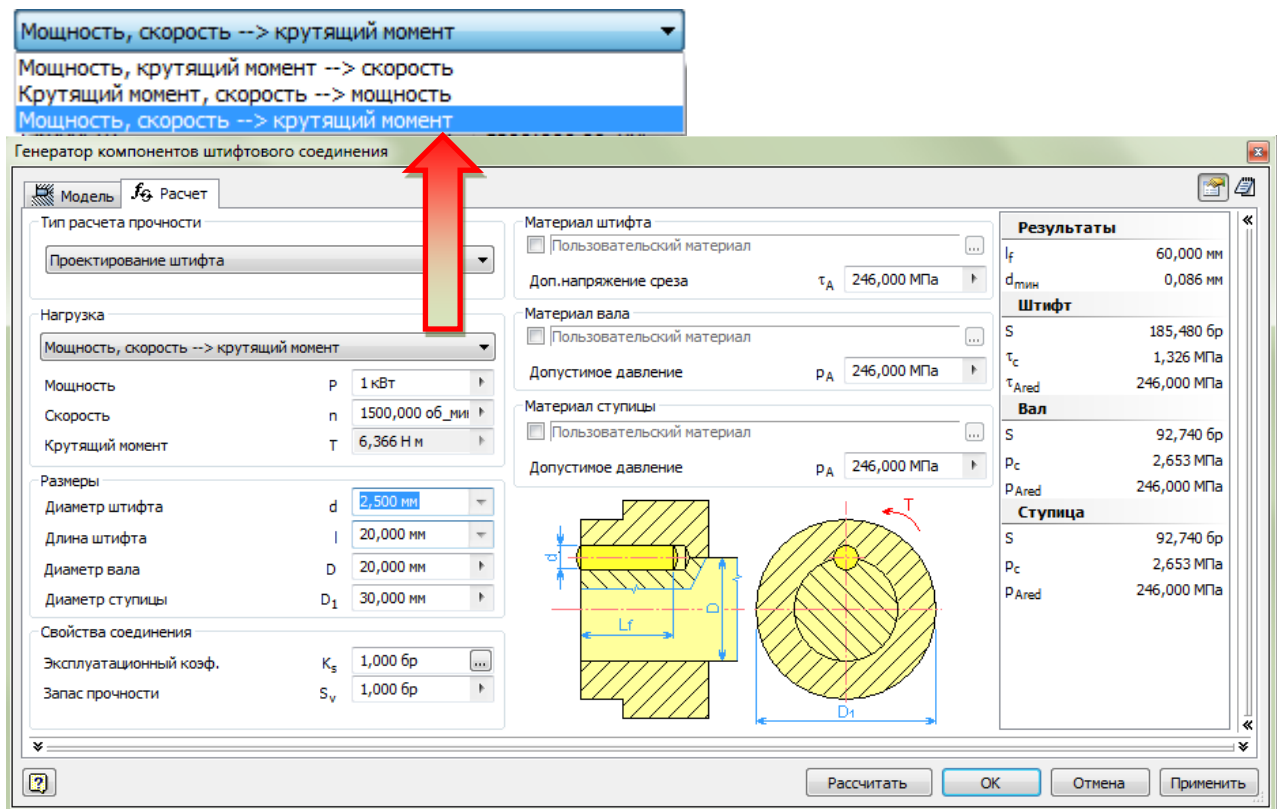


Рис. 4.8. Діалогове вікно "Генератор компонентів штифтового соединения", вкладка "Расчет"

Після вставки штифта у браузері (рис. 4.7, б) елемент "Соединение с помощью штифта" з двома конструктивними зв'язками "Совмещение". У випадку, коли штифт буде знаходитись поза межами вала та маточини, перший зв'язок потрібно змінити на "Заподлицо" або замінити обидва на зв'язок "Вставка". Після редагування за допомогою команди  "Редактировать с помощью мастера проектирования" зв'язок "Совмещение" поновлюється.

4.5. Генератор радіального штифтового з'єднання (циліндрична радіальна шпонка)

"Генератор компонентів радіального штифта" викликається командою "Радиальный штифт" (рис. 1.5). В цілому порядок моделювання цього типу з'єднання такий же, як і з'єднання поперечним штифтом (розділ 4.3, рис. 4.5).

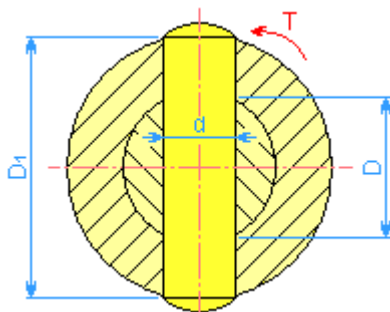


Рис. 4.9. Конструктивна схема радіального штифтового з'єднання

Вкладка "Модель" така ж, як і у вікні "Генератор компонентів поперечного штифта" (розділ 4.5, рис. 4.5). Вкладка "Расчет" така ж, як і у вікні "Генератор компонентів штифтового з'єднання" (розділ 4.4, рис. 4.8) за виключенням конструктивної схеми з'єднання (рис. 4.9).

Питання для самоперевірки

1. Назвіть типи штифтових з'єднань, що доступні у майстрі проектування.
2. Опишіть порядок створення моделі штифтового з'єднання.
3. Назвіть типи розрахунку штифтового з'єднання на міцність та порядок проектувального розрахунку.
4. Приведіть перелік типів штифтових з'єднань, що використовуються для передачі крутного моменту, та порядок їх моделювання і розрахунку.

РОЗДІЛ 5

ГЕНЕРАТОРИ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

Генератор розраховує розміри і параметри виготовлення, а також виконує перевірку міцності відповідно до стандартів Bach, Merrit, CSN 01 4686, ISO 6336, DIN 3990, ANSI/AGMA 2001 - D04: 2005 або ANSI⁴.

Генератор циліндричного зубчастого зачеплення дозволяє виконувати наступні дії:

- проектування і вставка коліс як компонентів, елементів або тільки розрахунків;
- проектування коліс на основі різних початкових параметрів, наприклад числа зубів або міжосьової відстані;
- розрахунок зубчастих коліс на основі різних методів перевірки міцності, наприклад за стандартами ANSI або ISO;
- розрахунок потужності, швидкості або крутного моменту;
- підбір матеріалів коліс циліндричного зубчастого зачеплення.

5.1. Генератор компонентів циліндричної зубчатої передачі

На вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) вибираємо команду "Цилиндрическое зубчатое зацепление". Призначення більшості параметрів вкладки "Модель" діалогового вікна "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления" вікон та кнопок зрозумілі за їх підписами в діалоговому вікні. До інших далі будуть надані пояснення.

5.1.1. Геометричний розрахунок та створення моделі зубчатої циліндричної передачі

Доступність полів редагування на вкладці "Модель" залежить від поточного вибору параметрів в групі параметрів "Общее" із списку "Выбор модели" та із параметрів в групі "Входной тип" (рис. 5.1).

При встановленні галочки на кнопці-прапорці з написом параметра "Внутреннее" буде розраховуватись пара з внутрішнім зачепленням.

⁴ Формули розрахунку, а також інші інструкції з проектування зубчастих коліс дивіться в "Блокноте инженера".

В списку "Выбор модели" можна вибрати тип розрахунку геометрії із наступних можливих:

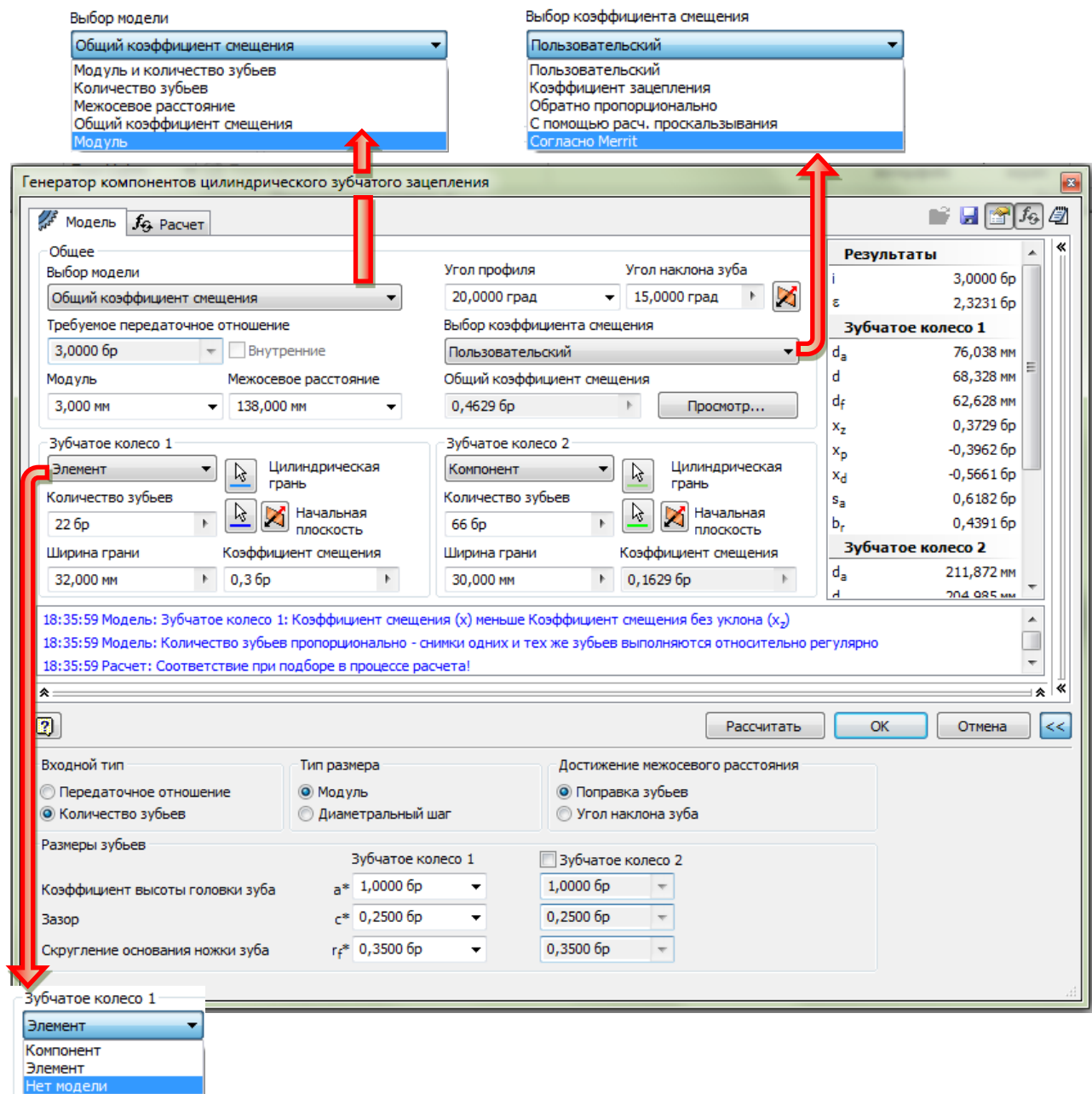


Рис. 5.1. Диалогове вікно "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления", вкладка "Модель"

- "Модуль и количество зубьев" - розрахунок модуля і кількості зубів виходячи з міжосьової відстані і інших вхідних параметрів;
- "Количество зубьев" - розрахунок кількості зубів виходячи з міжосьової відстані і інших вхідних параметрів;
- "Межосевое расстояние" - розрахунок міжосьової відстані виходячи з усіх вхідних параметрів;

– "Общий коэффициент смещения" - використовується для розрахунку сумарного коефіцієнта зміщення виходячи з міжосьової відстані і усіх інших початкових параметрів. На цей тип роблять вплив інші вхідні дані, і цей параметр рекомендується включати для підсумкових коригувань проекту;

– "Модуль" - використовується для розрахунку модуля виходячи з міжосьової відстані і усіх інших початкових параметрів.

Якщо відомі усі параметри циліндричного зубчастого зачеплення і необхідно вставити модель циліндричного зубчастого зачеплення, рекомендується вибрати параметри "Межосевое расстояние" або "Общий коэффициент смещения". Ці параметри дозволяють задавати різні вхідні параметри.

Параметр "Угол наклона зуба" можна змінювати в межах від 0° до $+55^\circ$. Безпосередньо задати значення кута нахилу зубів можна при активному параметрі "Межосевое расстояние" в списку "Выбор модели". Для зміни напрямку (щоб задати лівогвинтову спіраль зуба) натисніть кнопку  поряд з полем редагування з тим же іменем.

В списку "Общий коэффициент смещения" доступні такі параметри:

– "Пользовательский". Значення зміщень x_1 , x_2 вводяться користувачем (рекомендації з вибору сумарного коефіцієнта зміщення та його розподілу див. [2, 22]).

– "Коэффициент зацепления". Розподіл загального коефіцієнта зміщення через передатне відношення i : $x_1 = (\sum x)/(i + 1)$, $x_2 = \sum x - x_1$.

– "Обратно пропорционально". Розподіл загального коефіцієнта зміщення через передатне відношення зворотної передачі: $x_2 = (\sum x)/(i + 1)$, $x_1 = \sum x - x_2$.

– "С помощью расч. проскальзывания". Розподіл загального коефіцієнта зміщення з компенсацією відносного проковзування⁵.

– "Согласно Merrit". Розподіл загального коефіцієнта зміщення за

⁵ DIN 3992:1964 Addendum modification of external spur and helical gears

виразами $x_1 = 0.02(30 - z_1) + \sum x/2$, $x_2 = \sum x - x_1$, запропонованим у [13].

Розміри коліс та зображення їх зачеплення між собою та з інструментальною рейкою доступні після натиснення кнопки "Просмотр" (рис. 5.2).

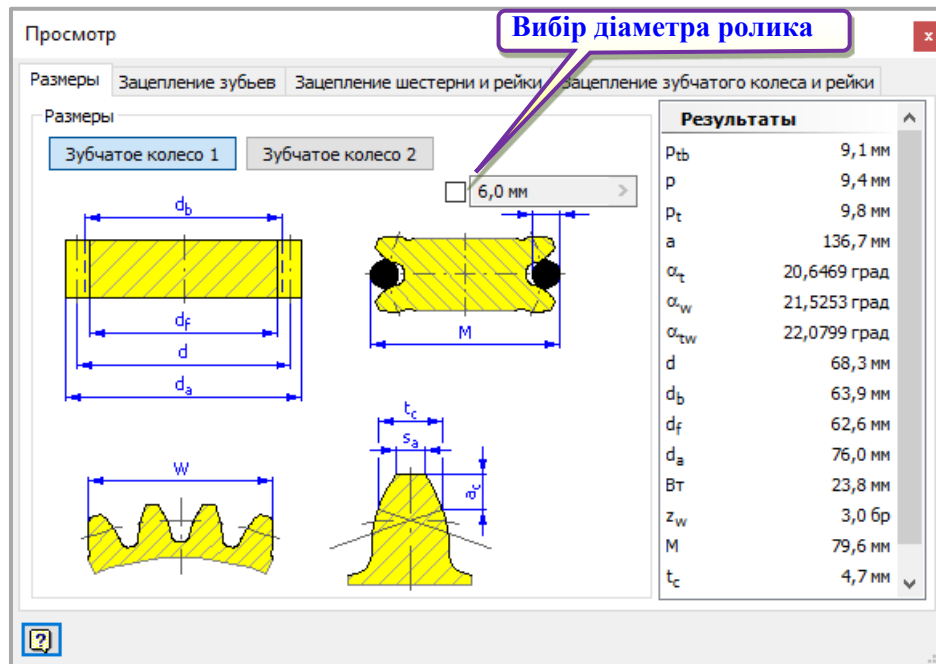


Рис. 5.2. Диалогове вікно "Просмотр" генератора компонентів циліндричного зубчастого зачеплення

Існує три методи вставки циліндричного зубчастого зачеплення, доступні в списках "Зубчатое колесо 1" та "Зубчатое колесо 2" (рис. 5.1):

- "Компонент" - створення компонента у вигляді моделі зубчастого вінця;
- "Элемент" - створення параметричного елемента у вигляді зубчастого вінця, який вставляється (наноситься) на завчасно підготовлений циліндричний елемент деталі;
- "Без модели" - вставка тільки розрахунку у вигляді порожнього файлу з розширенням ".iam".

Кнопки "Цилиндрическая грань" та "Начальная плоскость" призначені для вибору геометрії для розміщення моделі зубчастого вінця або параметричного елемента у вигляді зубчастого вінця:

- "Цилиндрическая грань" – вибір циліндричної грані або робочої осі, якій буде співвісний зубчастий вінець або параметричний елемент. В останньому разі можна вибрати тільки циліндричну грань;

– "Начальная плоскость" - вибір плоскої грані або робочої площини, які будуть використані для розташування базового торця зубчастого вінця. Для зміни орієнтації плоскої грані або робочої площини натисніть кнопку  рядом з кнопкою "Начальная плоскость".

Ширина зубчастого вінця (параметр "Ширина грани") може перевищувати ефективну ширину зубчастого вінця, наприклад, як у шевронного зубчастого колеса, де загальна ширина вінця включає усю відстань, що відділяє лівогвинтову і правогвинтову спіралі зубчастого колеса.

В додаткових параметрах присутні такі групи параметрів:

– "Входной тип" – доступний на вибір один із параметрів "Передаточное отношение" або "Количество зубьев". При виборі параметру "Передаточное отношение" буде виконано розрахунок кількості зубів другого зубчастого колеса з урахуванням заданого передатного відношення. При цьому в графічному вікні ручки зміни діаметру колеса доступні тільки для першого колеса (шестерні). При виборі параметру "Количество зубьев" виконується розрахунок передатного відношення з урахуванням заданої кількості зубів обох коліс. Відповідно в графічному вікні доступні ручки зміни діаметрів обох коліс.

– "Тип размера" - доступний на вибір один із геометричних параметрів зубчастого колеса "Модуль" або "Диаметральный шаг". Модуль використовується з метричними одиницями, а діаметральний крок - з британськими одиницями (дюймами).

– "Достижение межосевого расстояния" - параметри цієї групи ("Поправка зубьев" або "Угол наклона зуба") доступні, якщо в групі параметрів "Общее" із списку "Выбор модели" вибраний будь-який параметр, крім "Межосевое расстояние". При виборі параметру "Поправка зубьев" стає доступним для введення вікно "Угол наклона зуба" і розрахунок сумарного коефіцієнта зміщення виконується на основі заданої міжосьової відстані і усіх інших початкових параметрів. При виборі параметру "Угол наклона зуба" кута нахилу зуба розраховується на основі міжосьової відстані та інших

початкових параметрів. Розраховане дійсне значення рекомендується замінити цілочисловим значенням.

В групі "Размеры зубьев" задаються параметри початкового контуру. При необхідності встановіть прапорець "Зубчатое колесо 2", щоб ввести значення для цього колеса.

В області "Результати", яка доступна після подвійного клацання на подвійній лінії праворуч або натиснення на кутовій дужці, відображаються вичислені значення і результати перевірки міцності. Одиниці виміру значень результатів можна змінити після подвійного клацання на рядку результатів, крім того, який містить безрозмірний результат.

5.1.2. Розрахунки циліндричної зубчастої передачі на міцність: вкладка "Расчет"

Для початку потрібно визначитись з типом розрахунку, який ми будемо провадити, та зі стандартом, згідно з яким буде провадитись розрахунок. Для цього на вкладці "Расчет" (рис. 5.3) в списку "Тип расчета прочности" (внизу діалогового вікна) доступні три параметри:

- "Проверка расчета";
- "Подбор материала";
- "Подбор геометрии".

Проектні розрахунки виконуються при виборі одного із параметрів "Подбор материала" або "Подбор геометрии".

У списку "Метод расчета прочности" доступні такі методи:

- "ANSI/AGMA 2001-D04:2005"⁶. Розрахунок базується на розрахунку консольної балки. Враховують вплив більшості факторів.
- "Предыдущая версия ANSI". Розрахунок базується на розрахунку консольної балки. Враховують вплив більшості факторів.
- "Bach (простая модель)". Цей розрахунок ґрунтується на розрахунку консольної балки, допускає дію загальної кругової сили тільки на один зуб.

⁶ AGMA (American Gear Manufacturers Association) – Американська асоціація виробників передач.

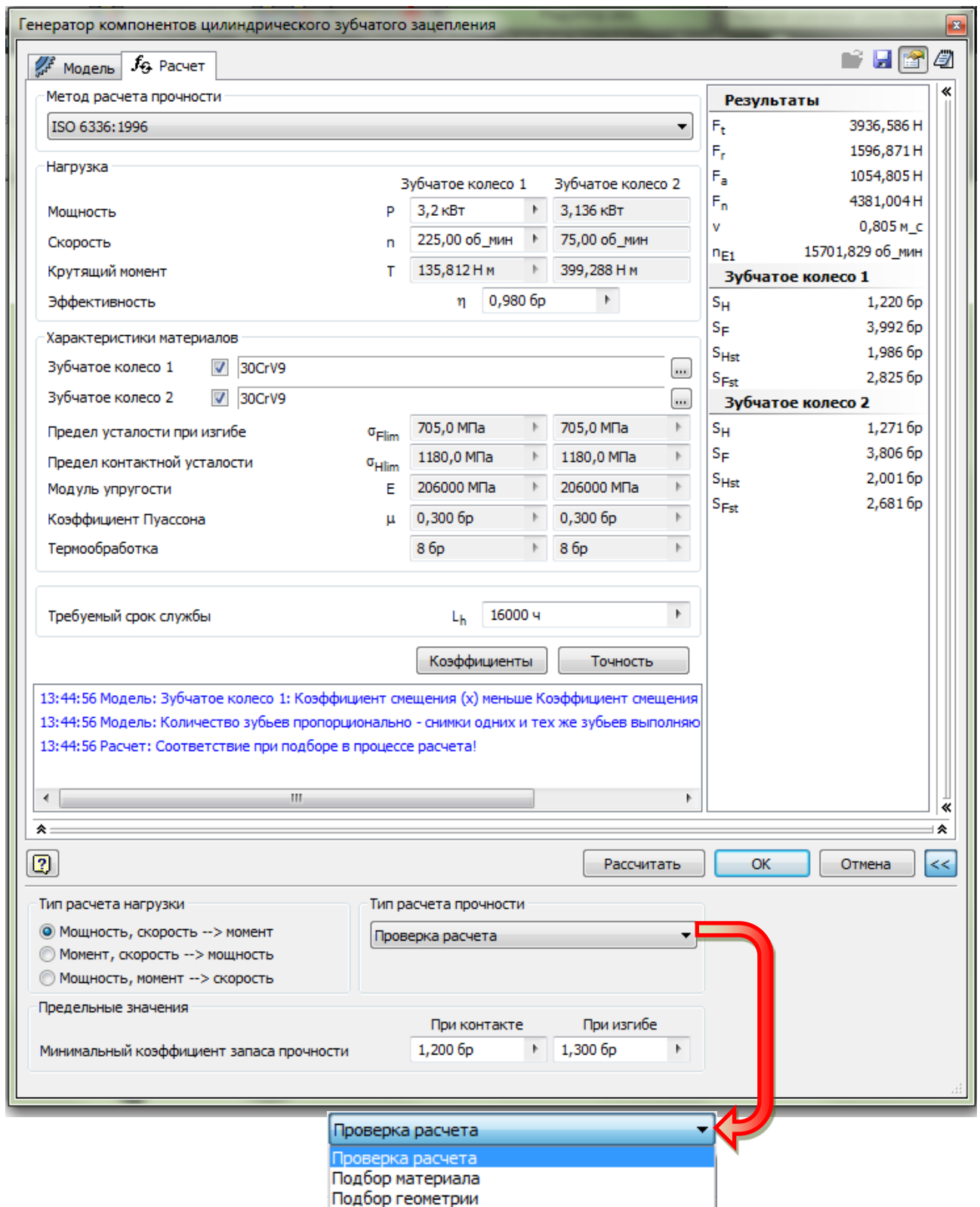


Рис. 5.3. Диалоговое окно "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления", вкладка "Расчет"

– Merrit (сложная модель) [13]. Розрахунок ґрунтується на розрахунку консольної балки, допускає дію загальної кругової сили тільки на один зуб.

– "ISO 6336:1996"⁷, "DIN 6336:1988", "CSN 01 4686:1988". Цей розрахунок ґрунтується на розрахунку консольної балки. Враховують вплив більшості факторів.

5.1.2.1. Перевірочний розрахунок циліндричної зубчастої передачі

За першим параметром "Проверка расчёта" із списку "Тип расчёта прочности" (рис. 5.3) при заданих вхідних параметрах (розмірах, навантаженнях, коефіцієнтах, терміні служби) в групі "Характеристики материалов" при неактивних прапорцях "Зубчатое колесо 1" та/або "Зубчатое колесо 2" задаються головні параметри матеріалів зубчатих коліс: "Предел усталости при изгибе" $\sigma_{F\lim}$ та "Предел контактной усталости"⁸ $\sigma_{H\lim}$. При цьому можна ввести параметри "Модуль упругости" та "Коэффициент Пуассона", а також вибрати із списку "Термообработка" значення коефіцієнта, що враховує вид термообробки (рис. 5.4): "Не закаленные" ($k = 0$), "Закаленные (не включая зубья)" ($k = 2$), "Закаленные (включая зубья)" ($k = 4$), "Азотирование" ($k = 8$). За цими параметрами можна підібрати відповідні марки матеріалів та їх термообробку з бази даних (рис. 5.5), яка доступна при активних прапорцях "Зубчатое колесо 1" та/або "Зубчатое колесо 2" після натиснення кнопки з трьома точками.

При виконанні пошуку необхідного матеріалу можна його прискорити, обмеживши область пошуку. Ви можете шукати за певним стандартом або будь-яким параметром, що присутній у заголовку таблиці. У відповідному стовпчику, наприклад, "Стандарт" у в'конечку редагування "Ввести здесь

⁷ Орієнтування стандартів DIN 6336, CSN 01 4686 ГОСТ 21354 на загальні міжнародні норми (ISO 6336) призвело до ідентичності основних формул для визначення розрахункових і допустимих напружень, а також коригуючих коефіцієнтів. Однак, з огляду на різні підходи при визначенні цих коефіцієнтів, результати розрахунків передачі, виконаної за різними стандартами, відрізняються один від одного. Це, зокрема, пов'язано з тим, що в нормах ISO 6336 і DIN 3990 розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів навантаження $K_H(F)$ в були отримані при використанні спрощених розрахункових схем (з лінійним розподілом навантаження по ширині шестерні), а в ГОСТ 21354 аналогічні залежності отримані при використанні уточнених розрахункових схем, що дозволяють враховувати дійсний розподіл навантаження по контактних лініях в зачепленні [9].

⁸ В вітчизняній літературі ці терміни звучать як "Границя міцності при згині" ("Предел прочности при изгибе") та "Границя контактної міцності" ("Предел контактной прочности") відповідно.

текст" введіть аббревіатуру "GOST"⁹. В діалоговому вікні будуть відображені тільки матеріали стандарту ГОСТ (GOST).

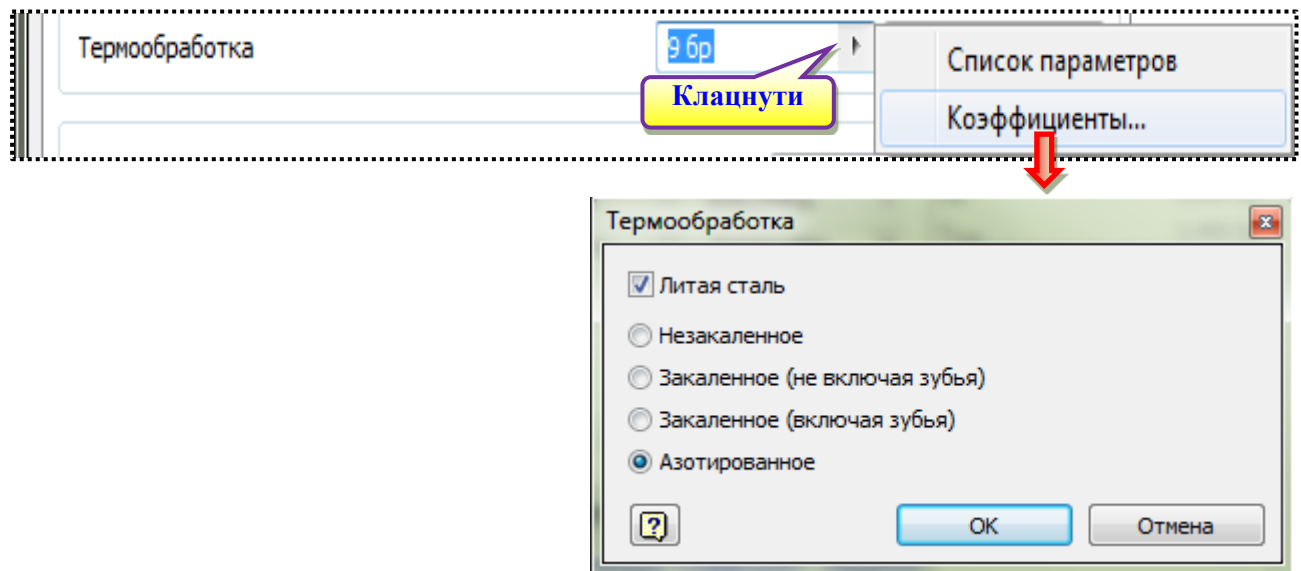


Рис. 5.4. Врахування термообробки колеса при визначенні механічних характеристик матеріалів

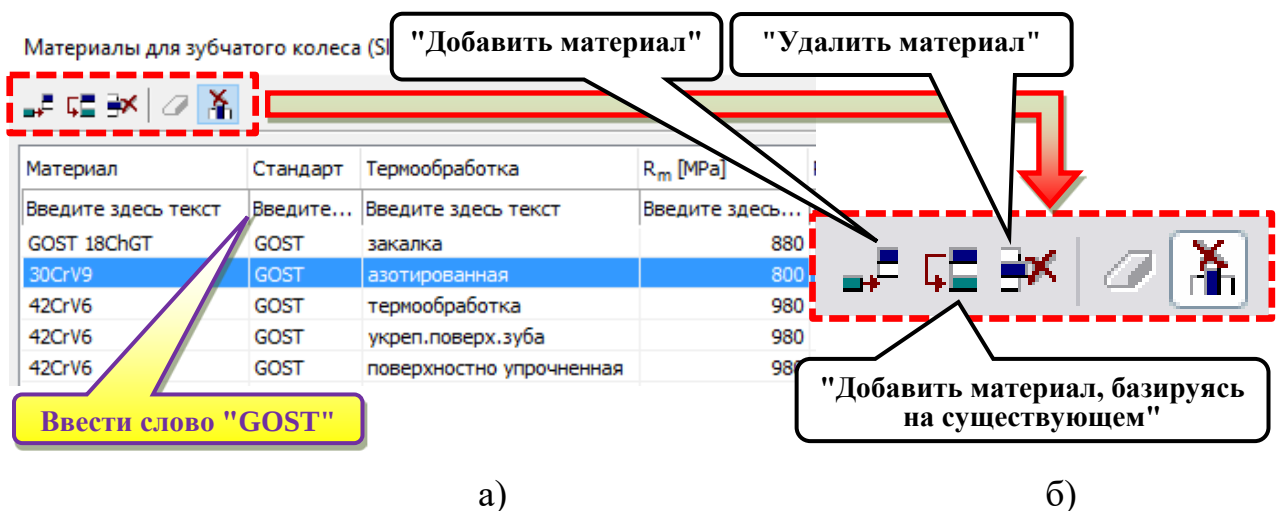


Рис. 5.5. База даних матеріалів генераторів зубчастих коліс: а) база даних матеріалів; б) кнопки редагування бази даних

При додаванні матеріалу можна натиснути першу  (рис. 5.5, б) або другу  кнопку. В першому випадку отримаємо новий пустий рядок в базі даних, в кожену колонку якої ми повинні занести дані, які повинні відповідати призначенню колонки. В другому випадку ми повинні вибрати рядок з даними про матеріал, характеристики якого найбільш близькі до того матеріалу, характеристики якого ми вводимо. Після цього натиснути кнопку  з

⁹ Під час введення тексту в віконечку редагування "Ввести здесь текст" слід враховувати регістр.

інструментальної панелі бази даних. Далі залишиться відредагувати відмінні характеристики матеріалу. Передостання кнопка  повертає базу даних до початкового стану (після натискання цієї кнопки система просить підтвердити відміну всіх змін). Остання кнопка  вмикає/вимикає показ додаткових колонок бази даних.

Після внесення змін, вибору матеріалу (клацанням мишкою у відповідному рядку бази даних) потрібно натиснути кнопку ОК в правому нижньому кутку.¹⁰

Кнопка "Коэффициенты" викликає діалогове вікно завдання поправкових коефіцієнтів (рис. 5.6). Їх значення приведені в додатку А. Частина полів коефіцієнтів для введення значень недоступна – система приймає їх значення відповідно до введених даних (ступені точності, ширини вінця, кута нахилу зубів, тощо). Значення коефіцієнтів поверхневого навантаження $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) визначається за кінематичною схемою. Для цього слід вибрати кінематичну схему, відповідну проектуваному механізму. Натисніть кнопку  (рис. 5.6) поруч з віконечками редагування коефіцієнта $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) для відкриття діалогового вікна "Кинематическая схема" (рис. 5.7). В ньому переміщенням повзунка вибрати відповідну кінематичну схему і ввести потрібні значення. За неактивного прапорця "Подобранные размеры" введіть значення вручну в полях редагування. Ліва колонка (з написом "Вал 1") показує значення для зубчастого колеса 1, а права (з написом "Вал 2") - для колеса 2. Зубчасте колесо 1 є ведучим, а зубчасте колесо 2 - веденим. Активними є тільки текстові поля, що відповідають обраній кінематичній схемі.

¹⁰Матеріалами бази даних за стандартами ГОСТ (GOST) потрібно користуватись обережно:
- в ній є матеріали, які не можна застосовувати для виготовлення коліс. Це такі матеріали як GOST S285, GOST S345, GOST S375 – сталі для будівельних конструкцій; GOST 10, GOST 15, GOST 35 (Ст. 10, Ст. 15, Ст. 35);
- інші сталі, позначення яких в колонці "Материал" починаються із аббревіатури GOST (наприклад, GOST 45, GOST 18ChGT) застосовувати можна. При цьому потрібно мати на увазі, що позначення GOST 45 відповідає позначенню "Сталь 45", а GOST 18ChGT – 18ХГТ;
- інші сталі, позначення яких в колонці "Материал" не починаються із аббревіатури GOST є позначеннями марок сталей за DIN, наприклад, 34CrNiMo6 (GS-34CrNiMo6) є найближчим аналогом сталей 38Х2Н2МА та 30ХНМЛ [12].

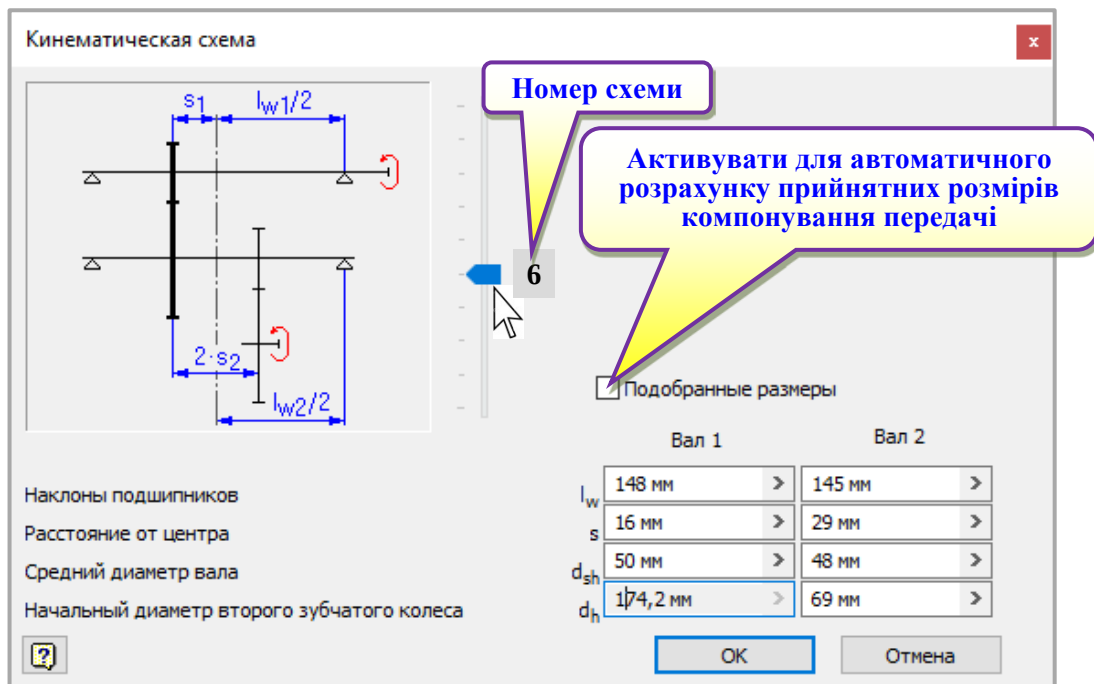


Рис. 5.7. Визначення коефіцієнтів поверхневого навантаження $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) за кінематичною схемою

Значення цих полів такі:

- "Наклоны подшипников"¹¹ l_w – відстань між підшипниками опор валів;
- "Расстояние от центра" s – відстань від середньої точки (по відношенню до опор) валу колеса (середини зубчастого вінця);
- "Средний диаметр вала" d_{sh} - середньоквадратичне значення діаметра валу між підшипниками.
- "Начальный диаметр второго зубчатого колеса" d_h – діаметр ділительного кола колеса другого зубчастого колеса на тому ж валу.

Після натиснення кнопок "ОК" в діалоговому вікні "Кинематическая схема", "ОК" в діалоговому вікні "Коэффициенты" і "Рассчитать" на вкладці "Расчет", система видасть результат. Якщо він є негативним саме через значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$, то можна повернутись назад і змінити параметри кінематичної схеми, підбравши їх значення для отримання прийнятних значень коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$.

Якщо активувати прапорець "Подобранные размеры", то після

¹¹ Ще один приклад неправильного перекладу, цього разу терміну "Pitch" – у техніці а) крок (заклепочного шва, гвинтової різі) ; модуль.

натиснення зазначеної послідовності кнопок система в процесі перерахунку сама розрахує прийнятні значення параметрів кінематичної схеми. Їх можна застосувати для коригування розмірів компонування відповідних ступенів редуктора.

Частина полів коефіцієнтів ("Коэффициент заточки зубьев Y_{sa} ", "Коэффициент изменения нагрузки Y_A ", "Коэффициент технологичности Y_T ", "Коэффициент размера Y_X ") при розгортанні випадного меню мають пункт "Коэффициенты ...". При клацанні на ньому з'являється діалогове вікно, в якому приводяться дані, що полегшують вибір значення коефіцієнта (рис. 5.6). Всі інші доступні поля вимагають введення значень вручну.

Згідно ДСТУ ISO 6336-1:2005 коефіцієнт Y_{sa} ("Коэффициент заточки зубьев Y_{sa} ") носить назву "Поправковий коефіцієнт напруження для зубців з піднутренням для шліфування". В стандарті сказано: "Піднутрення, таке як піднутрення для шліфування в перехідній кривій зубчастого колеса близько критичного перерізу, звичайно породжує рівень концентрації напруження, що перевищує напруження в перехідній кривій і таким чином поправковий коефіцієнт напружень відповідно більший. ... Глибокі піднутрення в перехідних кривих поверхнево-прогартованих сталевих зубчастих колесах серйозно зменшують міцність на згинання їх зубців."¹²

Згідно ДСТУ ISO 6336-1:2005 коефіцієнт Y_{sa} можна розрахувати за формулою:

$$Y_{sa} = \frac{1,3Y_{sa}}{1,3 - 0,6 \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}}, \quad \text{при } \sqrt{t_g/\rho_g} > 0.$$

де t_g – максимальна глибина канавки піднутрення; ρ_g – радіус канавки піднутрення. Звичайно глибина піднутрення виконується на величину припуску під шліфування або шевінгування [17]. Наприклад, для коліс діаметром до 100 мм і модуля $m = 3 \div 5$ мм припуск під шліфування складає $0,18 \div 0,25$ мм.

¹² Більш докладні відомості про піднутрення дивіться, наприклад, в [6, 17]

Відповідні розміри потуберанця черв'ячних фрез для отримання канавки піднутрення рекомендуються в межах $(0,3 \div 0,4) \cdot m$.

Відповідні вхідні параметри для розрахунку коефіцієнта Y_{sa} можна ввести у діалоговому вікні "Коеффициент заточки зубьев" (рис. 5.8).

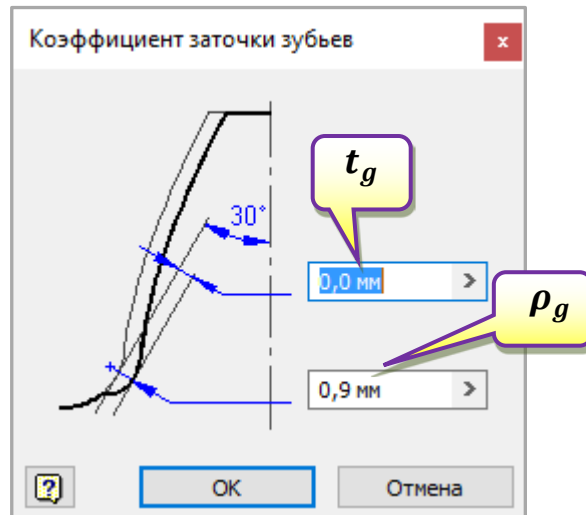


Рис. 5.8. Діалогове вікно завдання вхідних параметрів для визначення поправкового коефіцієнта напруження для зубців з піднутренням для шліфування

При встановленні галочки на кнопці-прапорці з написом параметра "Пользовательские коэффициенты" всі поля стають доступними для введення і ви можете ввести коефіцієнти у відповідності до даних, що приводяться в спеціальній літературі, або за результатами обробки експериментальних даних.

Тип розрахунку "Проверка расчета" можна використати для підбору деяких параметрів передачі, які не задовольняють після проектного розрахунку. Приймавши більшість параметрів, отриманих після проектного розрахунку, деякі можна змінювати і тут же виконати перевірочний розрахунок, щоб впевнитись, що міцнісні параметри передачі забезпечені. Наприклад, при завеликих діаметральних габаритах передачі можна зменшити модуль передачі, вибравши при цьому інший більш міцний матеріал з призначенням відповідної термообробки, або (чи одночасно) збільшити ширину вінця. Або зменшити кількість зубів, при необхідності змінивши коефіцієнти зміщення і т.п.

5.1.2.2. Підбір матеріалу передачі

Тип розрахунку "Подбор материала" (вибирається із списку "Тип расчета прочности") (рис. 5.9) використовується для розрахунку мінімальних

параметрів матеріалу, які відповідають умовам по міцності поточного розрахунку міцності. Після його вибору основні параметри в групі "Характеристики материалов" стають недоступними, крім модуля пружності, коефіцієнта Пуассона та термообробки.

Характеристики материалов

Зубчатое колесо 1 ☐ Пользовательский материал

Зубчатое колесо 2 ☐ Пользовательский материал

Предел усталости при изгибе	σ_{Flim}	231,4 МПа	242,7 МПа
Предел контактной усталости	σ_{Hlim}	1176,3 МПа	1129,5 МПа
Модуль упругости	E	206000 МПа	206000 МПа
Кoeffициент Пуассона	μ	0,300 бр	0,300 бр
Термообработка		4 бр	4 бр

Требуемый срок службы L_h 16000 ч

Кoeffициенты Точность

21:28:57 Модель: Зубчатое колесо 1: Кoeffициент смещения (x) меньше Кoeffициент смещения
 21:28:57 Модель: Количество зубьев пропорционально - снимки одних и тех же зубьев выполняю
 21:28:57 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Рассчитать

Тип расчета нагрузки

☒ Мощность, скорость --> момент
☐ Момент, скорость --> мощность
☐ Мощность, момент --> скорость

Тип расчета прочности

Подбор материала

Рис. 5.9. Фрагмент вкладки "Расчет" генератора цилиндричного зубчатого зацепления після вибору типу розрахунку міцності "Подбор материала"

Після введення всіх необхідних даних і натиснення кнопки "Рассчитать" генератор у списках "Предел усталости при изгибе σ_{Flim} " та "Предел контактной усталости σ_{Hlim} " виведе мінімальні значення цих параметрів, при яких міцність коліс забезпечена. За цими значеннями можна вибрати відповідний матеріал коліс.

5.1.2.3. Визначення геометричних розмірів передачі

За третім параметром із списку "Тип расчета прочности" (рис. 5.3) при заданих навантаженнях та частоті обертання, кута профілю, кута нахилу, вибраному матеріалі, заданих терміні служби, поправкових коефіцієнтах та

коефіцієнтах запасу міцності при контакті і згині, степені точності передачі, передатному відношенні, ККД (всі інші є недоступними для вибору та редагування) та методі розрахунку міцності, можна розрахувати геометричні розміри передачі та відповідні силові (нормальна, тангенціальна, радіальна та осьова сили в зачепленні) та міцнісні параметри (статичні та динамічні коефіцієнти запасу міцності при контакті і згині).

Після введення зазначених і всіх інших необхідних параметрів натискаємо кнопку "Рассчитать". У випадку успішного розрахунку у вікні над кнопкою "Рассчитать" буде виведено повідомлення синього кольору. Якщо результати розрахунку будуть незадовільні, про це буде виведено повідомлення червоного кольору, а в вертикальному вікні "Результати" праворуч від кнопки "Рассчитать" (область результатів), ті вихідні параметри, які є незадовільними, будуть виведені червоним кольором.

6.1.3. Відображення результатів

В області результатів відображаються вихідні параметри, що приведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1.

Вихідні параметри, що відображаються в області результатів діалогового вікна генератора

Назва показника за офіційною документацією ф-ми Autodesk	Назва показника за ДСТУ ІСО, ГОСТ 21354–87	Позначення
Вкладка "Модель"		
Передаточное отношение	Передатне відношення	i
Коэффициент перекрытия	Коефіцієнт перекриття	ε
Средний диаметр	Діаметр ділильного кола	d
Наружный диаметр	Зовнішній діаметр	d_a
Диаметр впадин	Діаметр впадин	d_f
Коэффициент ширины зубчатого венца	Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	b_r
Коэффициент смещения без уклона ¹³	Мінімальний коефіцієнт зміщення без загострення зуба	x_z
Коэффициент смещения без подрезания	Мінімальний коефіцієнт зміщення без підрізання зуба	x_p
Коэффициент смещения допустимого подрезания	Коефіцієнт зміщення допустимого підрізання	x_d
Вкладка "Расчет"		
Касательная сила/круговое усилие	Окружна сила	F_t

¹³ Невдалий переклад на російську мову останнього слова "tapering"

Продовження таблиці 5.1.

Назва показника за офіційною документацією ф-ми Autodesk	Назва показника за ДСТУ ІСО, ГОСТ 21354-87	Позначення
Радиальная сила	Радіальна сила	F_r
Осевая сила	Осьова сила	F_a
Нормальная сила	Нормальна сила	F_n
Окружная скорость	Окружна швидкість v	v
Резонансная скорость	Резонансна частота обертання	n_{E1}
Запас прочности по коррозии	Коефіцієнт безпеки від пітингу	S_H
Запас прочности по ломке зубьев	Коефіцієнт безпеки від злому зуба	S_F
Запас прочности при контакте	Коефіцієнт запасу міцності для попередження залишкових деформацій або крихкого руйнування поверхневого шару при максимальному навантаженні	S_{Hst}
Запас прочности при изгибе	Коефіцієнт запасу міцності для попередження залишкових деформацій, або крихкого зламу або первинних тріщин при максимальному навантаженні	S_{Fst}

5.1.4. Генерація моделі передачі та деякі рекомендації

Для попереднього перегляду розмірів передачі можна натиснути кнопку "Просмотр". На екран буде виведене вікно з розмірами передачі (рис. 5.2). Після успішного розрахунку можна вибрати у якому вигляді будуть вставлені у складальну модель результати: складальна модель зубчатої пари з моделями зубчатих коліс, чи тільки результати розрахунку у вигляді порожньої складальної моделі зубчатої пари (без зубчатих коліс). Для цього у списках "Зубчатое колесо 1" (рис. 5.1) та "Зубчатое колесо 2" можна вибрати одну із трьох опцій "Компонент", "Элемент" або "Нет модели".

При вибраній опції "Компонент" можна вибрати циліндричну грань (наприклад, циліндричну поверхню вала, або просто вісь) для суміщення з її віссю осі колеса (кнопка "Цилиндрическая грань"), площину або плоску грань (наприклад, торець вала), на якій буде розташовано початкову площину колеса (кнопка "Начальная плоскость"). Якщо їх не вибрати, система розмістить зубчасту пару там, де в даний момент зупинився вказівник миші, її торці будуть паралельні площині ХУ. Пара не буде зафіксована відносно геометрії збірки.

Після іменування файлів пари (див. розділ 2.1) та натиснення кнопки ОК буде створено пару, загальний вигляд якої показано на рис. 5.10.

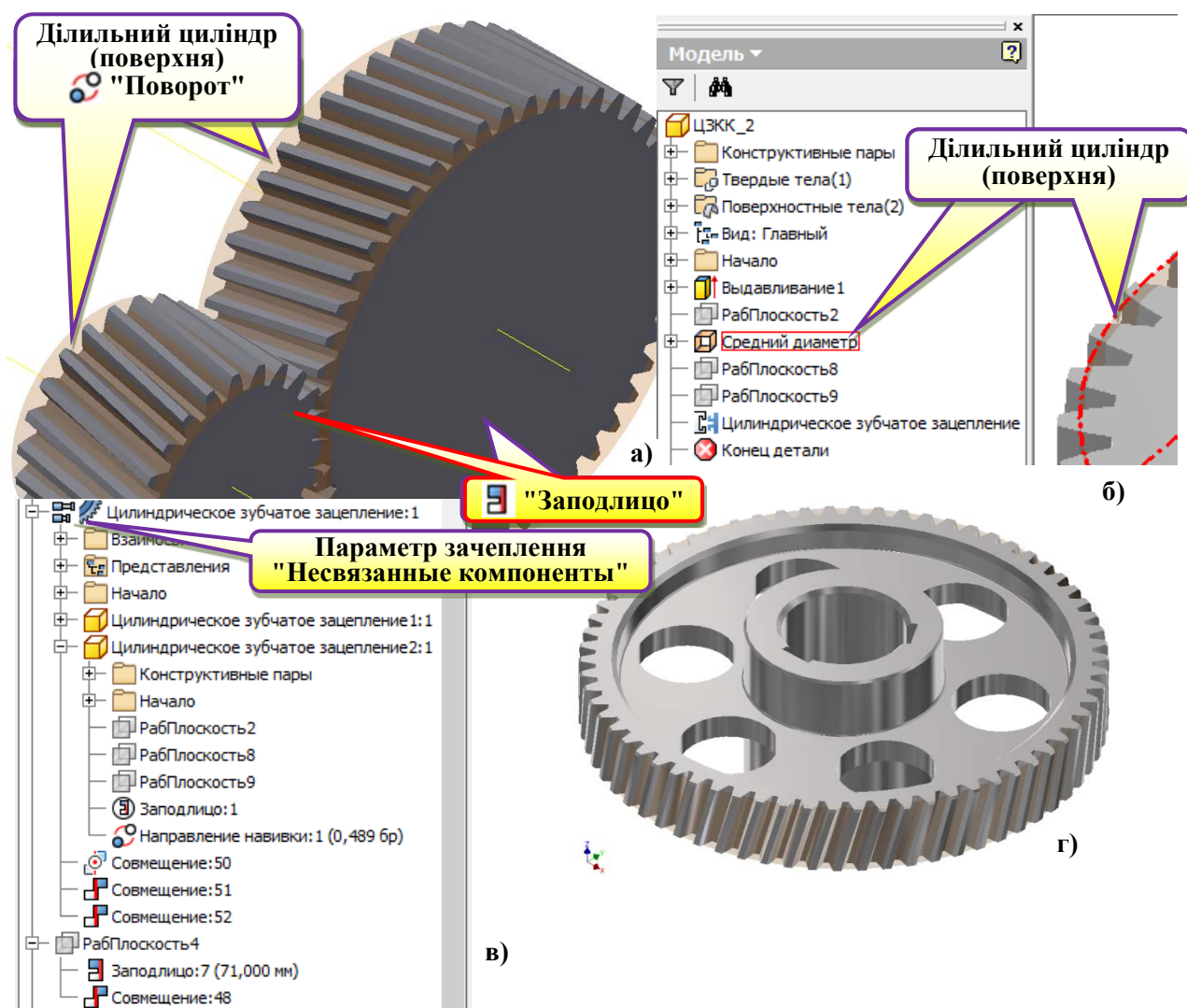


Рис. 5.10. Модель циліндричної зубчастої пари, створеної генератором: а) моделі зубчастих вінців в зачепленні; б) модель зубчастого колеса з добавленими до моделі вінця елементами; в) браузер моделі зубчастого колеса

Генератор створює тільки вінець циліндричної зубчастої передачі (рис. 5.10, а). В моделі кожного із зубчастих вінців присутній ділильний циліндр у вигляді поверхні¹⁴ (див. також рис. 5.10, б), який система робить невидимим. У файлі збірки зачеплення (в даному випадку у файлі "ЦЗКК.iam") на зубчасту пару накладені два конструктивних зв'язки збірки - "Заподлицо" та "Поворот" (рис. 5.10, в). При виділенні в браузері компонента-зубчастої пари в контекстному меню можна активувати параметр "Несвязанные компоненты". Після цього колеса будуть обертатись мишкою або (після накладення на ведуче колесо конструктивного зв'язку "Угол") за допомогою команди "Привод".

¹⁴ Цю поверхню можна застосувати для відображення умовного зображення ділильних діаметрів коліс в збірці та в їх робочих кресленнях.

До кожної з деталей можна додати необхідні елементи – маточини, отвори, тощо (рис. 5.10, г). При необхідності відредагувати вхідні дані і оновити модель, потрібно в складальній моделі вузла (або у браузері) виділити складальну модель зубчатої пари і із контекстного меню вибрати команду  "Редактировать с помощью Мастера проектирования". Після оновлення всі власноруч добавлені елементи зберігаються.

За необхідності створення моделі валу-шестерні за допомогою генераторів, можна виконати таку послідовність дій:

- за допомогою генератора циліндричного зубчастого зачеплення виконати розрахунок зубчатої пари без генерації моделей;
- за допомогою генератора "Вал" (див. далі розділ 7.1) створити модель валу з ділянкою для розміщення зубчастого вінця (рис. 5.11, а). Діаметр і довжина ділянки валу повинна за розмірами відповідати зовнішньому діаметру і ширині вінця першого зубчастого колеса пари;

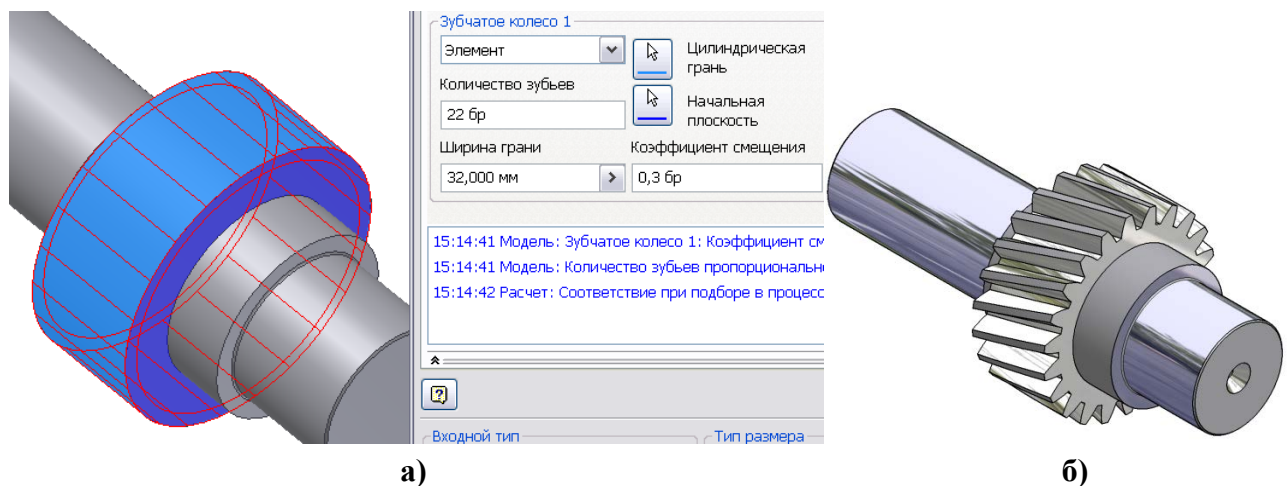


Рис. 5.11. Формування зубчатого вінця валу-шестерні за допомогою генератора "Цилиндрическое зубчатое зацепление": а) модель валу та визначення циліндричної грані та початкової площини; б) сформована вал-шестерня

- виділити у браузері компонент генератора "Цилиндрическое зубчатое зацепление" і із контекстного меню вибрати команду  "Редактировать с помощью мастера проектирования";

- із списку "Зубчатое колесо 1" діалогового вікна "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления" (рис. 5.1) вибрати "Элемент". В якості циліндричної грані вибрати циліндричну грань валу (рис. 5.11, а), призначену

для розміщення зубчастого вінця, а в якості початкової площини вибрати один із торців цієї ділянки. За необхідності скористатись кнопкою  (рис. 5.1) для зміни напрямку лінії зуба;

- із списку "Зубчатое колесо 2" діалогового вікна "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления" (рис. 5.1) вибрати "Компонент". Розмістити його на потрібній ділянці веденого валу (або просто на осі) і натиснути кнопку "ОК".

Генератор створить на вибраній ділянці ведучого валу зубчастий вінець (рис. 5.11, б) і ведене зубчасте колесо пари. Вал, звичайно, за необхідності може бути створений в ручному режимі.

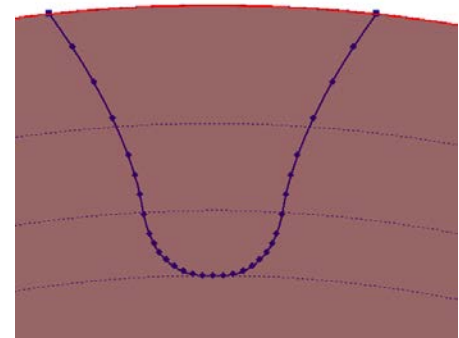
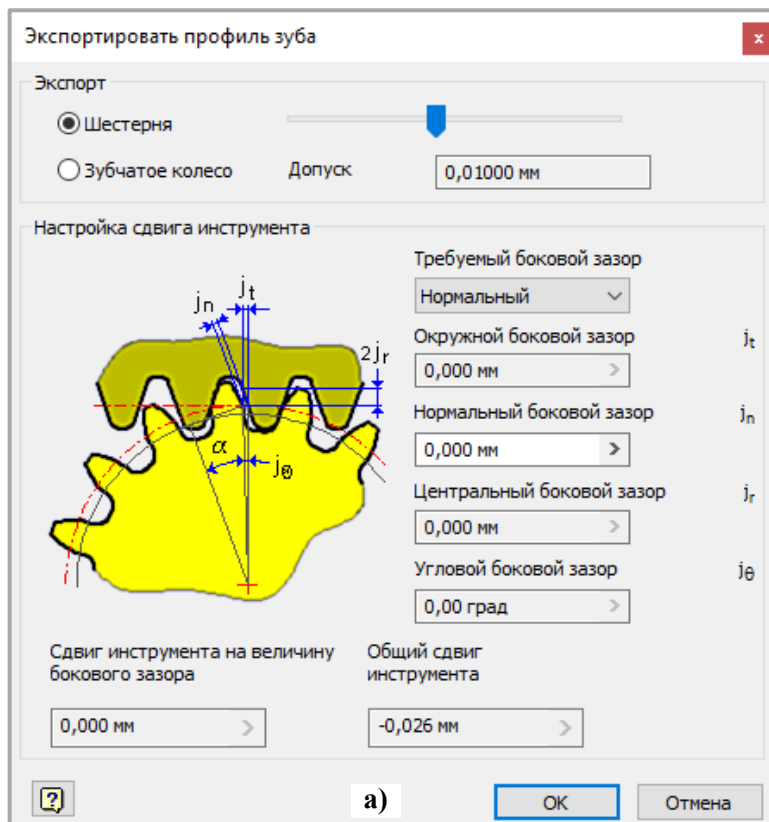
На кінець потрібно зауважити, що якщо заготовка валу-шестерні сформована за допомогою генератора валів, то для виклику генератора "Цилиндрическое зубчатое зацепление" для редагування параметрів зубчастого вінця валу-шестерні в складальній моделі вузла потрібно вибирати друге зубчасте колесо і із контекстного меню викликати команду  "Редактировать с помощью Мастера проектирования". Інакше буде викликаний генератор валів.

За необхідності можна експортувати профіль зуба на торець циліндричної заготовки з діаметром, що відповідає зовнішньому діаметру одного із зубчастих коліс пари. Для цього потрібно виділити циліндричну зубчасту пару в браузері або у графічному вікні і із контекстного меню (під командою  "Редактировать с помощью Мастера проектирования") вибрати команду "Экспортировать профиль зуба". З'явиться діалогове вікно однойменне діалогове вікно (рис. 5.12, а).

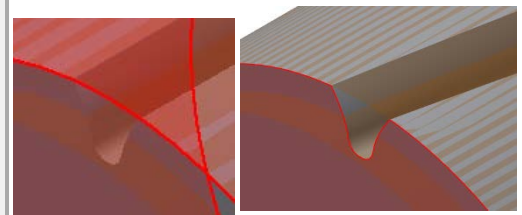
У діалоговому вікні присутні такі параметри¹⁵:

- "Допуск" – відхилення профілю зуба від точного аналітичного профілю. Зазначений допуск істотно впливає на те, яка кількість точок сплайну створюється. Величина вибирається повзунком, що знаходиться над віконцем "Допуск".

¹⁵ Нагадуємо, що при описі діалогових вікон та параметрів, у даному учбовому посібнику поясненню підлягають явно незрозумілі елементи.



б)



в)

Рис. 5.12. Экспорт профілю зуба, розрахованого генератором зубчастої циліндричної передачі: а) діалогове вікно "Экспортировать профиль зуба"; б) профіль зуба на торці заготовки; в) впадины зубів прямозубого та косозубого колеса, створені на основі експортованого профілю

- В групі параметрів "Настройка сдвига инструмента" вибором потрібного параметру можна скорегувати загальний зсув інструменту щодо зсуву інструменту, зазначеного в генераторі циліндричного зубчастого зачеплення (корекція зубів). Бічний зазор, зазначений для даного зубчастого колеса, змінює загальний зсув інструменту, який необхідний для досягнення потрібної геометрії зубчастого колеса. В списку "Требуемый боковой зазор" можна вибрати один із параметрів, при цьому активується відповідне поле для введення значення бічного зазору:

- "Круговой" – окружний бічний зазор зубчастої передачі j_t . Довжина дуги концентричного кола зубчастого колеса передачі, що стягує її кутовий бічний зазор (рис. Б.1) (ГОСТ 16531-83, DIN 3967-1978, ISO 1122-1: 1998).
- "Нормальный" - нормальний бічний зазор евольвентної циліндричної зубчастої передачі j_n . Бічний зазор зубчастої передачі при

лінійному контакті зубів сполучених зубчастих коліс, який визначається в евольвентної передачі по нормалі до загальних ліній контакту зубів (рис. Б.1) (ГОСТ 16531-83, DIN 3967-1978, ISO 1122-1: 1998).

- "Центральный" – бічний зазор зубчастої передачі в радіальному напрямку j_r . Половина відстані між точками перетину неробочих профілів лінією, що проходить через центри ділительних кіл (рис. Б.1) (DIN 3967-1978, ISO 1122-1: 1998). Цей показник не використовується за стандартами ГОСТ.

- "Угловой" - кутовий бічний зазор зубчастої передачі j_φ . Кут вільного повороту одного з зубчастих коліс передачі при нерухомому парному зубчастому колесі, який визначається боковим зазором цієї передачі (рис. Б.1) (ГОСТ 16531 83, DIN 3967-1978, ISO 1122-1: 1998).

- "Сдвиг инструмента на величину бокового зазора" – зміщення інструменту для бічного зазору розраховується як результат центрального бічного зазору. Потрібний бічний зазор досягається за рахунок коригування зміщення інструменту.

- "Общий сдвиг инструмента" - представляє загальне зміщення інструменту з нормального положення, що об'єднує номінальне зміщення інструменту в результаті розрахунку набору зубчастих коліс (коригування зубів), а також зміщення інструменту для забезпечення бічного зазору. Визначається точне положення інструменту при виготовленні зубчастого колеса.

5.2. Генератор компонентів конічної зубчастої передачі

Діалогове вікно "Генератор компонентов конического зубчатого колеса" (рис. 5.13) в більшості елементів подібне до діалогового вікна генератора циліндричного зубчастого зачеплення. В групі параметрів "Общее" відсутній список "Выбор модели", а в групах "Зубчатое колесо 1" та "Зубчатое колесо 2" додатково є параметр "Тангенциальное смещение" для обох коліс пари. Крім того, відрізняється взаємне розташування базових поверхонь, відносно яких буде встановлена генерована модель.

5.2.1. Генерація моделі передачі

В списку "Выбор коэффициента смещения" доступні такі параметри:

- "Пользовательский". Значення зміщень x_1 , x_2 вводяться користувачем (рекомендації з вибору сумарного коефіцієнта зміщення та його розподілу див. [2].
- "Согласно DIN". Розподіл загального коефіцієнта зміщення через передатне відношення: $x = (14 - z_{v n1})/17$.
- "Согласно Merrit". Коефіцієнт зміщення обчислюється за виразом $x = 0.02(30 - z_{v n1})$ запропонованим у [13].
- "Комплексный подход". Коефіцієнти зміщення обчислюються за виразами $x_1 = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\cos^3(\beta_m) / z_1}$; $x_{\tau 1} = a + b(u - 2,5)$.
- "С помощью расч. проскальзывания". Розподіл загального коефіцієнта зміщення з компенсацією відносного проковзування.

Практично для конічних зубчастих зачеплень застосовують висотну корекцію в поєднанні з тангенціальною. Для підвищення зносостійкості і опору зубів заїдання за допомогою висотної корекції вирівнюють питомі ковзання зубів шестерні і колеса, а за допомогою тангенціальної корекції вирівнюють міцність зубів шестерні колеса. На цьому заснована система корекції [2, 19] конічних передач з прямими, тангенціальними і круговими зубами. Рекомендований коефіцієнт радіального зміщення у шестерні:

$$x_1 = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\frac{\cos^2(\beta_m)}{z_1}}.^{16}$$

Коефіцієнт тангенціального зміщення у шестерні при $u > 2,5$.

$$x_{\tau 1} = a + b(u - 2,5).^{16}$$

де при $\beta_m = 0 \dots 15^\circ$ $a = 0,03, b = 0,008$; при $\beta_m = 15 \dots 29^\circ$ $a = 0,07, b = 0,010$; при $\beta_m = 20 \dots 40^\circ$ $a = 0,11, b = 0,010$.

¹⁶ Блокнот інженера пропонує аналогічні формули за параметром "Комплексный подход" у списку "Выбор коэффициента смещения". Тільки в блокноті інженера показник степені при $\cos()$ дорівнює 3.

Для попереднього перегляду розмірів передачі можна натиснути кнопку "Просмотр". На екран буде виведено вікно з розмірами передачі (рис. 5.14). Після успішного розрахунку у перших списках груп параметрів "Зубчатое колесо 1" та "Зубчатое колесо 2" (рис. 5.13) можна вибрати у якому вигляді будуть вставлені у складальну модель результати: складальна модель зубчатої пари з моделями зубчатих коліс, одне колесо чи тільки результати розрахунку у вигляді порожньої складальної моделі зубчатої пари (без моделей зубчатих вінців коліс). Для цього у верхніх списках груп параметрів "Зубчатое колесо 1" та "Зубчатое колесо 2" можна вибрати один із двох параметрів "Компонент" або "Нет модели".

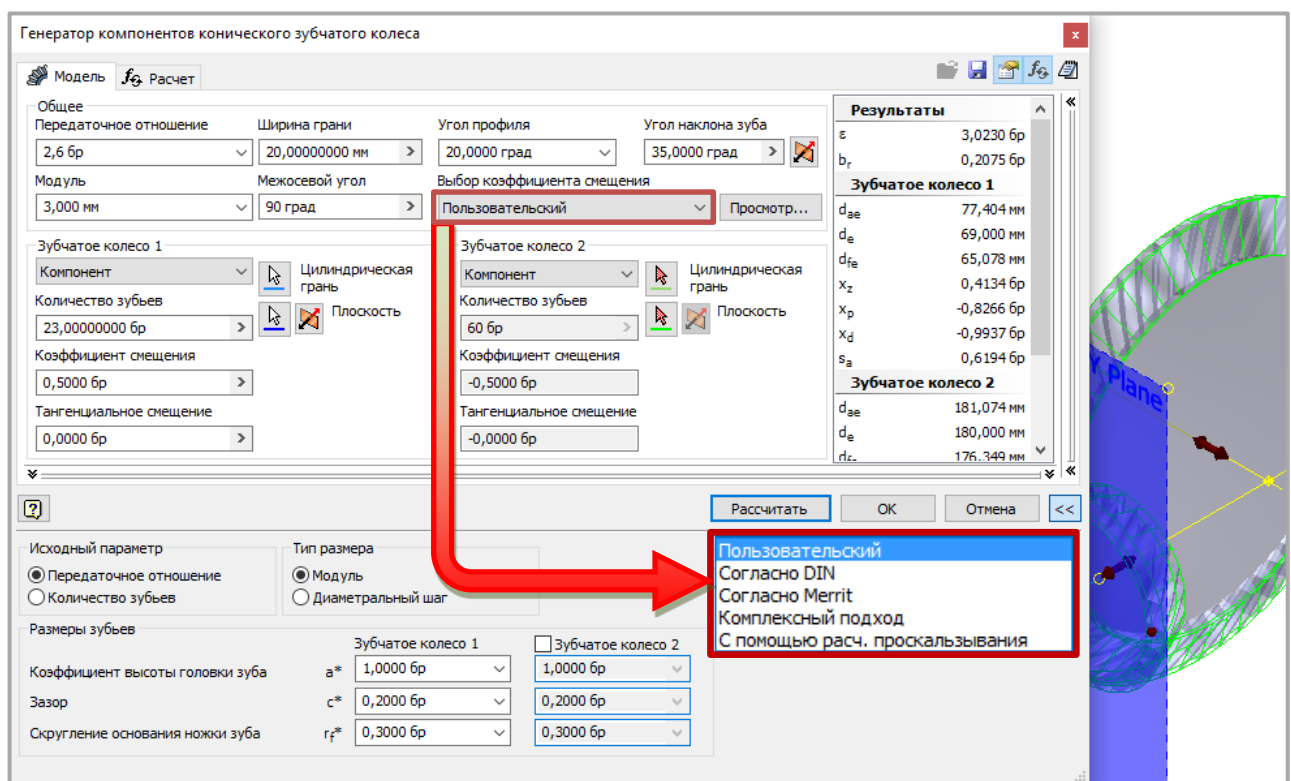


Рис. 5.13. Діалогове вікно "Генератор компонентів конічного зубчатого колеса", вкладка "Модель"

При вставці моделі конічної зубчастої пари в складальну модель самим простим і надійним способом є за допомогою кнопок  "Цилиндрическая грань" (рис. 5.13) вибрати циліндричні грані валів (рис. 5.15), на яких будуть базуватись колеса пари (або ж просто осі), і площину (плоску грань) при активній кнопці  "Плоскость" в групі "Зубчатое колесо 1" або "Зубчатое колесо 2". При цьому генератор накладає на осі вибраних циліндричних

поверхонь (або на осі) і осі коліс конструктивні зв'язки збірки "Совмещение". На вибрані плоскі грані (або площини) і площину ХУ конічного колеса (в якій лежить вершина ділильного конуса і яку система іменує "Тор Plane") накладає конструктивні зв'язки збірки "Угол". Останній зв'язок не заважає колесам обертатись.

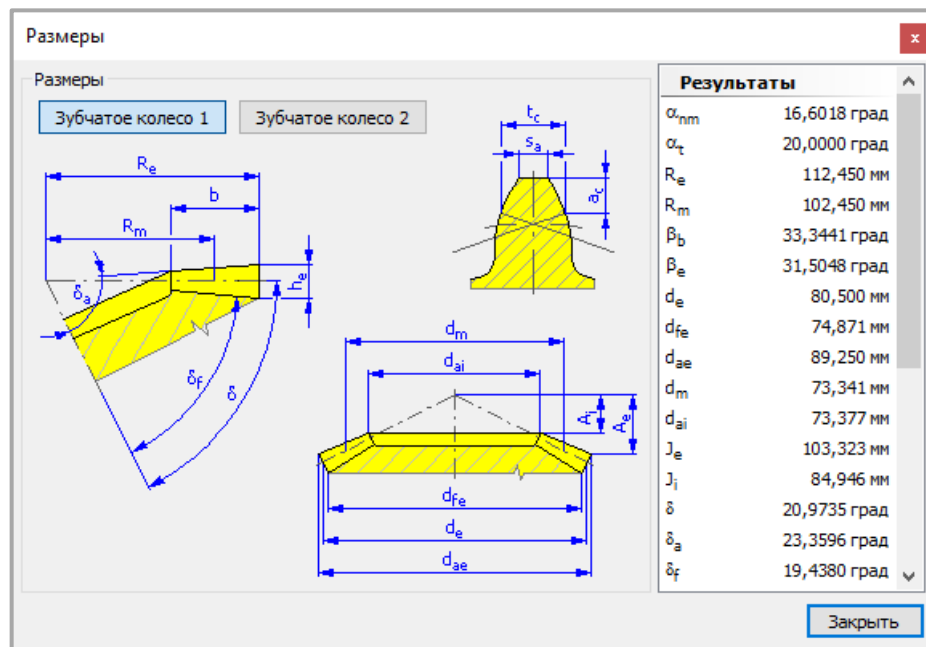


Рис. 5.14. Попередній перегляд розмірів передачі

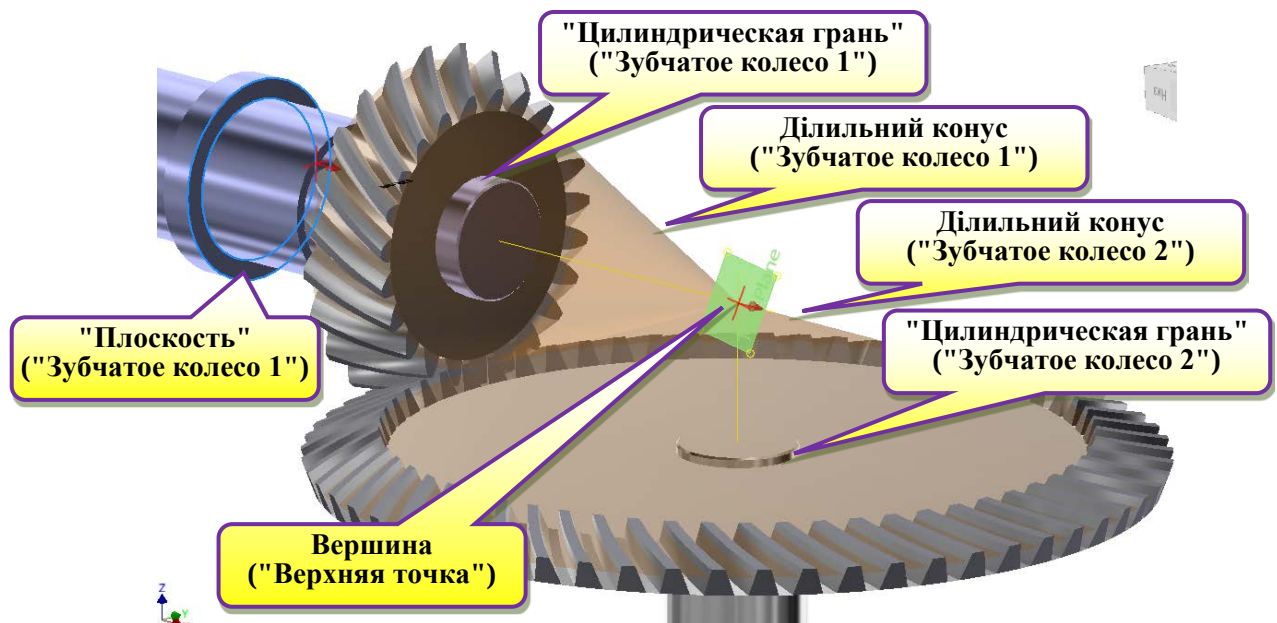


Рис. 5.15. Загальний вигляд моделі конічної зубчастої передачі з круговими зубами

Якщо для одного із коліс при вставці моделі не вказати ні одного із елементів ("Плоскость" і "Цилиндрическая грань"), то опісля зубчата пара буде повертатись навколо вибраної осі і переміщуватись вздовж неї.

Накладенням вручну потрібних конструктивних зв'язків можна виставити пару в потрібному положенні.

При виготовленні заготовок і коліс використовують базову відстань A (рис. 5.16) і розміри B до вершини конуса і C - до базової площини. Крім того, ГОСТ 2.405-75 рекомендує в якості обов'язкових, проставляти розміри, що представлені на рис. 5.16 без значень.

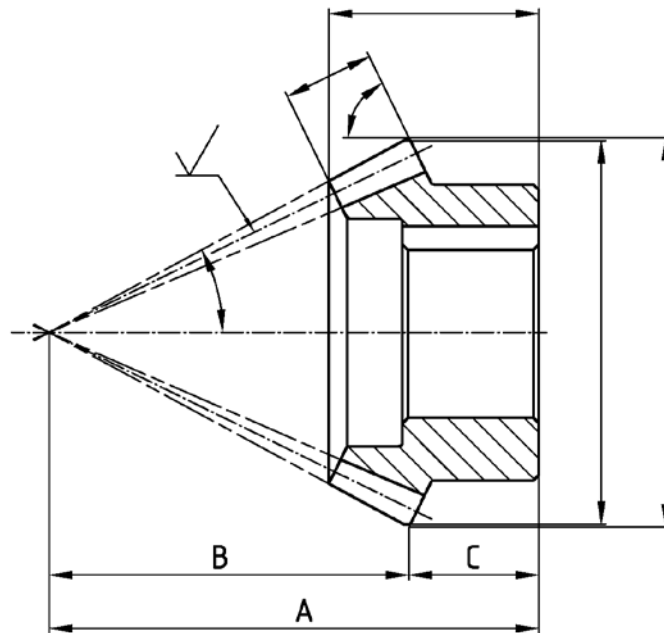


Рис. 5.16. Основні розміри конічного зубчастого колеса згідно ГОСТ 2.405-75

Величина B^{17} розраховується і представляється у звіті та у діалоговому вікні "Генератор компонентів конического зубчатого колеса" у результатах вкладки "Модель" з позначенням J_e (з позначенням A_e на рисунку у вікні попереднього перегляду (рис. 5.14)). Відстань C від базової площини до площини зовнішнього кола вершин зубів є величиною конструктивною. Тому на доопрацюванні моделі вінця конічного колеса до моделі колеса зупинимось докладніше. Одним із шляхів доопрацювання є створення площини на базовій відстані A від вершини ділильного конуса. Зі сторони базового торця модель зубчастого вінця закінчується плоскою гранню з ребром – концентричним колом з зовнішнім діаметром впадин d_{fe} (рис. 5.14). Таким чином у впадинах на зовнішньому торці в наявності є гостра кромка. Для отримання зі сторони

¹⁷ Відстань від вершини до площини зовнішнього кола вершин зубів (згідно ГОСТ 19325-73).

базового торця форми колеса, як це показано на рис. 5.16, потрібно виконати такі дії:

- На плоскій грані зі сторони базового торця створити ескіз (рис. 5.17). Контур в ескізі можна створити за допомогою команди "Проецирование геометрии" і спроектувати на площину ескізу кругове ребро з діаметром впадин d_{fe} (в даному випадку $d_{fe} = 74,871$ мм).

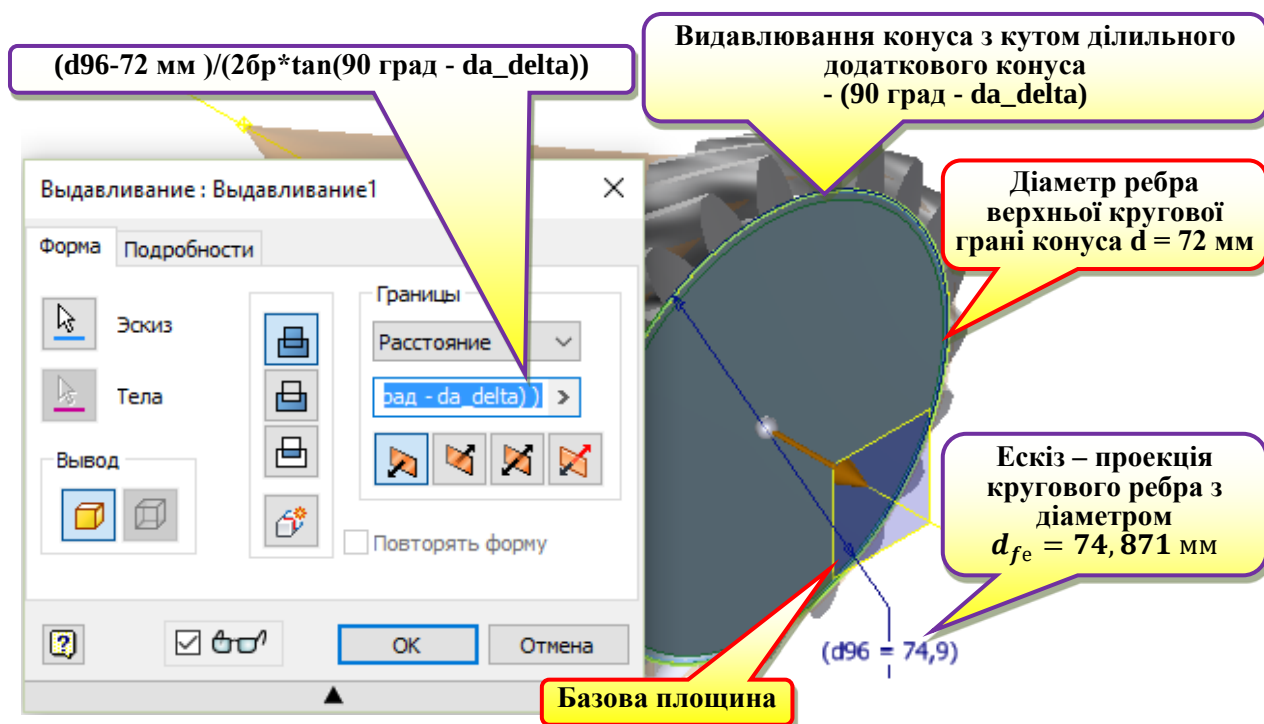


Рис. 5.17. Доопрацювання моделі кінцевого колеса

- Виконати видавлювання на висоту $h = (d96 - 72 \text{ мм}) / (2b_p * \tan(90 \text{ град} - da\_delta))$ з кутом ділільного додаткового конуса $\delta_d = -(90 \text{ град} - da\_delta)$, що дозволяє отримати діаметр ребра верхньої кругової грані конуса $d = 72$ мм і, відповідно, діаметр наступної циліндричної ділянки. Тут $d96 = d_{fe}$, da_delta – ім'я змінної для половини кута ділільного конуса.
- Створити ескіз на отриманій плоскій торцевій грані конуса, спроектувати його кругове ребро.
- Видавити отриманий контур до площини на базовій відстані A від вершини ділільного конуса.

Таким же чином можна доопрацювати модель колеса зі сторони внутрішнього торця зубчастого вінця, додати потрібні елементи і отримати форму колеса, наприклад, таку, що представлена на рис. 5.16.

5.2.2. Розрахунок конічної зубчастої передачі

Для початку потрібно визначитись зі стандартом, згідно з яким буде провадитись розрахунок, і типом розрахунку, який ми будемо провадити. Для цього на вкладці "Расчет" діалогового вікна "Генератор компонент конического зубчатого колеса" (рис. 5.18) із списку "Метод расчета прочности" виберемо "ISO 6336-1996"¹⁸, а із списку "Тип расчета прочности" виберемо один із потрібних типів розрахунку:

- "Проверка расчета";
- "Подбор материала";
- "Подбор геометрии".

В цілому вкладка "Расчет" діалогового вікна "Генератор компонент конического зубчатого колеса" майже повністю аналогічна відповідній вкладці генератора циліндричного зубчастого зачеплення. Як зазначалось, список "Метод расчета прочности" і діалогове вікно "Коэффициенты" (рис. 5.19) за складом параметрів відповідають типу передачі. В діалоговому вікні "Коэффициенты" конічної передачі в групі "Коэффициенты контактного напряжения" відсутній "Коэффициент механического уплотнения" Z_w і присутній (також і в групі "Коэффициенты напряжения изгиба") "Коэффициент конусности" Z_k (Y_k). При виборі коефіцієнта поверхневого навантаження $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$)¹⁹ немає кнопки виклику діалогового вікна "Кинематика", хоча стандарт ДСТУ ISO 10300-1:2006 (відповідно і ISO 10300-1:2006) при визначенні значення цього коефіцієнта враховує розташування коліс відносно опор.

Коефіцієнт Z_k - емпіричний коефіцієнт, який враховує різницю між навантаженням конічних і циліндричних передач. За відсутності більш

¹⁸ Тут повинно стояти ISO 10300:2001.

¹⁹ За ДСТУ ISO 10300-1:2006 $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ мають назву "Коефіцієнти розподілу навантаження за довжиною контактних ліній".

докладних відмостей $Z_k = 0.8$.

"Коэффициент конусности" Y_k (коefficient конічної передачі згідно ДСТУ ISO 10300-1:2006), який враховує різницю конічними і циліндричними передачами, а саме, що проектувана довжина середньої лінії контакту l'_{bm}

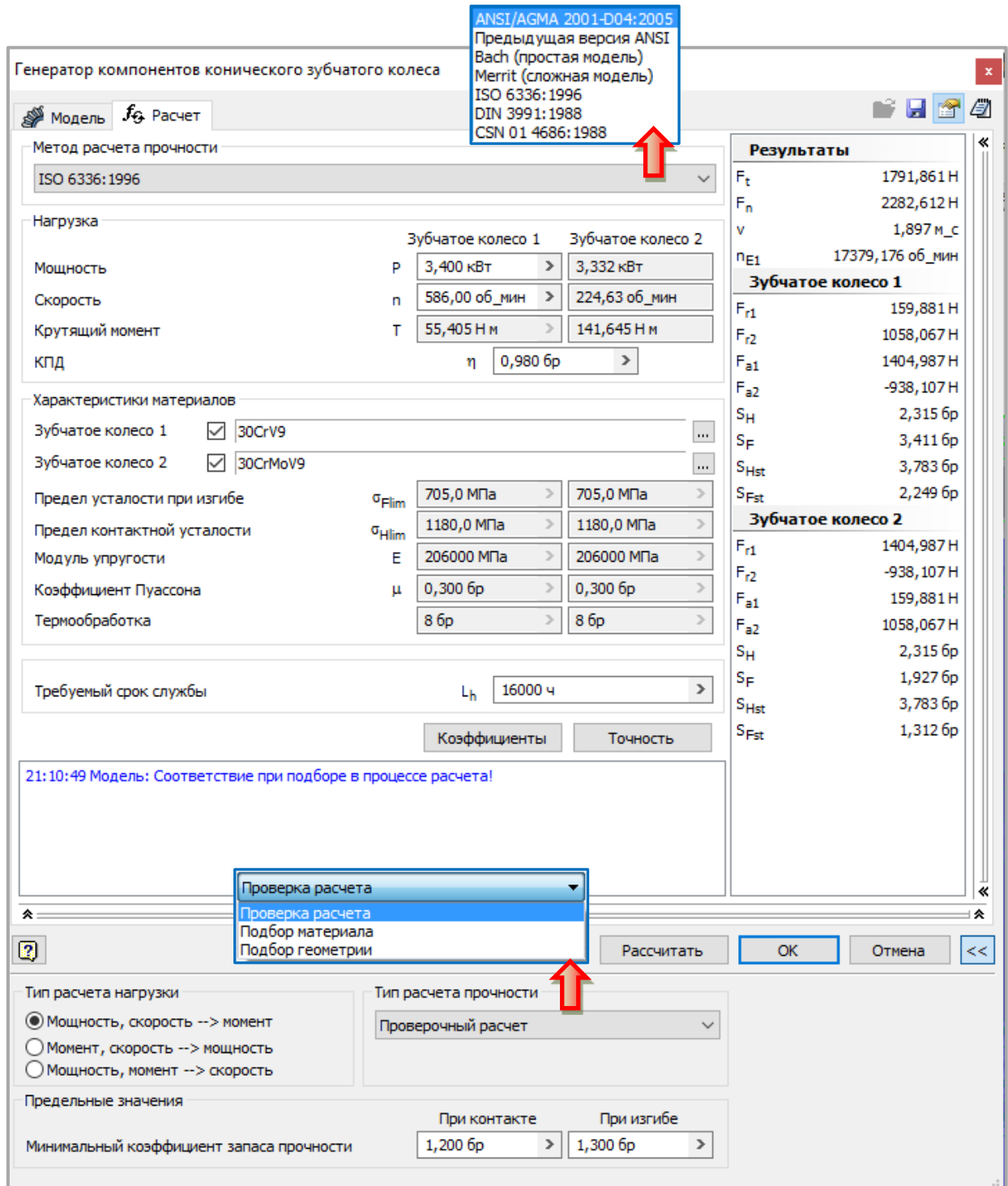


Рис. 5.18. Диалогове вікно "Генератор компонентов конического зубчатого колеса", вкладка "Расчет"

менша ніж у циліндричної передачі через нахил лінії контакту. Розраховується за формулою [30]:

$$Y_k = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{l'_{bm}}{b} \right)^2 \frac{b}{l'_{bm}},$$

де b – ширина зубчастого вінця; l'_{bm} - що проєктована довжина середньої лінії контакту.

Кoeffициенты

Кoeffициенты динамической нагрузки

	При контакте	При изгибе
Кoeffициент внешней динамической нагрузки	K_A 1,200 бр	
Динамический кoeffициент	K_{Hv} 1,094 бр	1,094 бр
Кoeff.поверхностной нагрузки	$K_{H\beta}$ 1,451 бр	1,341 бр
Кoeffициент поперечной нагрузки	$K_{H\alpha}$ 1,474 бр	1,474 бр
Единовременный кoeffициент перегрузки	K_{AS} 1,800 бр	

Кoeffициенты контактного напряжения

	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Фактор области	Z_H 2,280 бр	
Кoeffициент перекрытия	Z_ε 0,658 бр	
Кoeffициент контакта двух зубьев	Z_B 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент долговечности	Z_N 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент смазки	Z_L 0,965 бр	
Кoeffициент шероховатости	Z_R 1,000 бр	
Кoeffициент усиления по скорости	Z_v 0,961 бр	
Кoeffициент угла наклона зуба	Z_β 0,905 бр	
Кoeffициент размера	Z_X 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент конусности	Z_k 0,850 бр	

Кoeffициент напряжения изгиба

Кoeffициент формы	Y_{Fa} 3,272 бр	6,762 бр
Поправ.коэф.напряжения	Y_{Sa} 1,722 бр	1,428 бр
Кoeffициент заточки зубьев	Y_{Sag} 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент угла наклона зуба	Y_β 0,750 бр	
Кoeffициент перекрытия	Y_ε 0,625 бр	
Кoeffициент изменения нагрузки	Y_A 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент технологичности	Y_T 1,000 бр	1,000 бр
Кoeffициент долговечности	Y_N 1,000 бр	1,000 бр
Кoeff. чувств. к врезанию	Y_δ 1,348 бр	1,305 бр
Кoeffициент размера	Y_X 1,000 бр	1,000 бр
Фактор поверхности впадин	Y_R 1,000 бр	
Кoeffициент конусности	Y_k 1,000 бр	

☐ Пользовательские кoeffициенты

Результаты

Z_E 189,812 бр

Зубчатое колесо 1

S_H 2,315 бр
 S_F 3,411 бр
 S_{Hst} 3,783 бр
 S_{Fst} 2,249 бр

Зубчатое колесо 2

S_H 2,315 бр
 S_F 1,927 бр
 S_{Hst} 3,783 бр
 S_{Fst} 1,312 бр

ОК Отмена

Рис. 5.19. Діалогове вікно "Кoeffициенты" генератора компонентів конічного зубчастого колеса

l'_{bm} розраховується за формулою ((A.44) в [30]:

$$l'_{bm} = l_{bm} \cdot \cos(\beta_{vb}),$$

l_{bm} - довжина середньої лінії контакту; β_{vb} - кут нахилу лінії зуба на основному колі еквівалентної циліндричної передачі.

l_{bm} розраховується за формулою ((A.42) в [30]:

$$l_{bm} = \frac{b\varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta_{vb})} \sqrt{\varepsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \varepsilon_{v\alpha})(1 - \varepsilon_{v\beta})]^2},^{20}$$

де $\varepsilon_{v\alpha}$, $\varepsilon_{v\beta}$ – коефіцієнти торцевого та осьового перекриття еквівалентної циліндричної передачі; $\varepsilon_{v\gamma}$ – модифікований коефіцієнт перекриття еквівалентної циліндричної передачі.

Проектні розрахунки (визначення геометричних розмірів передачі), підбір матеріалів коліс передачі та її перевірочний розрахунок виконуються аналогічно циліндричній зубчастій передачі (див. розділ 5.1.2). Приклад звіту розрахунку конічної передачі першого ступеня редуктора приводу транспортера (розділ 2.2) наведено у додатку Г.

5.3. Генератор компонентів черв'ячної передачі

"Генератор компонентів черв'ячної передачі" створює моделі та виконує проектувальні розрахунки (визначення розмірів та підбір матеріалу) і розрахунок навантажувальної здатності циліндричної черв'ячної передачі у відповідності зі стандартами CSN²¹ і ANSI. Черв'ячна передача в майстрі проектування Autodesk Inventor може мати два типи зацеплення:

- "Обычное зацепление ZN"²². В діалоговому вікні генератора черв'ячної передачі (рис. 5.20) цей тип зацеплення можна вибрати, активувавши кнопку "Общее" в групі параметрів "Тип зацепления". За ГОСТ 18498-89 черв'як цього типу передачі називається конволютним черв'яком ZN.

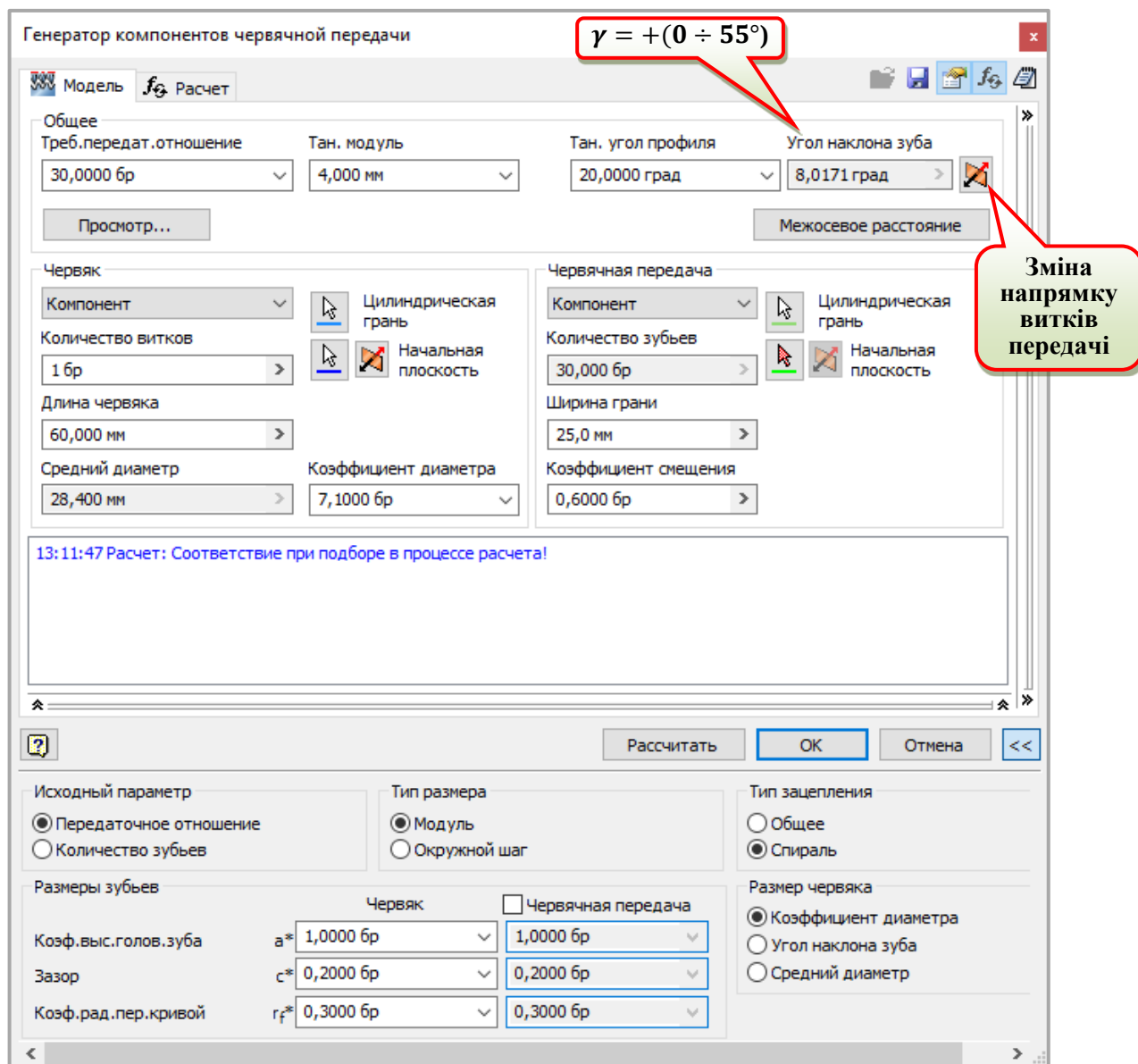
- "Винтовое зубчатое зацепление ZA"²¹. В діалоговому вікні генератора черв'ячної передачі цей тип зацеплення можна вибрати, активувавши кнопку

²⁰ Докладніше дивіться в ДСТУ ISO 10300-1:2006.

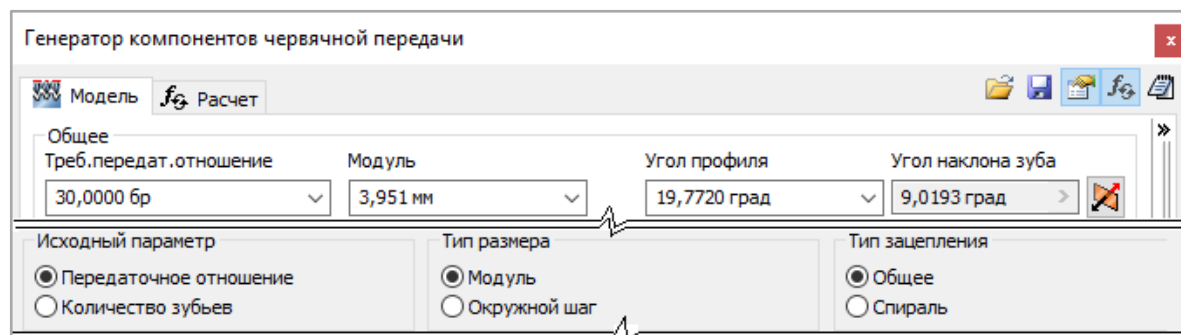
²¹ Стандарти Чеської республіки гармонізовані зі стандартами ISO.

²² Така назва зацеплення дана в "Блокнот інженера→ Генераторы и калькуляторы передаточных механизмов→ Генератор червячной передачи→ Базовый геометрический расчет" довідкової системи Autodesk Inventor.

"Спираль" в групі параметрів "Тип зацеплення". За ГОСТ 18498-89 черв'як цього типу передачі називається Архімедовим черв'яком ZA.



а)



б)

Рис. 5.20. Діалогове вікно генератора компонентів черв'ячної передачі, вкладка "Модель": а) вибір Архімедового черв'яка ZA ("Спираль"); б) вибір конволютного черв'яка ZN ("Общее")

Генератор розраховує міжосьову відстань або розраховує передатне відношення, що дозволяє розраховувати коефіцієнт зміщення черв'ячної передачі. Генератор підбирає основні розміри для виготовлення та перевірки, розраховує розміри і сили навантаження, визначає мінімальні вимоги до матеріалів виготовлення черв'ячної передачі і черв'яка, а також виконує перевірку міцності. Формули розрахунку для проектування черв'ячної передачі приведені в блокноті інженера.

5.3.1. Вкладка "Модель"

Діалогове вікно "Генератор компонентов червячной передачи" на вкладці "Модель" включає в себе такі елементи.

В групі параметрів "Общее":

- "Треб. передат. отношение" – список значень стандартних рекомендованих передатних відношень пари. ГОСТ 2144-76 встановлює наступні значення передатних відношень черв'ячних редукторів:

- ряд 1-й: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;
- ряд 2-й: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

- "Тан.модуль" (для Архімедового черв'яка ZA, рис. 5.20, а) або "Модуль" (для конволютного черв'яка ZN рис. 5.20, б) - список значень стандартних рекомендованих модулів. ГОСТ 19672-74 встановлює наступні значення модулів черв'ячних передач (що визначаються в осьовому перерізі):

- 1-й ряд 0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;
- 2-й ряд 0,15; 0,30; 0,6; 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0;
- 3-й ряд 0,90; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0.

- "Тан. угол профиля" (для Архімедового черв'яка ZA, рис. 5.20, а) або "Угол профиля" (для конволютного черв'яка ZN рис. 5.20, б) - список значень стандартних рекомендованих поточним стандартом. В черв'ячних передачах відповідно до ГОСТ 19036-81 стандартний кут профілю прийнятий рівним 20°:

у архімедових черв'яків в осьовому перерізі α_x , у конволютних - в нормальному перетині α_n .

- "Угол наклона зуба" – кут нахилу гвинтової лінії зуба. Допустимі значення – $\gamma = +(0 \div 55^\circ)$. Для зміни напрямку використовується кнопка . При проектуванні самогальмівної черв'ячної передачі дільний кут підйому слід вибирати приблизно в 2 рази менше кута тертя ρ' (табл. 5.2). Менші значення коефіцієнта тертя відповідають цементованим шліфованим і полірованим черв'якам при ретельній обробці і збірці передачі та рясному змащуванні олією достатньої в'язкості; коефіцієнти тертя дані з урахуванням втрат в підшипниках валів черв'яка і черв'ячного колеса в припущенні, що обидва вали змонтовані на підшипниках кочення. Для оброблених чавунних черв'ячних коліс $f = 0,06 \dots 0,12$ (менші значення при $V_{ск} > 2$ м/с).

Таблиця 5.2.

Коефіцієнт тертя f і кут тертя ρ' пари із черв'ячного колеса з фосфористої бронзи і сталевго черв'яка

$v_{ск}, \text{м/с}$	f	ρ'	$v_{ск}, \text{м/с}$	f	ρ'
0,01	0,11...0,12	6°17'... 6°57'	2,0	0,035 ... 0,045	2°00'...2°35'
0,10	0,08...0,09	4 34 ...5 09	2,5	0,03 ... 0,04	1°43' ... 2°17'
0,25	0,065...0,075	3 43 ...4 17	3,0	0,028 ... 0,035	1°36'... 2°00'
0,5	0,055...0,065	3 09... 3 43	4,0	0,023 ... 0,030	1°19'... 1°43'
1,0	0,045...0,055	2 35 ... 3 09	7,0	0,018 ...0,026	1°02' ... 1°29'
1,5	0,04... 0,05	2 17... 2 52	10	0,016 ... 0,024	0°55' ... 1°22'
			15	0,014 ... 0,020	0°48'... 1°09'

- "Межосевое расстояние" - 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. 5.21).

В групах параметрів "Червяк" та "Червячная передача"²³:

- у перших двох списках можна вибрати один із двох параметрів "Компонент" або "Нет модели" (рис. 5.20, а).
- за допомогою кнопок вибору  "Цилиндрическая грань" вибрати циліндричну грань валу, на якому буде базуватись компонент

²³ Очевидно, що назва групи параметрів повинна бути "Червячное колесо"

передачі (черв'як або колесо), або ж вісь. Наприклад, вісь X, як це показано на рис. 5.21, б. За допомогою кнопок вибору  "Начальная плоскость" вибрати плоску грань або площину, відносно яких буде встановлена кутова орієнтація торців черв'яка та колеса.

- "Количество витков" та "Количество зубьев" - вікна для введення/відображення значень кількості витків черв'яка та зубів черв'ячного колеса. Вікно "Количество витков" доступне для введення завжди, а вікно "Количество зубьев" – в залежності від значення параметра в групі "Исходный параметр" (доступна після натиснення кнопки ). Вікно "Количество зубьев" доступне для введення при активному параметрі "Количество зубьев". При цьому активуються ручки для зміни діаметра колеса (кількості зубів). Залежно від необхідного передатного числа u призначають число витків (число заходів) черв'яка z_1 :

при $u \leq 14$ $z_1 = 4$; при $14 < u \leq 30$ $z_1 = 2$; при $u > 30$ $z_1 = 1$.

- Параметри "Длина червяка", "Средний диаметр", "Коэффициент диаметра", "Ширина грани", "Коэффициент смещения" доступні/недоступні для введення в залежності від значень параметрів в групах "Размер червяка" (доступна після натиснення кнопки ) та "Тип расчета прочности" (на вкладці "Расчет"). Якщо в списку "Тип расчета прочности" активним є параметр "Подбор геометрии", то вікна "Длина червяка" та "Ширина грани" недоступні для введення. Із трьох вікон "Средний диаметр", "Коэффициент диаметра" та "Угол наклона зуба" доступні для введення в залежності від активності перемикача "Коэффициент диаметра", "Угол наклона зуба", "Средний диаметр" в групі "Размер червяка".

Рекомендується вибрати коефіцієнт діаметра $q = 0,25 \cdot z_2$ (при цьому $d_1 \approx 0,4a_w$, де a_w - міжосьова відстань), так як збільшення q призводить до зниження ККД передачі, а зменшення - до падіння згинальної жорсткості черв'яка. Допустимим вважають значення $q_{min} = 0,212 \cdot z_2$, яке округлюється і приймається найближча більша стандартна величина (табл. 5.3).

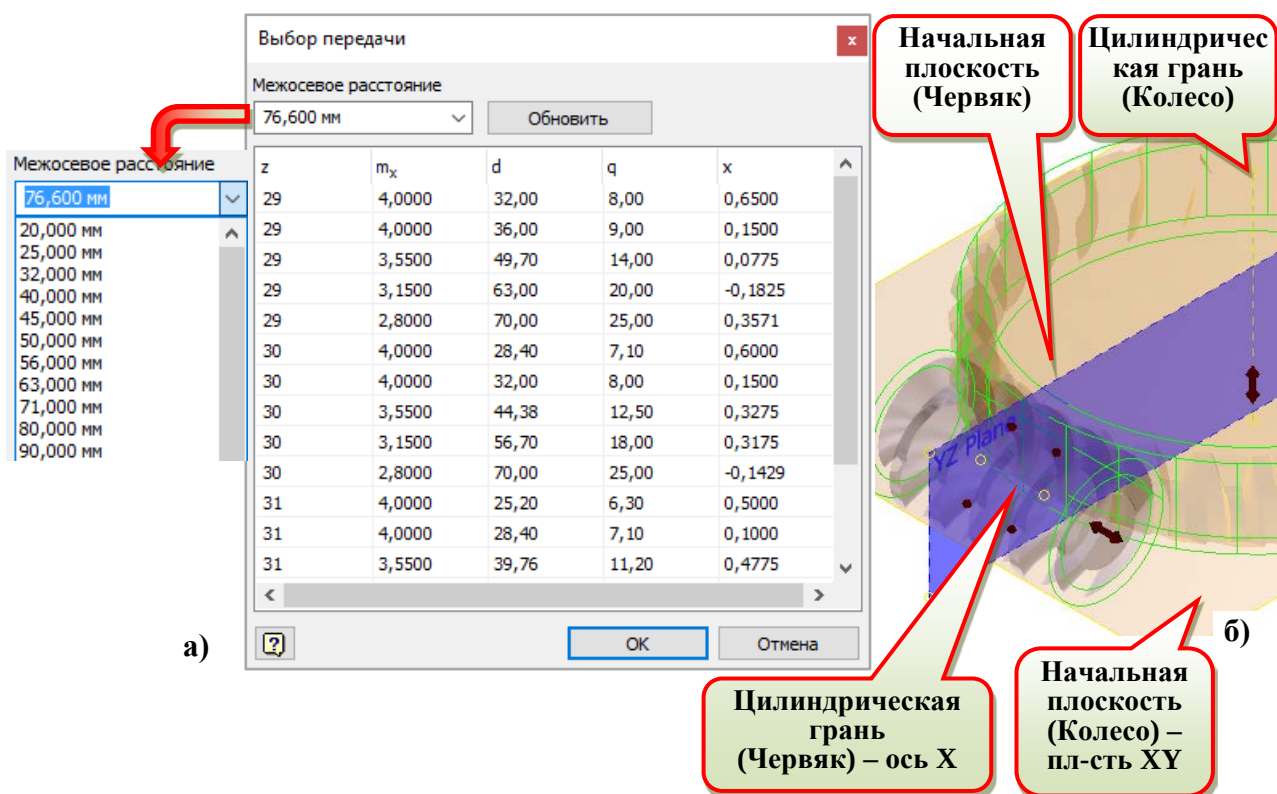


Рис. 5.21. Вибір міжосьової відстані та елементів базування моделі черв'ячної передачі:
 а) діалогове вікно "Выбор передачи" та список стандартних значень міжосьової відстані; б) елементи базування моделі черв'ячної передачі

Таблиця 5.3.
 Поєднання модулів m і коефіцієнтів діаметра черв'яка q (ГОСТ 2144-93)

m	q	m	q
2,00	8,0	8,0	8,0
2,50	10,0		10,0
3,15	12,5		12,5
4,00	16,0		16,0
5,00	20,0		20,0
6,30	8,0	16,0	8,0
	10,0		10,0
	12,5		12,5
	14,0		16,0
	16,0	20,0	8,0
	20,0		10,0

Примітка: Допустиме будь-яке поєднання m і q з клітин, що є сусідами по горизонталі.

Результати розрахунку геометрії черв'ячного зачеплення відображаються у вікні "Результаты", яке можна розкрити двічі клацнувши подвійну лінію справа або натиснувши кутову дужку .

5.3.2. Вкладка "Расчет"

В черв'ячному зачепленні є зона з несприятливими умовами ковзання. Крім того, контакт спотворюється в зв'язку з деформаціями тіла черв'яка. Виконання обох тіл черв'ячної пари з твердих матеріалів не дає позитивних результатів і одне тіло (зазвичай колесо) необхідно виконувати з антифрикційного, відносно м'якого матеріалу.

Матеріали черв'ячної пари відповідно до видів руйнування і пошкодження зубів повинні бути зносостійкими, мати знижену схильність до заїдання, хорошу припрацьовуваність і підвищену теплопровідність.

Черв'яки в силових передачах, як правило, виготовлюють із сталей, термічно оброблених до значної твердості. Найкращу стійкість передач забезпечують черв'яки з цементованих сталей. Переважно застосовують сталь 18ХГТ, а також сталі 20Х, 12ХНЗА, 15ХФ, що мають твердість після гарту 56...63 HRC. Широко застосовують також черв'яки із сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА з поверхневою або об'ємної загартуванням до твердості 45...55 HRC. При цьому необхідні операції шліфування та полірування черв'яка. Застосовують також черв'яки з азотованих сталей (38Х2МЮА, 38Х2Ю та ін.), які потребують тільки полірування (без шліфування).

Вінці черв'ячних коліс при швидкостях ковзання $V_{\text{ск}} > 4$ м/с виконують з олов'яно-фосфористих бронз БрО10Н1Ф1, БрОЮФ1, олов'яно-цинкової бронзи Бр05Ц5С5. Необхідність в застосуванні бронзи з високим вмістом олова тим вище, чим більше $V_{\text{ск}}$ і відносна тривалість роботи передачі.

Для тихохідних передач застосовують алюмінієво-залізисті бронзи БрА10Ж4Н4Л, БрА9ЖЗЛ і латуні. При цьому черв'як повинен обов'язково мати високу твердість, не нижче 45 HRC.

При малих швидкостях ковзання (менше 2 м/с) і при великих діаметрах коліс допустимо застосовувати чавуни марок СЧ15, СЧ20.

У разі застосування хромованих черв'яків режими роботи черв'ячних передач з чавунними колесами можуть значно підвищуватися - до $V_{\text{ск}} = 5$ м/с і $\sigma_{\text{н}} = 230$ МПа.

Черв'ячні передачі розраховують на опір втомі і статичну міцність за контактними напруженнями і напруженнями згину. У більшості випадків напруження згину не визначають розміри передачі і розрахунок за ними застосовують як перевіірочні. Вони мають значення лише при великій кількості зубів коліс (більше 90 ... 100) і для ручних передач. Основне значення має розрахунок на опір контактної втоми, який повинен запобігати в проєктованих передачах викришуванню, і розрахунок на заїдання. Розрахунок на зношування поєднують з цим розрахунком.

Таким чином, внаслідок використання матеріалів та хіміко-термічної обробки, у черв'ячному зачепленні найбільш слабкий елемент це зуб черв'ячного колеса. Для нього можливі всі види руйнувань і пошкоджень, характерних для зубчастих передач: зношування і втомне вищерблення робочих поверхонь зубів, заїдання і поломка зубів. В черв'ячних передачах частіше виникає знос і заїдання. Тому названі розрахунки проводяться для черв'ячного колеса.

Саме тому вкладка "Расчет" діалогового вікна генератора компонентів черв'ячної передачі (рис. 5.22), не має вікон для введення значень меж втомності при згині та при контакті для черв'яка. В цілому вкладка "Расчет" черв'ячної передачі майже ідентична аналогічним вкладкам для циліндричного та конічного зубчастих зачеплень. У списку "Метод расчета прочности" можна вибрати:

- "CSN" – розрахунок згідно стандартів Чеської республіки. У блокноті інженера вказано, що розрахунок на міцність виконується згідно стандарту CSN 01 4686. Насправді розрахунок черв'ячної пари ведеться згідно стандарту CSN 01 4780²⁴.
- "Предыдущая версия ANSI".

Як і в попередніх випадках використовуємо стандарт CSN, як гармонізований з ISO. У вкладці "Расчет" діалогового вікна генератора

²⁴ CSN 01 4780 (014780) Ozubená kola. Směrnice pro výpočet šnekových soukolí (Шестерні. Рекомендації з розрахунку черв'ячної передачі).

компонентів черв'ячної передачі замість параметра "Термообработка" присутній параметр "Коэффициент материала червяка". Значення цього коефіцієнту доступне для зміни тільки при виборі типу розрахунку міцності "Подбор материала" або якщо характеристики матеріалу вводяться вручну. У інших випадках значення коефіцієнту вибирається як одна із характеристик із бази даних матеріалів генератора черв'ячної пари. Порядок створення нових матеріалів такий же як і для раніше описаних генераторів (див. розділ 5.1.1).

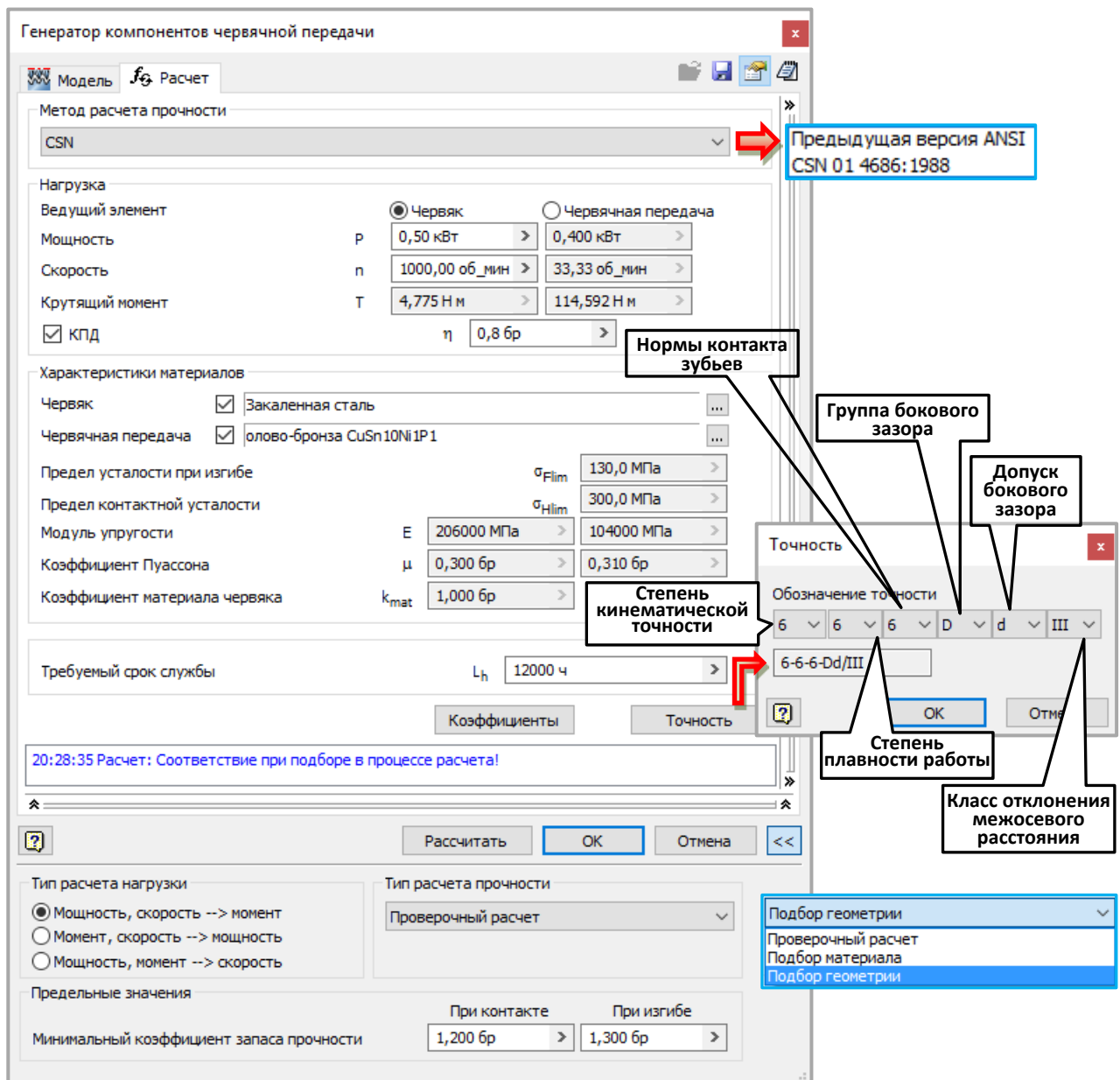


Рис. 5.22. Диалоговое окно генератора компонентов червячной передачи, вкладка "Расчет"

Діалогове вікно "Коэффициенты" містить трохи скорочений перелік коефіцієнтів, що присутні в аналогічному діалоговому вікні циліндричної та конічної зубчастих передач.

Кнопка "Точность" (рис. 5.22) викликає однойменне діалогове вікно для введення позначення точності черв'ячної передачі. Відображення діалогового вікна для введення стандарту точності і ступеня точності. Діалогове вікно містить шість списків для вибору відповідних значень, а нижнє вікно містить результуюче позначення, що включає всі шість у відповідності до стандартів CSN та ГОСТ 3675-81.

Деякі з цих значень можна вибрати в довільному порядку. Вони залежать від введених зліва значень. Якщо вибрати значення, яке не відповідає значенню зліва, воно не буде підставлене. Згідно п. 1.4 ГОСТ 3675-81 при комбінуванні норм різних ступенів точності норми плавності роботи черв'яків, черв'ячних коліс, черв'ячних пар і черв'ячних передач можуть бути не більше ніж на два ступені точніше або на одну ступінь грубіше норм кінематичної точності; норми контакту зубів черв'ячного колеса і витків черв'яка не можуть бути грубішими норм плавності роботи черв'ячних передач. Тому генератор автоматично вибирає і вводить найближчі допустимі значення. Наприклад, якщо в якості першого значення зліва вибрано значення 2, значення праворуч будуть оновлені відповідно до зазначеного значенням. У цьому випадку в якості третього значення зліва буде вибрано значення 3.

5.3.3. Проектування черв'ячної передачі

Результати моделювання та розрахунків відображаються у вікні "Результаты" кожної із вкладок діалогового вікна "Генератор компонентов червячной передачи". До кожного значення, що там відображається, можна отримати спливаючу підказку. Протокол розрахунку з назвами параметрів та їх значеннями можна отримати за допомогою кнопки  "Результаты". Потрібно наголосити, що криві форм зубів в моделях передач мають спрощене представлення.

В цілому проектування черв'ячної передачі рекомендується виконувати в такій послідовності.

- Виклик генератора черв'ячної передачі, перехід на вкладку "Расчет".
- Введення вихідних даних: потужності (моменту), швидкості, ККД, коефіцієнтів, терміну служби, точності, необхідних коефіцієнтів та запасу міцності. Вибрати в списку "Тип расчета прочности" тип розрахунку "Подбор геометрии".
- Перехід на вкладку "Модель", вибір в групах параметрів "Исходный параметр", "Тип зацепления" та "Размер червяка" потрібних параметрів і відповідних їм інших параметрів.
- В групах параметрів "Червяк" та "Червячная передача" вибрати із списків параметри "Без модели".
- Виконати розрахунок, натиснувши кнопку "Рассчитать".
- Натиснути кнопку "Межосевое расстояние" і в діалоговому вікні "Выбор передачи" вибрати рядок з потрібним набором допустимих параметрів.
- 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.
- Запустити редагування встановлених результатів за допомогою команди  "Редактировать с помощью мастера проектирования".
- В групах параметрів "Червяк" та "Червячная передача" вибрати із списків параметри "Компонент".
- За допомогою кнопок "Цилиндрическая грань" та "Начальная плоскость" вибрати компоненти для базування та орієнтації черв'ячної пари. І вставити модель пари в збірку.
- Доопрацювати моделі черв'яка і черв'ячного колеса до потрібної конструкції (рис. 5.23).

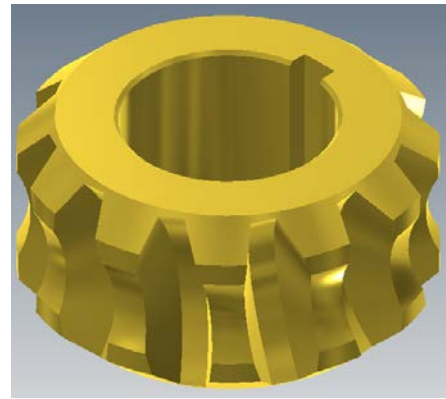
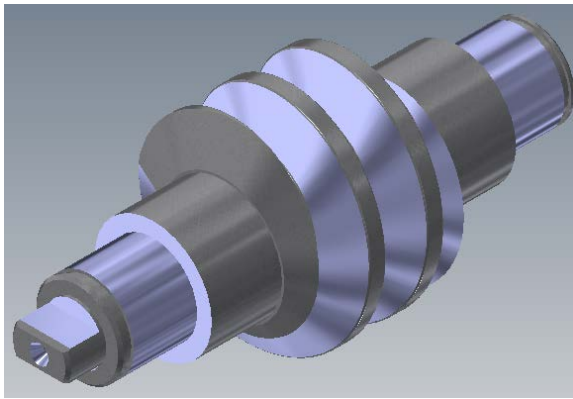


Рис. 5.23. Приклади конструкцій черв'яка та черв'ячного колеса, що застосовуються в черв'ячно-циліндричному редукторі, вбудованому в механізм підйому шпиндельної бабки з ручним приводом

Питання для самоперевірки

1. Назвіть основні можливості генераторів зубчастих передач.
2. Приведіть порядок створення моделі циліндричної зубчастої передачі.
3. Назвіть методи визначення загального коефіцієнта зміщення.
4. Перерахуйте методи досягнення потрібної міжосьової відстані при створенні моделі зубчато-циліндричної передачі.
5. Опишіть порядок при створенні циліндричного валу-шестерні.
6. Назвіть методи розрахунку міцності, що доступні у генераторі циліндричних зубчастих передач, та особливості кожного із них.
7. Опишіть порядок роботи з базою даних матеріалів у генераторі циліндричних зубчастих передач.
8. Приведіть порядок визначення значень коефіцієнтів поверхневого навантаження.
9. Опишіть порядок підбору матеріалу зубчастої циліндричної передачі.
10. Опишіть порядок виконання проектного розрахунку циліндричної зубчастої передачі.
11. Приведіть порядок дій при експорті профілю зуба циліндричної зубчастої передачі
12. Назвіть особливості генерації моделі конічної зубчастої передачі.
13. Надайте перелік причин з яких потрібне доопрацювання моделей зубчастих коліс і дії, які при цьому потрібно виконати.

14. Назвіть особливості розрахунку конічної зубчастої передачі в порівнянні з циліндричною.

15. Наведіть перелік типів зачеплень черв'ячної передачі доступних у генераторі компонентів черв'ячної передачі. Назвіть особливості моделювання передачі.

16. Опишіть особливості вибору матеріалів черв'ячної пари та її розрахунку.

17. Назвіть порядок проектування черв'ячної передачі в генераторі.

РОЗДІЛ 6 ГЕНЕРАТОРИ ГНУЧКИХ ПЕРЕДАЧ

6.1. Генератор клинопасової передачі

За допомогою цього генератора можна проектувати і виконувати аналіз механічної 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 XY його системи координат. Передача теоретично може складатися з необмеженого числа шківів. Шківи 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 ремня. Гладкі натяжні шківи можна розміщувати як всередині, так і поза контуром пасу.

Шківи при моделюванні нумеруються. Перший шків вважається ведучим. Решта шківів є веденими або натяжними. Вхідна потужність може розподілятися між кількома веденими шківами при використанні передатного числа P_x кожного шківа. Відповідно розраховуються сили і крутний момент.

6.1.1. Вкладка модель

Діалогове вікно генератора клинопасової передачі "Генератор компонентов клиновых ремней" (рис. 6.1) запускається командою  "Клиновые ремни", що знаходиться на панелі "Привод" вкладки "Проектирование" (рис. 1.5). У діалоговому вікні присутні дві вкладки – "Модель" та "Расчет".

На вкладці "Модель" у групі параметрів "Ремень" (рис. 6.1) у першому списку присутні клинові та поліклинові паси кількох типів за стандартами

ANSI та DIN²⁵. Для роботи вибираємо паси за стандартом DIN, оскільки останні стандарти гармонізовані зі стандартами ISO.

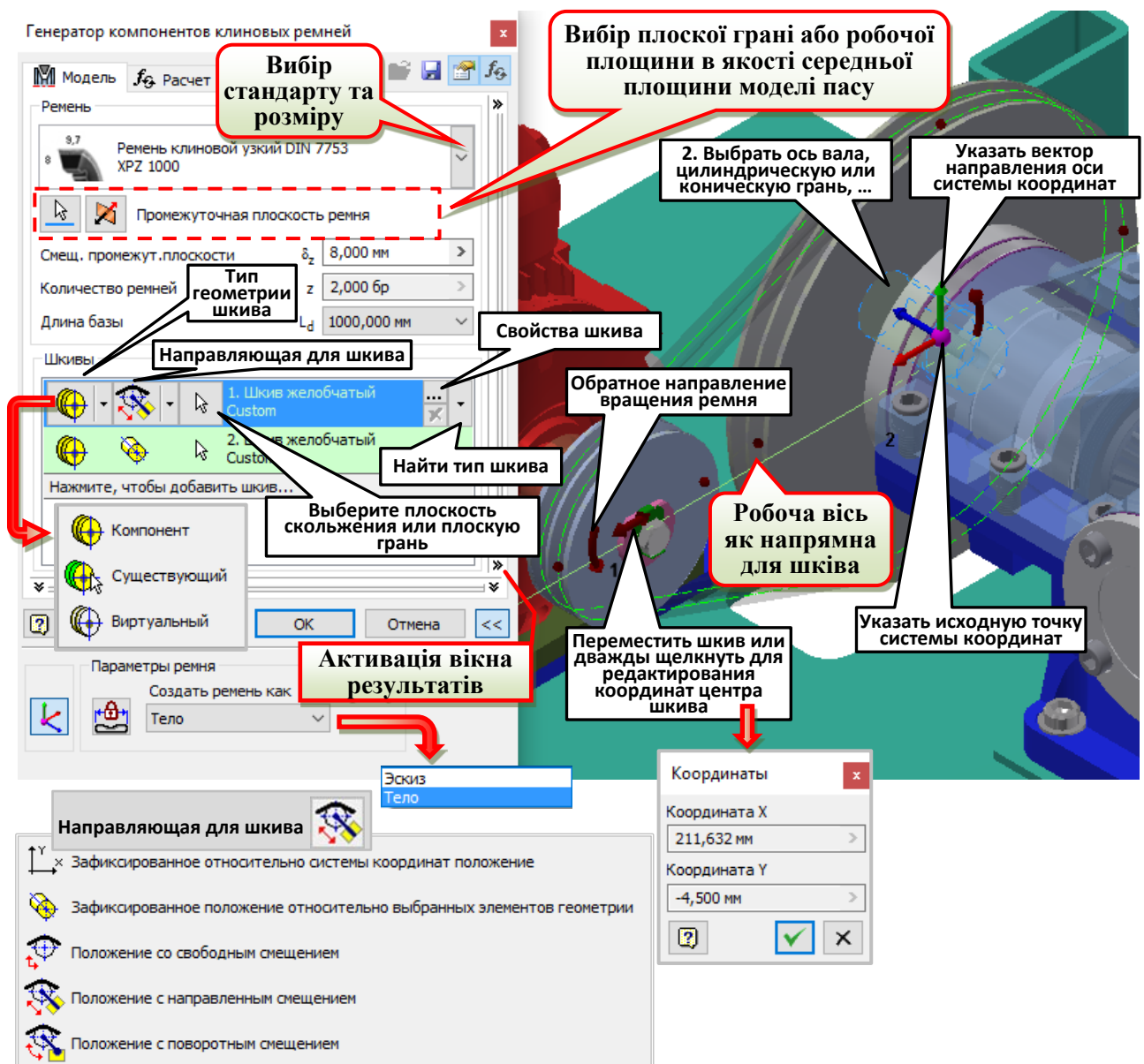


Рис. 6.1. Діалогове вікно "Генератор компонентов клиновых ремней", вкладка "Модель"

В списку присутні паси двох категорій:

- Класичні - поперечні перерізи, що мають в позначеннях букви Z, A, B, C, D, E відповідають DIN 2215-1998 та ГОСТ 1284.1-89. Паси 5, 6/Y, 8, 20, 25 відповідають DIN 2215-1998;

²⁵ DIN 2215-1998 Паси клинові класичні нескінченні. Розміри.

DIN 7753-1-1988 Паси клинові вузькі нескінченні для машинобудування. Розміри.

DIN 2211-1-1984 Шків для вузьких клинових пасів. Розміри і матеріали.

DIN 2217-1-1973 Шків для клинових пасів. Розміри, матеріали.

- Вузькі – від SPZ до SPC (SPZ/УО, SPA/УА, SPB/УБ, SPC/УВ) відповідають DIN 7753-1-1988 (ТУ 38.105 1998-91; ТУ 38.40534-75, ТУ 38.105161-84, РТН 51-15-70). Крім пасів з тканинною обгорткою присутні пазы з розрізами від XPZ до XPC, що мають підвищений ресурс роботи.

За активної кнопки  (при підведенні до неї курсора генератор видає підказку  "Выберите плоскую грань или рабочую плоскость...") потрібно вибрати один із зазначених елементів для розміщення в його площині середньої площини пасу. Для клинопасової передачі приводу стрічкового транспортера це може бути торець другого ступеню вхідного валу конічно-циліндричного редуктора або торець другого ступеню вихідного кінця валу електродвигуна (рис. 6.1). Для врахування висоти маточини та ширини M шківa, та/або довжини установочної втулки передбачене віконечко для введення величини зміщення δ_z . Ширину шківa M можна врахувати згодом, після розрахунку передачі, і відредагувати величину зміщення δ_z . Для отримання інформації про величину M можна натиснути кнопку  "Свойства шкива". В діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" (рис. 6.2) за величинами z , f та e можна визначити ширину шківa: $M = 2f + (z - 1)e$.

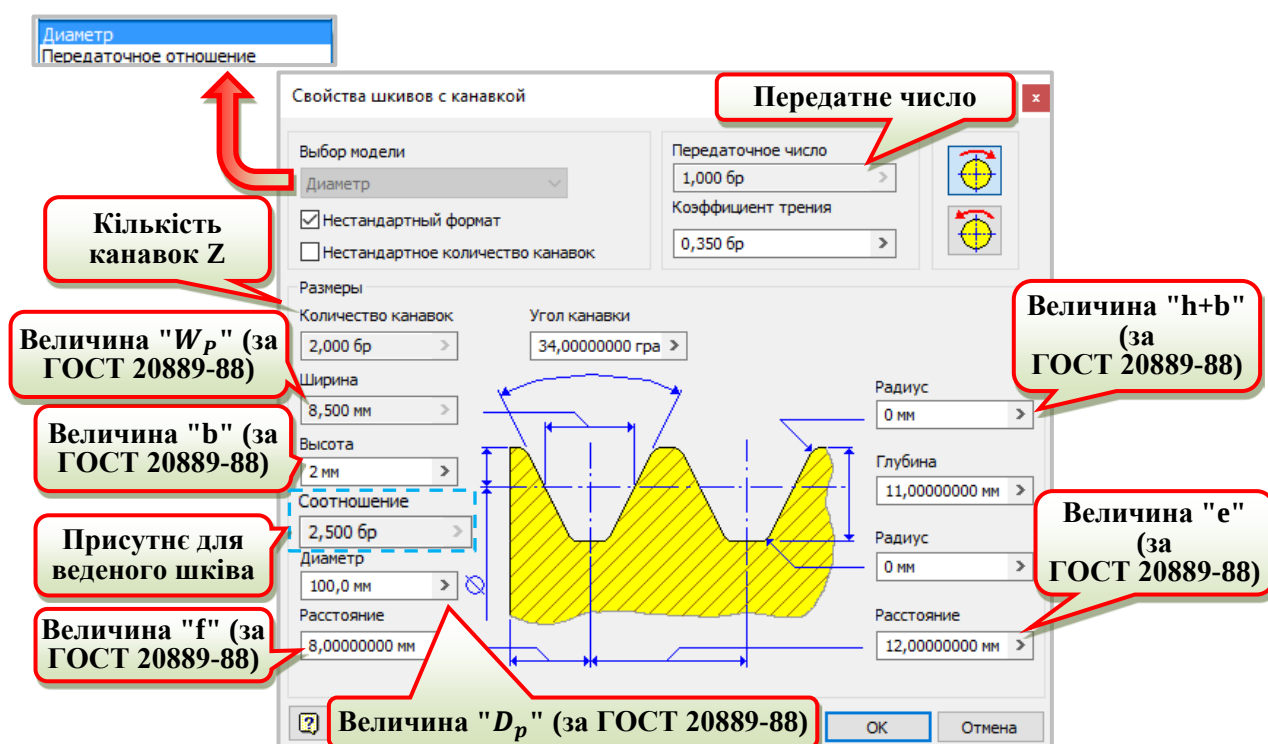


Рис. 6.2. Діалогове вікно "Свойства шкивов с канавкой"

З метою безпеки не рекомендується призначати $z = 1$. Рекомендується в комплекті мати $z = 3 \div 6$ пасів. Після завдання кількості пасів z у групі параметрів "Ремень" є параметр з назвою "Длина базы L_d ". Це насправді довжина пасу. Його величину при проектуванні передачі можна задати двома способами:

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

При першому виклику діалогового вікна "Генератор компонентов клиновых ремней" (рис. 6.1) у групі параметрів "Шкивы" присутні два управляючі записи    1. Шкив желобчатый Custom , що відповідають моделям ведучого та веденого шківів. Третім рядком є кнопка-повідомлення  Нажмите, чтобы добавить шкив.... При натисканні на першу кнопку  "Тип геометрии шкива" відкривається список із трьох елементів:

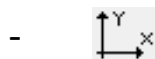
-  "Компонент" - вставка моделі шківа у збірку.
-  "Существующий" - вибір існуючого шківа у збірці. Вибір залежить від того, який шків використовується - гладкий чи з жолобом. Якщо використовується існуючий шків з жолобом, слід вибрати конічну грань v-подібної канавки. При цьому визначається відповідний 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.
-  "Виртуальный" - 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 (з іконкою  або ) відкриває список "Направляющая для шкива", вибором одного із пунктів якого можна задати положення шківа.



Не можна задати координати за допомогою точних значень або виразів.

У списку присутні такі параметри:



- "Зафиксированное положение относительно системы координат" - можна перетягнути шків або вказати положення за допомогою точних значень координат X і Y , розмістивши його на основній площині ремня. Ці координати пов'язані з системою координат ремня. Можна також двічі потягнути або клацнути центральну ручку шківа (маніпулятора у вигляді чотирьох векторів, що виходять із точки-кульки) для відображення діалогового вікна "Координати X , Y шківа". При цьому модель передачі (шків та пас) переміщається як одне ціле у нове положення;



- "Зафиксированное положение относительно выбранных элементов геометрии" – положення шківа можна задати вибравши робочу точку, робочу вісь, циліндричну грань або точку ескізу в якості геометричного положення осі шківа. Не можна задати координати за допомогою точних значень. Положення осі шківа задається вибраною віссю або віссю циліндричної грані. У випадку вибору робочої точки або точки ескізу вісь буде визначена як така, що проходить через точку і перпендикулярна середній площині пасу;



- "Положение со свободным смещением" - за допомогою цього типу положення точний центр шківа налаштовується для дотримання умови стандартної довжини ремня. Порядок визначення положення вибраного шківа такий же як і для "Зафиксированного положения относительно системы координат", з єдиною різницею, що при цьому у нове положення переміщується тільки вибраний шків (або ще додатково шків третій шків, положення якого має тип "Положение со свободным смещением");



"Положение с направленным смещением" - цей тип положення схожий з типом "Положение со свободным смещением". 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. Якщо для одного пасу вибрана площина (або плоска грань) перпендикулярна середній площині пасу, то для іншого пасу може бути вибрана зазначена геометрія, що паралельна їй. Генератор автоматично вибирає найближчу довжину ремня і розраховує точне положення центру шківів для дотримання умови довжини ремня;

-  "Положение с поворотным смещением" - 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: осі, циліндричної або конічної грані, вершини, робочої точки або точки чи дуги в ескізі. Центром повороту стає проекція вибраної геометрії (або центру дуги) на середню площину пасу.

За необхідності змінити тип шківів потрібно натиснути кнопку  "Найти тип шкива", а якщо потрібно додати до моделі ведений або натяжний шків - натиснути на кнопку-повідомлення Нажмите, чтобы добавить шкив.... З'явиться діалогове вікно без заголовка (рис. 6.3) для вибору типу шківів.

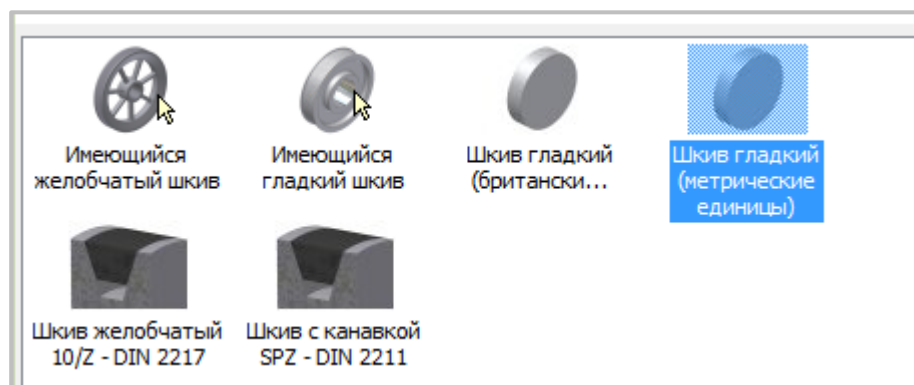


Рис. 6.3. Діалогове вікно вибору типу шківів

В нижньому рядку вкладки "Модель" (рис. 6.1) присутні такі параметри:

-  "Координатная система ремня вкл/выкл";
- група параметрів "Параметры ремня":
 -  "Блокировка длины ремня вкл/выкл". За активного стану

цієї кнопки при переміщенні шківів зміна довжини пасу неможлива.

- "Создать ремень как" – список у якому присутні значення "Эскиз" та "Тело". За першим значенням створюється безкінечний пас у вигляді ескізу²⁶, а за другим – у вигляді твердотільної моделі.

Повернемось до діалогового вікно "Свойства шкивов с канавкой" (рис. 6.2), в якому залишилися нерозглянуті параметри. Крім розглянутих в діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" можна задати значення таких параметрів:

– В групі параметрів "Выбор модели":

- Список, що має два пункти – "Диаметр" та "Передаточное отношение". Використовується для контролю розміру веденого шківа на основі зазначеного діаметра або відповідного передатного відношення.

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

- "Нестандартное количество канавок" - за замовчуванням кількість канавок відповідає кількості пасів z. Якщо вирішено використовувати більшу кількість канавок, ніж існує у пасу в даній пасової передачі, то потрібно активувати цей параметр і ввести своє значення. Незадіяні канавки можна використовувати пізніше ступінчастих пасових передачах.

Величина параметру "Передаточное число" (P_x) відповідає величині потужності, що передається вибраним шківом і може становити від 0,0 до 1,0. Якщо передатне число становить $P_x = 0,0$, шків вважається натяжним.

²⁶ Точніше у файлі моделі пасу він утворюється операцією "Сдвиг" ескізу поперечного перерізу (твірна) вздовж напрямної (замкнутої кривої). За активності параметру "Эскиз" тверде тіло подавлюється, а ескіз напрямної робиться видимим.

Значення потужності для першого (ведучого) шківa завжди 100%, відповідно передатне число дорівнює $P_x = 1,0$.

Результати розрахунку геометрії відображаються у вікні результатів, якщо натиснути кнопку  (рис. 6.1, вікно результатів не показане).

6.1.2. Порядок проектування передачі за допомогою генератора клинопасової передачі

6.1.2.1. Проектування передачі з двома шківaми

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

1. На вкладці "Модель" у групі параметрів "Ремень" із списку вибрати стандарт та розмір поперечного перерізу пасу.

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

3. Ввести всі можливі геометричні дані про передачу:

- кількість пасів **z**;
- тип геометрії шківa (для створення моделі "Компонент" або "Существующий");

▪ вибрати спосіб завдання положення шківів у середній площині пасу. Наприклад, це може бути  "Положение с направленным смещением" для ведучого шківa та  "Зафиксированное положение относительно выбранных элементов геометрии" для веденого. В якості напрямної для переміщення ведучого шківa може бути робоча вісь, що проходить через вісь вихідного кінця привідного двигуна (рис. 6.1) та паралельна напрямку його переміщення при натягуванні пасу. В якості вибраних елементів геометрії може слугувати циліндрична поверхня вхідного валу редуктора або його вісь. При цьому, звичайно, моделей двигуна та редуктора може ще не існувати;

- за необхідності змінити тип шківa потрібно натиснути кнопку  "Найти тип шкива" замінити тип вибраного шківa;
- задати геометричні розміри шківів у діалоговому вікні

"Свойства шкивов с канавкой" (для цього натиснути кнопку  "Свойства шкива" в управляючих записих розмірами шківів у групі параметрів "Шкивы") або за допомогою маніпуляторів у графічному екрані;

4. Виберіть тип створюваної моделі пасу із списку "Создать ремень как";

5. Перейдіть на вкладку "Расчет" та виконайте розрахунок передачі (див. розділ 6.1.3). За необхідності, якщо виконувався перевірочний розрахунок, скоригуйте параметри розміри передачі і повторно виконайте розрахунок. Якщо розрахунок не потрібен, то перейти до наступного кроку.

6. Перейдіть на вкладку "Модель" і скоригуйте зміщення середньої площини пасу δ_Z з врахуванням ширини шківів M .

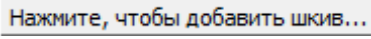
7. Натисніть кнопку "ОК" і задайте імена файлів.

6.1.2.2. 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 "Модель" у групі параметрів "Ремень" із списку вибрати стандарт та розмір поперечного перерізу пасу.

2. Вибрати площину або плоску грань для середньої площини пасу та задайте 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 "Компонент" або "Существующий");

▪ вибрати спосіб завдання положення шківів у середній площині пасу. Наприклад, це може бути  "Положение с направленным смещением" для ведучого шківка та  "Зафиксированное положение относительно выбранных элементов геометрии" для ведених. В якості прямої для переміщення ведучого шківка може бути робоча вісь, що проходить через вісь вихідного кінця привідного двигуна (рис. 6.1) 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 шківа потрібно натиснути кнопку  "Найти тип шківа" замінити тип вибраного шківа;

- задати геометричні розміри шківів у діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" (для цього натиснути кнопку  "Свойства шківа" в управляючих записах розмірами шківів у групі параметрів "Шкивы") або за допомогою маніпуляторів у графічному екрані. У діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" 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. Виберіть тип створюваної моделі пасу із списку "Создать ремень как";

6. Перейдіть на вкладку "Расчет" та виконайте розрахунок передачі (див. розділ 6.1.3). За необхідності, якщо виконувався перевірочний розрахунок, скоригуйте параметри розміри передачі і повторно виконайте розрахунок. Якщо розрахунок не потрібен, то перейти до наступного кроку.

7. Перейдіть на вкладку "Модель" і скоригуйте зміщення середньої площини пасу δ_Z з врахуванням ширини шківів **M**.

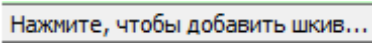
8. Натисніть кнопку "ОК" і задайте імена файлів.

6.1.2.3. Проектування пасової передачі з натяжним шківом

Порядок проектування клинопасової передачі з трьома шківами (один ведучий, один ведений і один - натяжний) може складатись із таких кроків:

1. На вкладці "Модель" у групі параметрів "Ремень" із списку вибрати стандарт та розмір поперечного перерізу пасу.

2. Вибрати площину або плоску грань для середньої площини пасу та задайте 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 шківа (для створення моделі "Компонент" або "Существующий");

▪ вибрати спосіб завдання положення шківів у середній площині пасу. Наприклад, це може бути  "Положение с направленным смещением" для ведучого шківа та  "Зафиксированное положение относительно выбранных элементов геометрии" для ведених. В якості напрямної для переміщення ведучого шківа може бути робоча вісь, що проходить через вісь вихідного кінця привідного двигуна (рис. 6.1) 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. Для натяжного шківа попередньо визначитись з типом руху при натягуванні і створити потрібну геометрію (див. розділ 6.1.1);

- за необхідності змінити тип шківа потрібно натиснути кнопку  "Найти тип шкива" замінити тип вибраного шківа;

▪ задати геометричні розміри шківів у діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" (для цього натиснути кнопку  "Свойства шкива" в управляючих записах розмірами шківів у групі параметрів "Шкивы") або за допомогою маніпуляторів у графічному екрані. У діалоговому вікні "Свойства шкивов с канавкой" для третього, доданого веденого шківа проконтролювати значення передатного числа i , за необхідності, змінити його на $P_{x3} = 0,0$;

5. Виберіть тип створюваної моделі пасу із списку "Создать ремень как";

6. Перейдіть на вкладку "Расчет" та виконайте розрахунок передачі (див. розділ 6.1.3). За необхідності, якщо виконувався перевірочний розрахунок, скоригуйте параметри розміри передачі і повторно виконайте розрахунок.

Якщо розрахунок не потрібен, то перейти до наступного кроку.

7. Перейдіть на вкладку "Модель" і скоригуйте зміщення середньої площини пасу δ_z з врахуванням ширини шківів M .

8. Натисніть кнопку "ОК" і задайте імена файлів.

6.1.3. Розрахунок передачі

6.1.3.1. Введення вихідних даних та проведення розрахунку

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



Вхідна потужність розподіляється між кількома веденими шківками при використанні передатного числа P_x кожного шківа. Відповідно розраховуються сили і крутний момент.

Після переходу на вкладку "Расчет" (рис. 6.4) в групі параметрів "Тип расчета" можна задати:

- "Проверка прочности" - перевірка 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 компоновання передачі.

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

Спосіб завдання навантаження такий же як і в інших передачах.

Далі у вкладці в якості вхідних даних представлені коефіцієнти:

- "Эксплуатационный коэффициент c_2 " - в експлуатаційному коефіцієнті враховується час щоденної роботи, а також тип приводів і машини, що приводиться в рух. За допомогою експлуатаційного коефіцієнта коригується передавана потужність. Необхідно також збільшити значення експлуатаційного коефіцієнта для приводів з великим значенням початкового крутного моменту або великим значенням початкової частоти, великим динамічним навантаженням

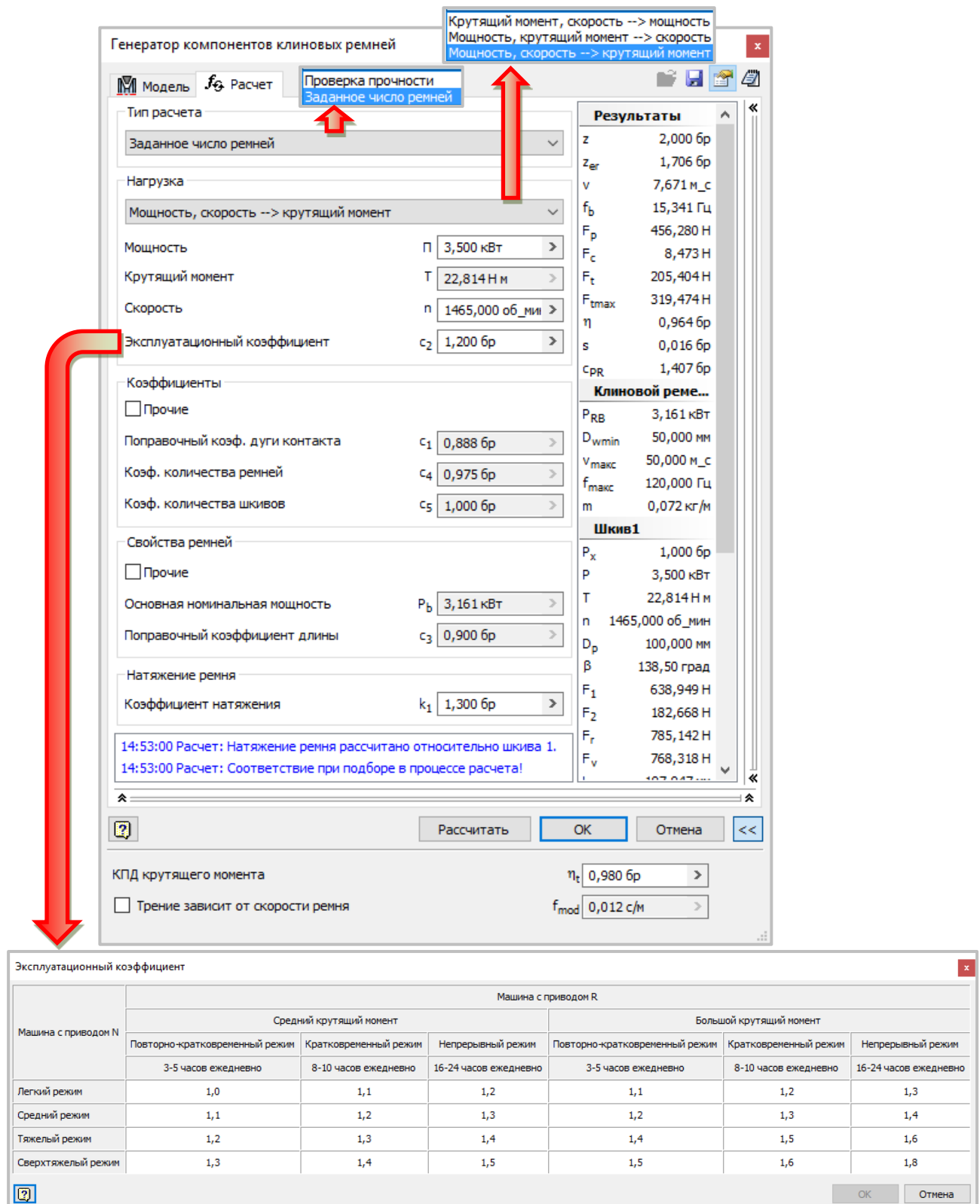


Рис. 6.4. Диалогове вікно "Генератор компонентів клинових ремней", вкладка "Расчет"

або прискоренням. Таблиця вибору коефіцієнта c_2 в цілому відповідає таблиці 1 "Коэффициент C_p динамической нагрузки и режима работы ремней в приводах промышленного оборудования" ГОСТ 1284.3-96.

- "Поправочный коэффициент дуги контакта c_1 " - за допомогою поправкового коефіцієнта дуги контакту коригується номінальна потужність клинового пасу для шківів, у яких дуга контакту не дорівнює 180 градусам. Величина поправкового коефіцієнта визначається формулою:

$$c_1 = \frac{5}{4} \left[1 - 5^{\left(-\frac{\beta}{180}\right)} \right].$$

- "Коефіцієнт количества ремней c_4 " - для поправкового коефіцієнта кількості пасів береться до уваги різниця в розподілі навантаження між декількома пасами при передачі з використанням більш одного клинового пасу. Різниця в навантаженні на пас викликана різними довжинами пасів, а також деформацією валу. За допомогою коефіцієнта коригується номінальна потужність клинового пасу за вбудованою таблицею 6.1. Значення, які не вказані в таблиці, розраховуються за допомогою лінійної інтерполяції.

Таблиця 6.1.

Залежність поправкового коефіцієнта c_4 від кількості пасів

z	1	3	6	999
c_4	1	0.95	0.9	0.85

- "Коефіцієнт количества шкивов c_5 " - за допомогою цього коефіцієнта коригується номінальна потужність пасу. У ньому враховується обмеження додаткового навантаження на вигин, створюваної додатковими шківками або натяжними шківками. Використання натяжного шківа (або декількох натяжних шківів) вплине на навантажувальну здатність пасу, тому необхідно зменшити його номінальну потужність. Як правило, натяжні шківки використовуються для забезпечення натягу приводів з фіксованою міжосьовою відстанню, поділу довгих ділянок, на яких коливання пасу можуть призвести до його пошкодження, роботи в якості з'єднувального пристрою і т.д. Рекомендується, по можливості, не використовувати натяжні шківки. Якщо необхідно, розміри і розташування натяжних шківів на всьому приводі повинні бути спроектовані таким чином, щоб скорочення терміну служби ремня було мінімальним. Проміжні шківки всередині повинні бути розміром з найменший шків для

механічної передачі. Проміжні шківів зовні повинні бути як мінімум на 50% більше самого маленького шківів для механічної передачі.

Поправковий коефіцієнт кількості шківів за замовчуванням визначається за вбудованою таблицею приблизних значень (табл. 6.2). Значення, які не вказані в таблиці, розраховуються за допомогою лінійної інтерполяції.

Таблиця 6.2.

Залежність поправкового коефіцієнта c_5 від кількості шківів

k	2	3	4	5	6	7	8	100
c_5	1	0.91	0.86	0.81	0.78	0.76	0.75	0.7

- "Основная номинальная мощность P_b "²⁷ - основна номінальна потужність пасу обчислюється за формулами, які задаються в таблиці даних (у файлах типу *.xml) і зберігається в папках Design Data. Всі ремені, 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 пасу і задати реальні дані з каталогів виробників пасів. Для цього потрібно у групі параметрів "Свойства ремней" (за необхідності, для інших груп параметрів теж) активувати параметр "Прочие" та із каталогу виробника ввести відповідні значення основної номінальної потужності та коефіцієнтів. Зазвичай рекомендована в стандарті номінальна потужність сильно занижена, і забезпечується потенційний рівень взаємозамінності виробників пасів, проте пасовий привід повинен мати запас міцності. Як правило, основна номінальна потужність пасу - це функція швидкості, діаметра ділильного кола і коефіцієнта швидкості самого маленького шківів (ведучого або веденого).

- "Поправочный коэффициент длины ремня c_3 " - для коефіцієнта довжини пасу враховується зміна номінальної потужності паса, довжина якого відрізняється від основної довжини пасу. Потужність визначається виробником

²⁷ В блоку інженера для цього параметра дається дещо інша назва і позначення - "Основная номинальная мощность ремня P_{BR} ".

паса і вказується в даних паса. Для основної довжини паса значення поправкового коефіцієнта довжини дорівнює 1,0.

- "Коэффициент натяжения k_1 " – за його допомогою можна задати вихідний установчий натяг паса. Для цього існують рекомендації виробників. Якщо натяг паса виконується без урахування цих рекомендацій, можливі помилки при визначенні номінальної потужності паса. 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.

Недостатній натяг паса призводить до неправильної роботи механічної передачі, зниження ККД та виникнення перегріву і пошкодження паса через прослизання. Занадто великий натяг паса призводить до виникнення високого тиску на певну поверхню, ризику перехресного вигину, збільшення напруження на вигині і збільшення деформації елементів натягу з наступною появою зламів і розтягувань через перегрів. Правильний натяг паса - це натяг, достатній для запобігання прослизанню паса при нормальних умовах навантаження.

Після натиснення кнопки  стають доступними ще два параметри:

- "КПД крутящего момента η_t " - за допомогою ККД описується якість пасової передачі. Враховуються втрати енергії, які призводять до зниження вихідного крутного моменту. Втрати енергії обумовлюються такими факторами, як енергія деформації паса, турбулентність повітря в канавках і т.д. Втрати енергії, викликані проковзуванням паса, не враховуються і визначаються генератором окремо згідно залежності проковзування від коефіцієнта тяги $\varphi = F_p / (F_1 + F_2)$ ²⁸, що представлена на рис 7.5. Поєднання зазначених вище двох факторів визначають кінцевий ККД пасового приводу.

- Прапорець "Трение зависит от скорости ремня f_{mod} " - якщо прапорець не активний, коефіцієнт тертя вважається постійним.

Після введення необхідних даних потрібно натиснути кнопку

²⁸ Тут $F_p = P/v$ – окружна сила на ведучому шківі (рис. 6.6). У блокноті інженера, у вікні результатів та у звіті генератора вона має назву "Эффективная выемка (или эффективное натяжение)".

"Рассчитать" для отримання результатів (рис. 6.4). Крім того необхідним є отримання звіту генератора клинопасової передачі (див. приклад у додатку Д). звіт потрібен копіювання і перенесення даних (наприклад,) в генератор валів (див. розділ 7.2).

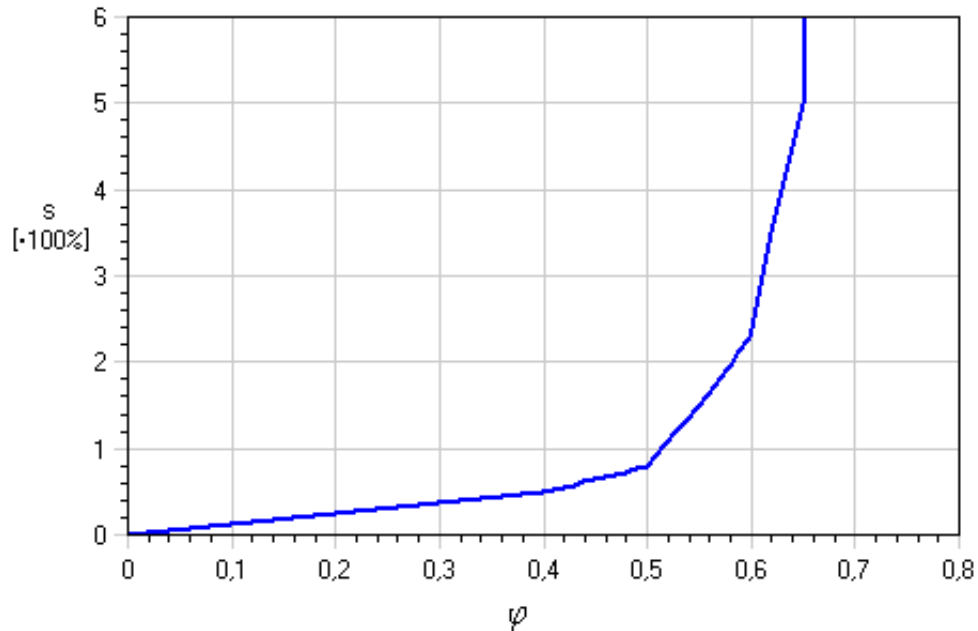


Рис. 6.5. Вбудована в генератор "Генератор компонентов клиновых ремней" залежність проковзування пасу

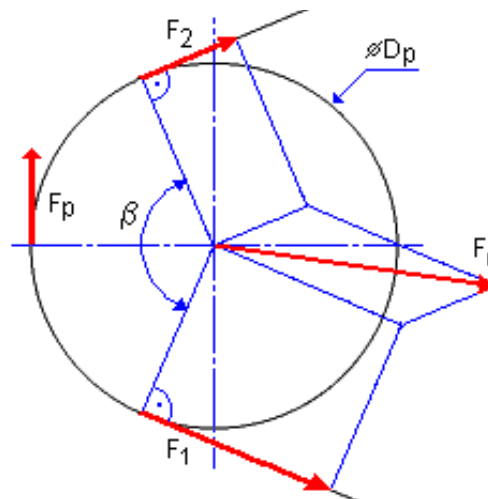


Рис. 6.6. Натяг різних ділянок пасу (рисунок із блокнота інженера <http://help.autodesk.com/cloudhelp/2016/RUS/Inventor-Help/images/GUID-4A66893B-72F4-48DB-8B06-E475E4A88B91.png>)

6.1.3.2. Результати розрахунку

У вікні результатів на вкладці "Расчет" 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 проектування, 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 англomовної версії Inventor на російську мову.

Тому розглянемо основні результати розрахунків (табл. 6.3).

Таблиця 6.3.

Відповідність найменувань та позначень основних результатів розрахунків клинопасової передачі в Inventor та за ГОСТ, ДСТУ і науково-технічною літературою

В генераторі клинопасових передач	Позначення	В ГОСТ, ДСТУ	Позначення
Властивості пасу			
Ширина	b	Розрахункова ширина ²⁹ (ГОСТ 1284.1-89)	W_p
Длина базы	L_d	Розрахункова довжина пасу	L_p
Властивості шківів			
Диаметр базы (Базовый диаметр шкива)	D_d	Розрахунковий діаметр шківів	d_p
Средний диаметр	D_p	Розрахунковий діаметр шківів	d_p
Расстояние от ребра	S_e	Відстань між віссю крайньої канавки і найближчим торцем шківів	f
Расстояние между канавками	S_g	Відстань між осями канавок ³⁰	e
Сила на входе	F_1	Натяг у ведучій ділянці пасу	F_1
Сила на выходе	F_2	Натяг у веденій ділянці пасу	F_2
Результирующая осевая нагрузка	F_r	Рівнодійна сил натягу пасу	R
Статическая сила натяжения (одного пасу)	F_v	Сила попереднього натягу (одного пасу)	F_0
Полученный эксплуатационный коэффициент	c_{PR}	- ³¹	-
Эффективная выемка (натяжение при установке ремня)	F_p, F_t	Окружна сила на ведучому шківі	F_t

6.2. Генератор зубчасто-пасових передач

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

²⁹ В літературі зустрічаються позначення b_0, b_p .

³⁰ В літературі зустрічається позначення t .

³¹ Спеціального позначення немає, але у вигляді добутку аналогічних коефіцієнтів $C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p \cdot C_z$ ($c_{PR} = (z \cdot P_R)/P$; $P_R = P_{RB} \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5$, P_{RB} – номінальна потужність пасу; P – потужність, що передається) використовується при визначенні допустимої потужності.

Середньою площиною паса є площина XU його системи координат. Механічна передача теоретично може складатися з необмеженого числа шківів. Шківів можуть бути зубчастими або гладкими. Кожен шків може повертатися за годинниковою або проти годинникової стрілки в залежності від його положення. Перший шків є ведучим і за замовчуванням повинен рухатися за годинниковою стрілкою. Щоб змінити напрямок руху, необхідно змінити напрямок осі Z системи координат паса. Шківів завжди вказуються за годинниковою стрілкою.

Перший шків вважається ведучим. Решта шківів є веденими або натяжними. Вхідна потужність може розподілятися між кількома відомими шківів при використанні передатного числа кожного шківів. Відповідно розраховуються сили і крутний момент. Гладкі шківів є натяжними.

6.2.1. Вкладка модель

Діалогове вікно генератора клинопасової передачі "Генератор компонентов зубчатых ремней" (рис. 6.7) запускається командою  "Зубчатые ремни", що знаходиться на панелі "Привод" вкладки "Проектирование" у випадному списку разом з командою  "Клиновые ремни" (рис. 1.5). У діалоговому вікні присутні дві вкладки – "Модель" та "Расчет" (рис. 6.7).

На вкладці "Модель" у групі параметрів "Ремень" у першому списку присутні зубчасті паси кількох типів за стандартами ISO та DIN³². Найбільшого поширення серед стандартних отримали паси з трапецеїдальним профілем зубів (див. рис. Е.1).

³² ДСТУ ISO 5294:2009 Синхронні пасові приводи. Шківів (ISO 5294:1989, IDT)
ДСТУ ISO 5295:2007 Паси синхронні. Розрахунок навантажувальної здатності та міжосьової відстані приводу (ISO 5295:1987, IDT)
ДСТУ ISO 13050:2006 Системи синхронних пасових приводів з криволінійними зубцями.
ISO 17396: 2014. Synchronous Belt Drives; Metric Pitch, Profiles T and AT (Синхронні пасові приводи. Метричний крок, Профілі Т і АТ).
ISO 5296-1: 1989. Передачі пасові синхронні. Паси. Частина 1. Коди кроку MXL, XL, L, H, XH, і XXH. Метричні і дюймові розміри.
ISO 5296-2: 1989. Передачі пасові синхронні. Паси. Частина 2. Коди кроку MXL і XXL. метричні розміри.

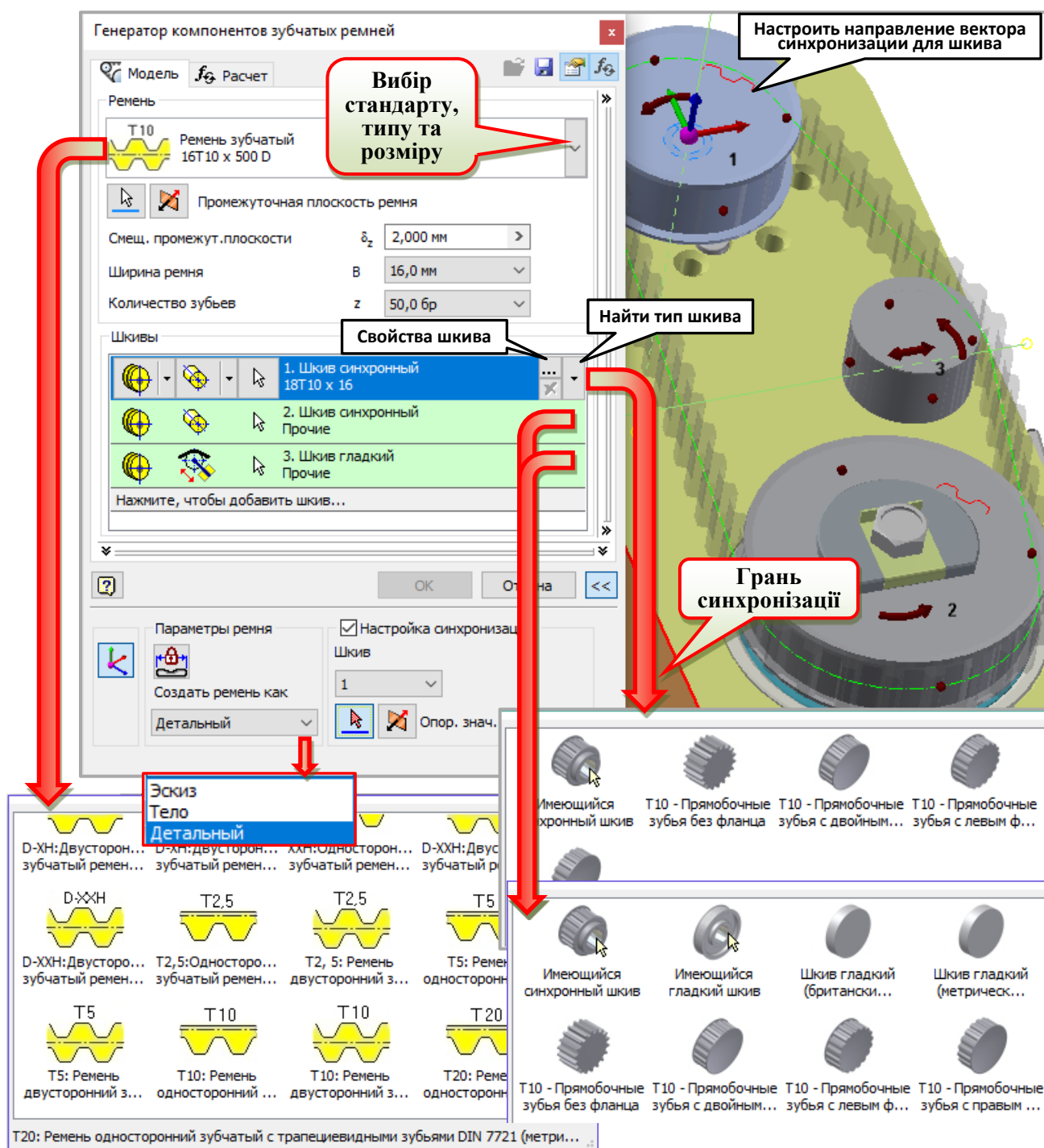


Рис. 6.7. Диалоговое окно "Генератор компонентов зубчатых ремней", вкладка "Модель"

Параметри зубчато-пасовых передач обумовлені ОСТ 38 05114-76 "Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней". Європейські та американські виробники пасів керуються ISO 5296 і DIN 7721 (табл. E.3).

В базі даних генератора зубчастих пасів присутні наступні типи:

- MXL, XL, L, H, XH, XXH - це класичні паси з трапецієподібним зубом. Цей крок зубів зазвичай використовується для транспортувальних додатків. Профіль зуба досить низький і має велику площу поверхні на кінчику зуба, забезпечуючи хорошу підтримку для рухливих конвеєрних поверхонь. Основним матеріалом при виготовленні є гума.

- T2.5, T5, T10, T20 - метричні трапецеїдального профілю зубчасті паси широко використовується для транспортних рішень, але має місце більш глибока взаємодія зубів, ніж у класичних профілів. Зачепленні зуб є більш надійним. Проте, мертвий хід може бути трохи більший. Основним матеріалом при виготовленні є поліуретан.

Наявність в позначенні пасу букви "D" означає, що пас є двостороннім (рис. E.2), симетричним (рис. E.2, а) або ступінчастим (рис. E.2, б). Приклад позначення пасу показаний на рис. E.3, а будова поліуретанового пасу трапецеїдального профілю представлена на рис. E.4.

Для вибору типу пасу та його кроку можна керуватись даними таблиці 6.4 та діаграмою, що представлена на рис. 6.8. За необхідності можна поповнювати базу даних генератора зубчастих пасів. Якщо даний пас планується використовувати для багатьох проектів, використовуйте для цього папку установки Inventor: "C: \ Program Files \ Autodesk \ Inventor 2010 пік \ Design Data \ Design Accelerator \ Tables \ _Custom\". Папку "_Custom" при цьому потрібно створити у файловому менеджері. Якщо пас створюється тільки для певного проекту Inventor - використовуйте наступний шлях: "<Project_Design_Data> \ Design Accelerator \ Tables \ _Custom \".

На відміну від клинопасової передачі за необхідності застосування саме вибраного типу пасу при передачі потрібної потужності розраховується необхідна ширина пасу **B** (рис. 6.7). Міжцентрова відстань **C** (а за ОСТ 38 05114-76) для передач з двома шківками регулюється довжиною пасу, яка в свою чергу залежить від кількості зубів пасу **z**.

Для прикладу в приводі кругової подачі робочої головки верстата для магнітно-абразивної обробки зубчастих коліс застосовано двосторонній

ступінчастий поліуретановий пас профілю T10. Для базування передачі використано вихідний кінець планетарного мотор-редуктора (рис. 6.9) з крутним моментом $M_{кр} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і максимальною кількістю обертів

Таблиця 6.4.

Область застосування зубчастих пасів різних профілів

Профіль зуба	Область застосування							
	Загальне транспортування	Насипний конвейер	Транспортування тонколистового прокату	Лінійне позиціонування	Колове позиціонування	Силові передачі	Високі швидкості (5-10 м / с)	Піднімання
Плоскозубчасті з трапецієподібним профілем MXL, XL, L, H, XH, XXH Плоскозубчасті двосторонні з трапецієподібним профілем DMXL, DXL, DL, DH, DXH, DXXH	●	●	●				●	
Паси зубчасті поліуретанові з трапецієподібним профілем T T2.5, T5, T10, T20	●	●	●				●	
Паси зубчасті поліуретанові AT AT5, AT10, AT20 Паси зубчасті поліуретанові ATD AT5D, AT10D				●	●			
Профіль STD STD5, STD8				●			●	
Профіль HTD HTD5, HTD8, HTD14					●	●	●	
Плоскі паси підйомників F8, FL8, F12, FL12, FX9, FX12								●

$n = 300 \text{ хв}^{-1}$ (потужність $N = 0,9 \text{ кВт}$) та вхідний кінець шпинделя. Щоб забезпечити потрібну міжосьову відстань застосовано натяжний ролик, що переміщається прямолінійно. Для направлення ролика створена робоча вісь. Перший (ведучий) шків може бути тільки зубчастим (рис. 6.7). Інші можуть бути зубчастими і гладкими (роликами). У діалоговому вікні "Свойства синхронного шківа" в списку "Тип фланца" можна вибрати скільки і з якої сторони буде мати фланців шків (рис. 6.10).

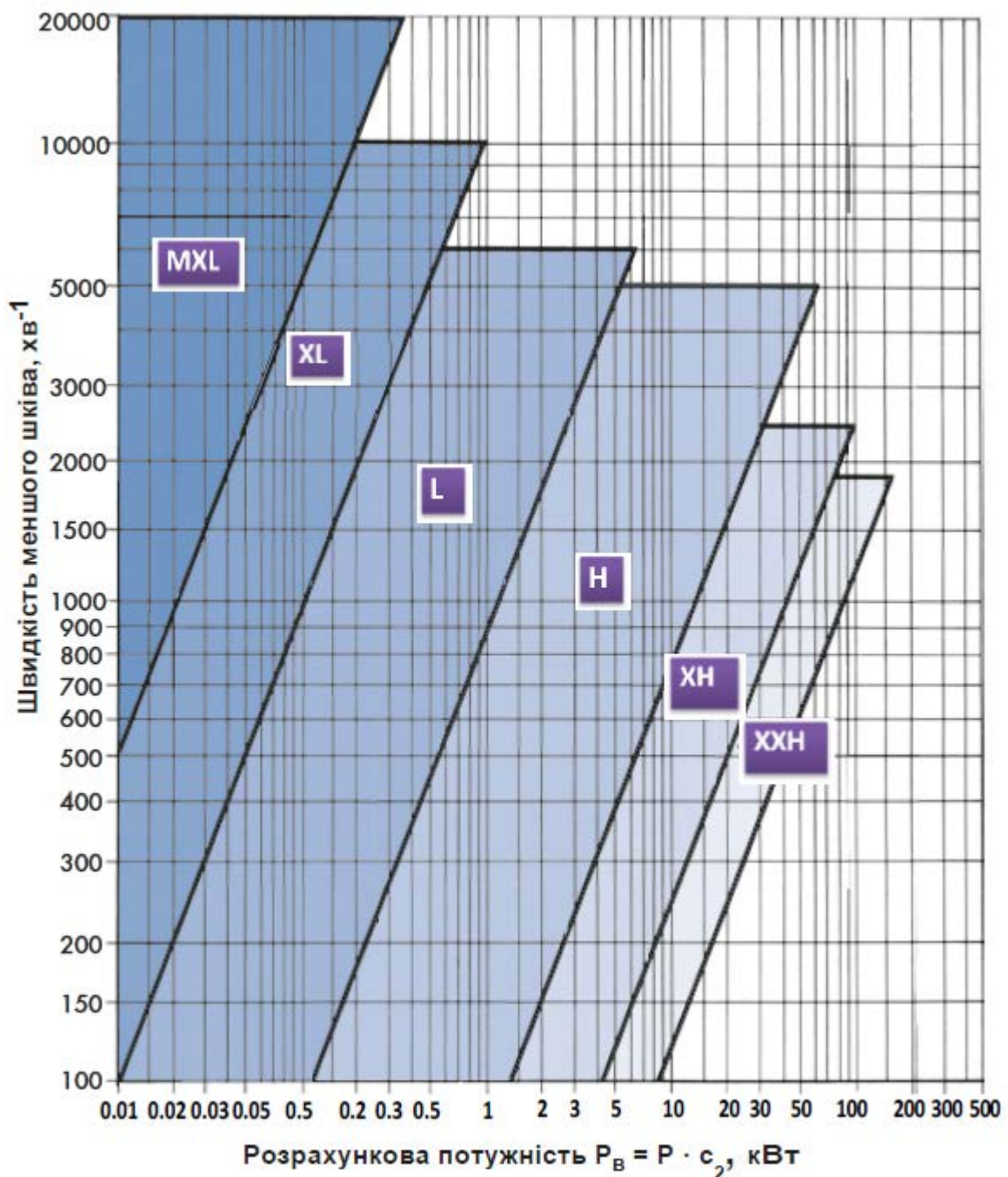


Рис. 6.8. Діаграма для вибору кроку зубів зубчастого паса

В групі параметрів "Параметры ремня" у списку "Создать ремень как" – список у якому присутні значення:

- "Эскиз" – створюється безкінечний пас у вигляді ескізу;
- "Тело" - створення пасу у вигляді простого тіла без зубів;
- "Подробно" - створення пасу у вигляді складного тіла з усіма зубами.

Група параметрів "Настройка синхронизации" вмикається за допомогою однойменного прапорця. За замовчуванням цей прапорець неактивний - синхронізація шківів обчислюється автоматично на основі

положення ведучого шківа.

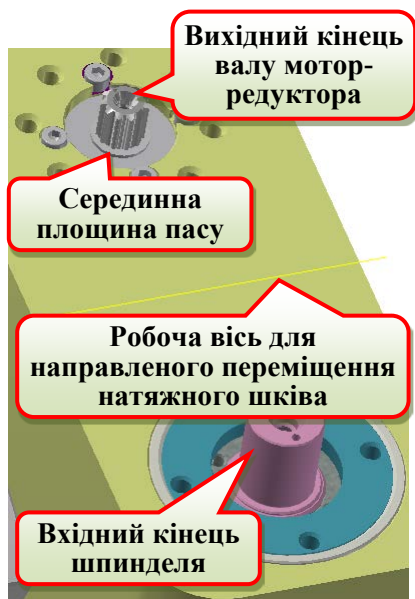


Рис. 6.9. Елементи конструкції для базування зубчасто-пасової передачі

! Синхронізація потрібна для правильного функціонування механізму, що приводиться в дію приводом, який містить зубчасто-пасову передачу. Прикладом може бути привід газорозподільчого механізму автомобіля. Крім того, вона може бути застосована для правильного розташування таких елементів як шпонкові пази, пази для фіксації гайок, отвори, тощо, на шківах.

Щоб налаштувати синхронізацію шківів, необхідно спочатку (рис. 6.7) вибрати шків з

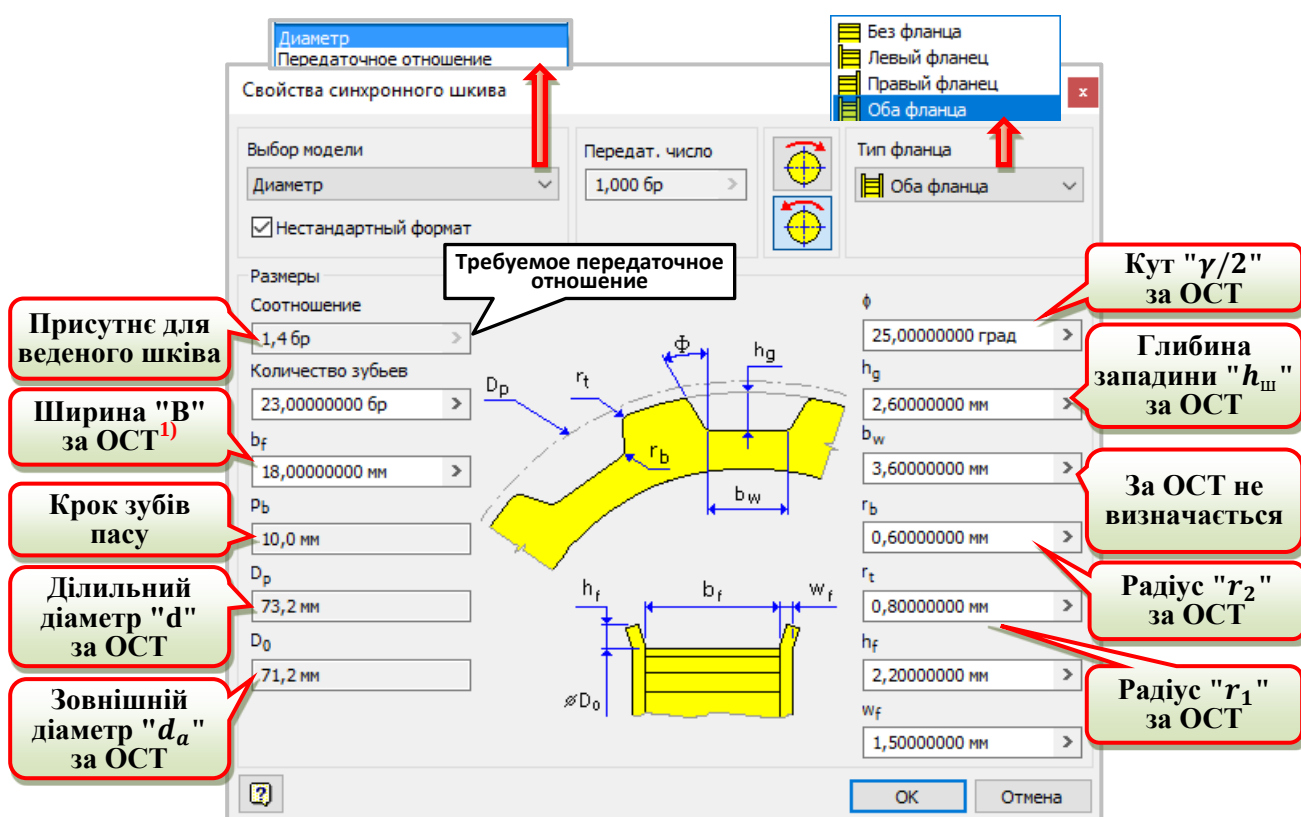


Рис. 6.10. Діалогове вікно "Свойства синхронного шківа": 1) ОСТ 38 05114-76

фіксованою залежністю синхронізації. В даному випадку це є перший шків. Потім кнопкою  в групі "Опор. знач." виберіть базову геометрію синхронізації (лінійний об'єкт, паралельний серединній площині пасу, або

плоский об'єкт, перпендикулярний серединній площині пасу). Після вибору, наприклад, бокової грані корпусу (рис. 6.7) генератор поверне перший шків таким чином, що площина YZ його системи координат буде паралельною вибраній грані. Для всіх інших шківів передачі буде автоматично налаштоване обертання для контакту з зубами пасу. Кнопка  "Обратить" дозволяє змінити напрямок вектора посилювальної геометрії на протилежне. Крім того, початкове обертання кожного зубчастого шківa можна налаштувати за допомогою ручки зуба, як показано на рис. 6.7. Відображається перший зуб в масиві, і шків можна обертати вказівником мишки відповідно до кроку пасу.

6.2.2. Порядок проектування передачі за допомогою генератора зубчастопасової передачі

 *Порядок проектування зубчасто-пасової передачі такий-же як і клинопасової.*

Єдина відмінність полягає у застосуванні операції синхронізації.

6.2.3. Розрахунок передачі

6.2.3.1. Введення вихідних даних та проведення розрахунку

Аналогічно до клино-пасової передачі перший шків вважається ведучим і може тільки зубчастим. Решта шківів є веденими або натяжними і можуть бути як зубчастими так і гладкими (роliками).

 *Вхідна потужність розподіляється між кількома веденими шківaми при використанні передатного числа P_x кожного шківa. Відповідно розраховуються сили і крутний момент.*

Після переходу на вкладку "Расчет" (рис. 6.11) в групі параметрів "Тип расчета" можна задати:

- "Проверка прочности" - перевірка міцності обраного ремня, ширини і траєкторії пасу. В результаті перевірки міцності може бути дана рекомендація щодо збільшення ширини пасу, якщо навантаження неможливо передати за допомогою заданого компонування передачі.

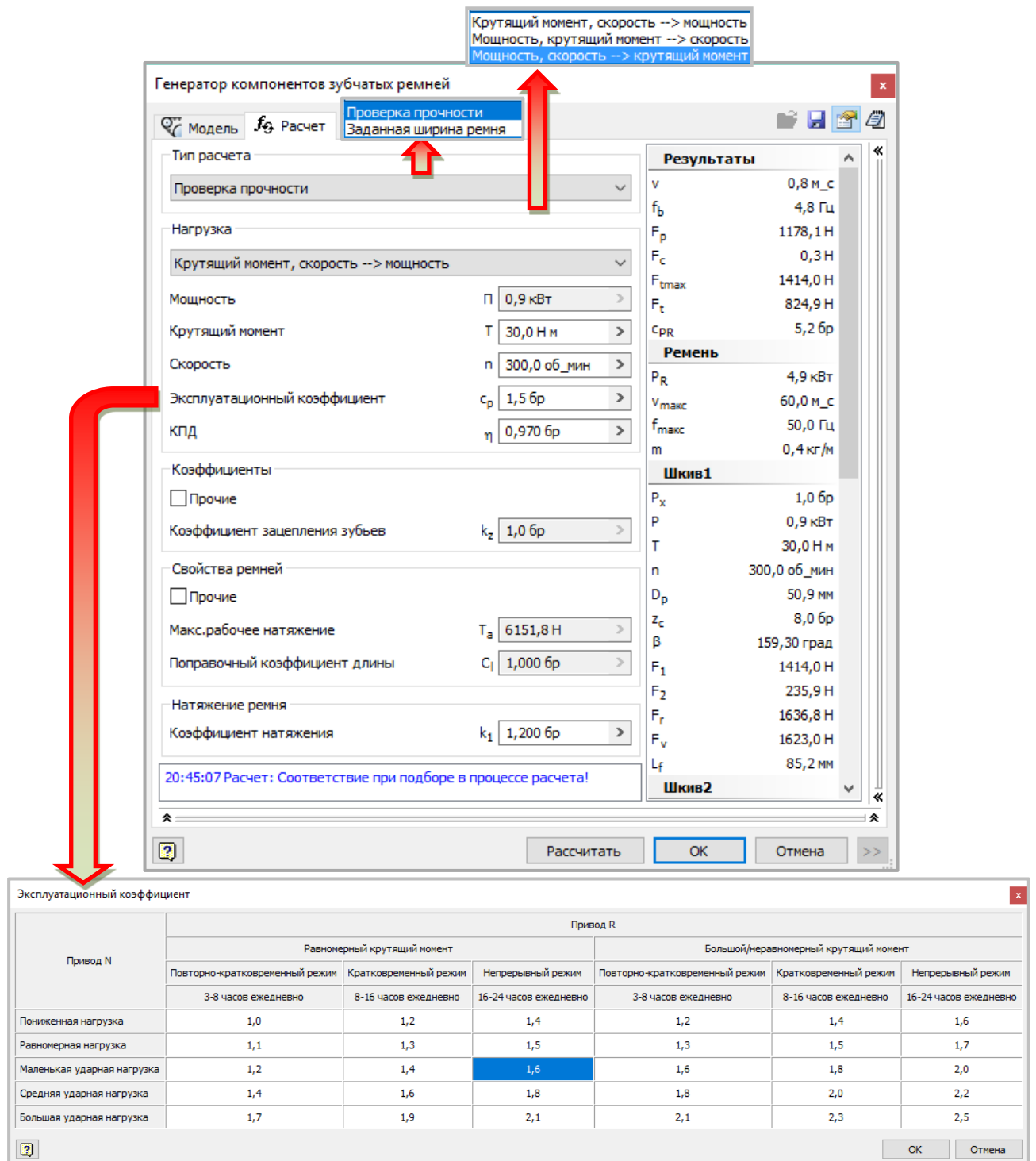


Рис. 6.11. Диалогове вікно "Генератор компонентів зубчатих ремней", вкладка "Расчет"

- "Заданная ширина ремня" - при виборі цього параметра не буде потрібно задавати ширину пасу на вкладці "Модель". Замість цього буде знайдена мінімальна ширина пасу з урахуванням заданого навантаження, типу і траєкторії пасу.

Спосіб завдання навантаження такий же як і в інших передачах.

Далі у вкладці в якості вхідних даних представлені коефіцієнти:

- "Эксплуатационный коэффициент c_p " - в загальному експлуатаційному коефіцієнті враховуються запаси міцності необхідні для компенсації коефіцієнтів зниження терміну служби паса під час роботи, наприклад навантаження, прискорення і втоми. Коефіцієнт навантаження залежить від типу приводу і машини з приводом (рис. 6.11). Можна враховувати додатковий коефіцієнт прискорення c_{pa} , якщо коефіцієнт прискорення $1/i > 1,24$ (табл. 6.5). У додатковому втомному коефіцієнті враховується кількість робочих годин в день, а також нестандартні умови експлуатації. Таблиця вибору коефіцієнта c_2 в цілому відповідає таблиці 1 "Коэффициент C_p динамической нагрузки и режима работы ремней в приводах промышленного оборудования" ГОСТ 1284.3-96.

Таблица 6.5.

Значення додаткового коефіцієнта прискорення c_{pa}

Коефіцієнт прискорення $1/i$	c_{pa}
1.00 - 1.24	0.0
1.25 - 1.74	0.1
1.75 - 2.49	0.2
2.50 - 3.49	0,3
$\geq 3,5$	0.4

- "Коэффициент зацепления зубьев k_z " - враховується кількість зубів синхронного шківa при контакті z_c з пасом. Якщо кількість зубів синхронного шківa при контакті менше 6, то це може вплинути на потужність паса. Програма знаходить мінімальну кількість контактуючих зубів у всіх синхронних шківaх пасового приводу, а потім використовує наступне правило для розрахунку коефіцієнта k_z : $k_z = 1,0$, якщо $z_c \geq 6$ і $k_z = 1,0 - \frac{1}{5}(6 - z_c)$ якщо $z_c < 6$. Кількість зубів при контакті визначається на основі дуги кута контактів кожного окремого шківa $z_c = abs\left(z \cdot \frac{\beta}{360}\right)$, де β – кут обхвату (рис. 6.11).

- "Поправочный коэффициент длины ремня c_L " - у поправковому коефіцієнті довжини паса враховується зміна номінальної потужності найдовшого паса. За замовчуванням значення коефіцієнту $c_L = 1,0$, яке не

впливає на результати.

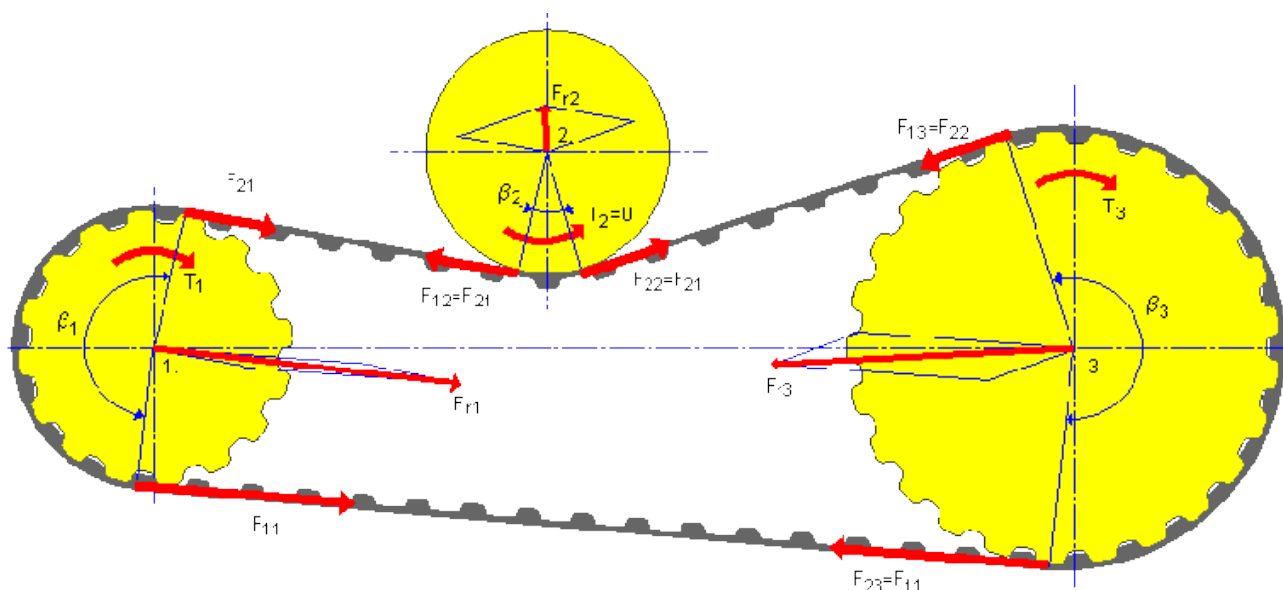


Рис. 6.12. Передача з натяжним шківом

- "Коэффициент натяжения k_1 " - за допомогою коефіцієнта натягу можна налаштувати вихідний натяг пасу. При роботі пасового приводу з постійним навантаженням утворюється сторона збігання. Початковий натяг перешкоджає провисанню сторони збігання і забезпечує правильне зачеплення зубів. У більшості випадків зубчасті паси працюють краще, якщо величина натягу сторони збігання дорівнює 10% - 30% від величини ефективного тягового зусилля ($k_1 = 1,1 \sim 1,3$).

- "Макс. рабочее натяжение" - максимально допустимий робочий натяг пасу. Якщо не активований прапорець "Прочие" в групі параметрів "Свойства ремней", то генератор задає усереднене значення для даного типу та розміру поперечного перерізу пасу. В каталогах виробників пасів приводиться допустимий натяг пасу на дюйм його ширини. Тому при перевірці міцності можна розрахувати величину максимально допустимого робочого натягу і задати її величину вручну.

6.2.3.2. Результати розрахунку

Аналогічно до результатів клинопасової передачі розглянемо основні результати розрахунків зубчасто-пасової передачі. В додатку Е приведено фрагмент звіту генератора зубчасто-пасової передачі, а у таблиці 6.6 приведено відповідність найменувань та позначень основних результатів розрахунків

Таблиця 6.6.

Відповідність найменувань та позначень основних результатів розрахунків зубчасто-пасової передачі в Inventor та за ОСТ 38-05114-76, ОСТ 38-05227-81 і науково-технічною літературою

В генераторі зубчасто-пасових передач	Позначення	В ОСТ 38-05114-76, ОСТ 38-05227-81	Позначення
Властивості пасу			
Окружной шаг	p_b	Крок зубів	t_p
Ширина ремня	B	Розрахункова ширина	B_p
Ширина зуба	S	-	-
-	-	Ширина западин	S_p
Высота	H	Товщина пасу	H_p
Угол зуба	β	Кут зуба	β_p
Висота зуба	h_t	Висота зуба	h
Радиус кривизны переходной кривой у основания зуба	r_r	Радіуси округлення в западинах зубів	r_2
Радиус кривизны переходной кривой у вершины зуба	r_a	Радіус округлення на вершинах зубів	r_1
Максимально допустимое рабочее натяжение ремня базовой ширины (звичайно – 1 дюйм)	T_{a0}	Допустима окружна сила пасу шириною 1 мм	$[F_0]$
Статическая сила натяжения (одного пасу)	F_v	Початковий натяг пасу	F_0
Длина шага	L	Розрахункова довжина пасу	L_p
Властивості шківів			
Средний диаметр	$D_p (d_w)$	Ділильний діаметр шківів	d
Наружный диаметр шкива	D_0	Діаметр вершин зубів	d_a
Диаметр впадин	d_F	Діаметр впадин	d_f
Высота зуба	h_g	Висота зуба	h
Угол зуба	$\phi (\varphi)$	Кут зуба	β_p
Окружной шаг	p_p	Крок зубів	t_p
Ширина синхронного шкива	b_f	Ширина зубчастого шківів	B
Ширина гладкого шкива	B	Ширина гладкого шківів	B
Радиус кривизны переходной кривой у основания зуба	r_b	Радіуси округлення в западинах зубів	r_2
Радиус кривизны переходной кривой у вершины зуба	r_t	Радіус округлення на вершинах зубів	r_1
Сила на входе	F_1	Натяг у ведучій ділянці пасу	F_1
Сила на выходе	F_2	Натяг у веденій ділянці пасу	F_2
Результирующая осевая нагрузка	F_r	Рівнодійна сил натягу пасу	R
Полученный эксплуатационный коэффициент	C_{PR}	-	-
Эффективная выемка (натяжение при установке ремня)	F_p, F_t	Окружна сила на ведучому шківі	F_t

зубчасто-пасової передачі в Inventor та за ОСТ 38-05114-76, ОСТ 38-05227-81 і науково-технічною літературою (див. також рис. 6.13).

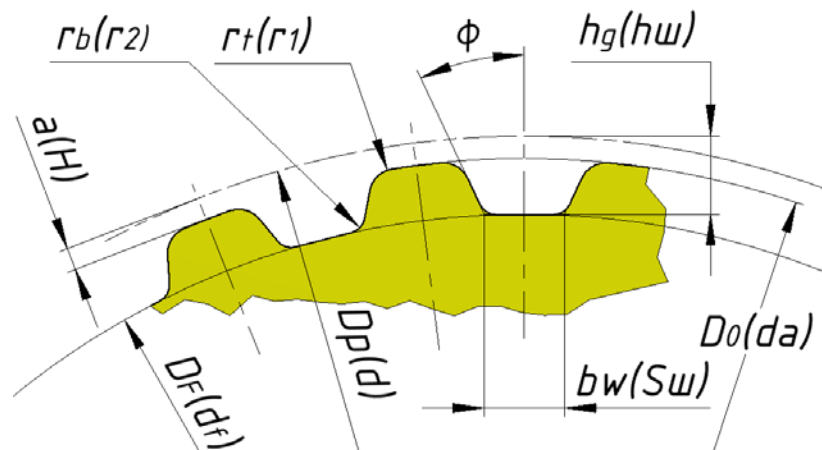


Рис. 6.13. Геометричні параметри зубчастого шків

6.3. Генератор ланцюгових передач

6.3.1. Загальні відомості

Генератор роликових ланцюгів призначений для створення роликових та втулкових ланцюгових приводів. Ланцюги можуть складатися з однієї або кількох гілок. Також підтримуються двокрокового роликові ланцюги. Типові конструкції роликових і втулкових ланцюгів показані на рис. 6.14. Основна відмінність полягає в тому, що втулкові ланцюг не має роликів.

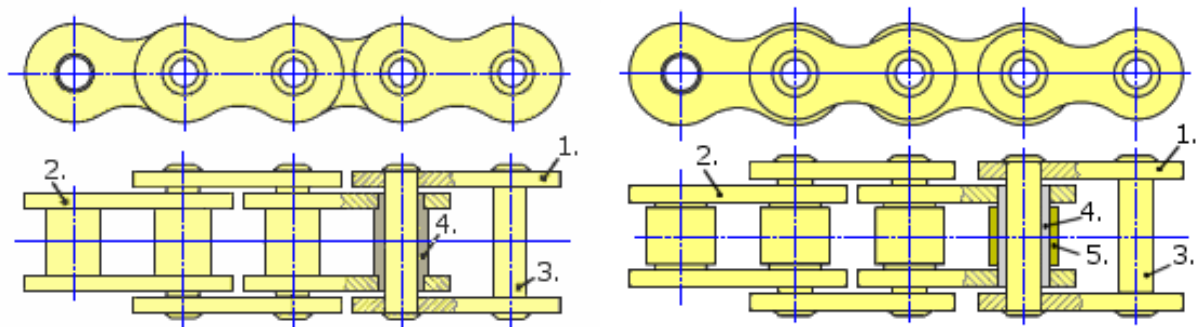


Рис. 6.14. Будова втулкових та роликових ланцюгів: а) втулковий ланцюг; б) роликовий ланцюг

1 - зовнішня пластина; 2 - внутрішня пластина; 3 – вісь; 4 – втулка; 5 – роликові.

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 (рис. 6.15), тому схильні до втоми при розтягуванні. Для різних компоновок приводу діаграма навантаження може бути різною.

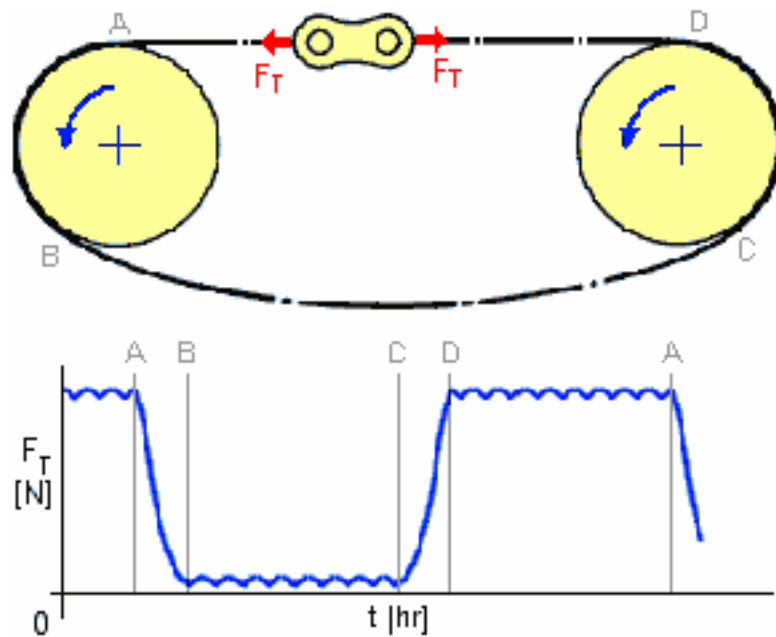


Рис. 6.15. Діаграма навантаження ланцюгового приводу з двома зірочками

При проектуванні роликів ланцюгових приводів дуже важливо враховувати фактор зносу. Зазвичай роликові 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 проектується таким чином, що допускається до 3% (1,5% для двокрокових 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.

Щоб домогтися максимального терміну служби ланцюга, необхідно забезпечити його ефективне змащування. Ефективність змащування ґрунтується на застосуванні правильно обраного мастила на тих ділянках, де воно найбільше потрібне. Основна проблема полягає в отриманні змащування досить хорошої якості, щоб його можна було застосовувати для робочих поверхонь осей, втулок і роликів.

Змащування вручну: мастило рясно наноситься за допомогою пензля або ллється через носик для ланцюг не рідше ніж через кожні 8 годин роботи. Несправний привід зупиняється, і його живлення блокується. Щоб запобігти перегріву ланцюга або поява плям червоно-коричневого кольору (іржі) на з'єднувальних ланках ланцюга, необхідно забезпечувати достатню кількість змащування і регулярність його застосування.

Змащування крапельною подачею: мастило безперервно ллється по краплях на верхні ребра сполучних або бічних пластин через лубрикатор з крапельною подачею. Щоб запобігти зміні кольору мастила на червоно-коричневий (колір іржі) на з'єднувальних ланках ланцюга, необхідно забезпечувати достатню кількість мастила і регулярність його застосування. Швидкість подачі мастила зазвичай становить від 4 до 20 або більше крапель в хвилину. Слід дотримуватися обережності і не допускати зміни напрямку крапель під впливом повітряного потоку.

Змащування за допомогою масляної ванни: нижня гілка ланцюга проходить через масляну ванну в корпусі приводу. Рівень мастила повинен досягати найнижчого рівня проходження ланцюга під час роботи.

Дискове змащування: Ланцюг рухається вище рівня мастила. Диск захоплює масло з ванни і подає на ланцюг, зазвичай через отвори. Діаметр

диска повинен бути таким, щоб забезпечити відповідну окружну швидкість для ефективного забору мастила. Більш високі швидкості можуть привести до спінювання і перегріву мастила.

Примусове змащування: мастило подається за допомогою циркуляційного насоса, який забезпечує безперервний потік мастила на ланцюговий привід. Мастило має спрямовуватися на збіжну гілку ланцюга і наноситися на внутрішній контур ланцюга, рівномірно по всій його ширині, щоб були охоплені всі робочі поверхні. При необхідності можна використовувати олійний охолоджувач і олійний фільтр.

Клас в'язкості мастила для ланцюгового приводу визначається за температурою навколишнього середовища (табл. 6.7).

Таблиця 6.7

Клас в'язкості мастила для ланцюгового приводу визначається по температурі навколишнього середовища

Температура навколишнього середовища, °C	$-5 \leq t \leq +5$	$+5 \leq t \leq +25$	$+25 \leq t \leq +45$	$+45 \leq t \leq +70$
Клас в'язкості мастила	VG 68 (SAE 20)	VG 100 (SAE 30)	VG 150 (SAE 40)	VG 220 (SAE 50)

Визначення відповідного способу змащування виконується в залежності від кроку і швидкості ланцюга (рис. 6.16). Відрізки на графіку означають границі областей різних типів змащування (1÷4), що прийняті у вітчизняній технічній літературі.

Динаміка зносу з'єднувальних ланок ланцюга на протязі терміну служби і її залежність від якості мастила показана на рис. 6.17. Зазвичай на початку терміну служби ланцюга інтенсивність зносу збільшується швидко. Ця стадія відома як початковий знос. Початковий знос можна зменшити, якщо заздалегідь піддати ланцюг навантаженню, що і роблять деякі виробники. Попереднє навантаження може збільшити термін служби ланцюга. Згодом процес зносу з'єднувальних ланок ланцюга триває, але повільно. Такий знос відомий як нормальний знос. Якщо ланцюг отримує достатню мастила, знос сполучних ланок ланцюга залишається нормальним зносом, і з часом термін

служби ланцюга закінчується. В кінці строку корисного використання ланцюга знову посилюється знос сполучних ланок ланцюга.

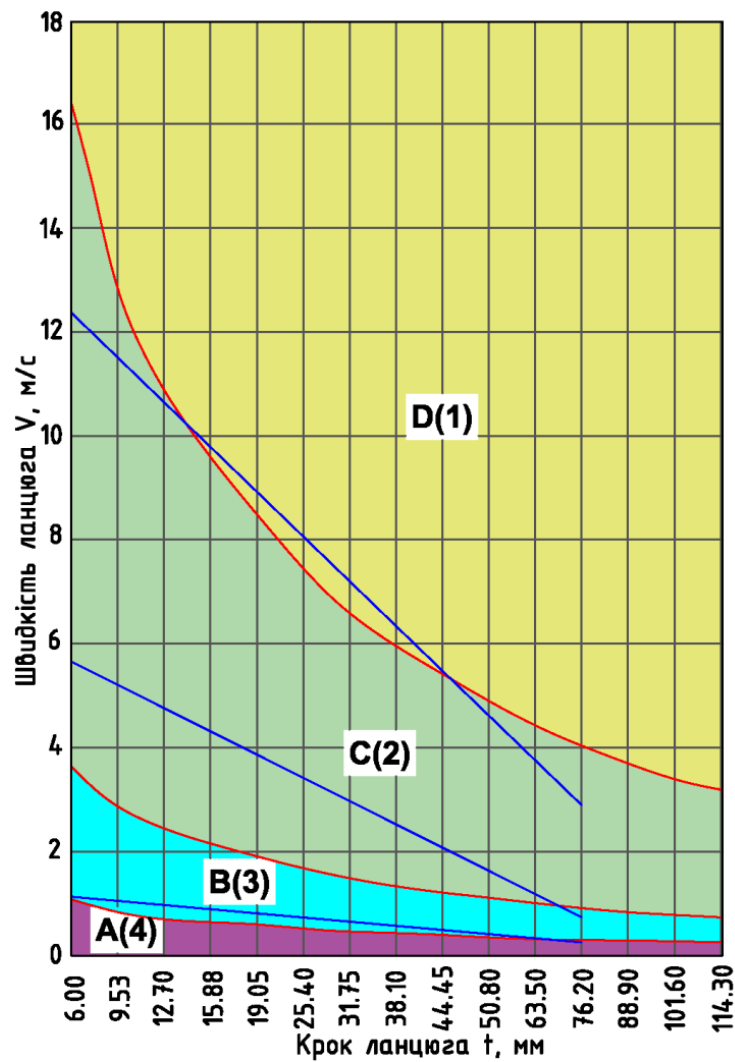


Рис. 6.16. Графік вибору способу змащування за кроком та швидкістю ланцюга

- A) - максимальна швидкість ланцюга $V = 2,8 \cdot t^{-0.56}$ - змащення вручну;
- B) - максимальна швидкість ланцюга $V = 7,0 \cdot t^{-0.56}$ - крапельне змащення;
- C) - максимальна швидкість ланцюга $V = 35,0 \cdot t^{-0.56}$ - змащення зануренням або диском;
- D) - діапазон для примусового змащення.

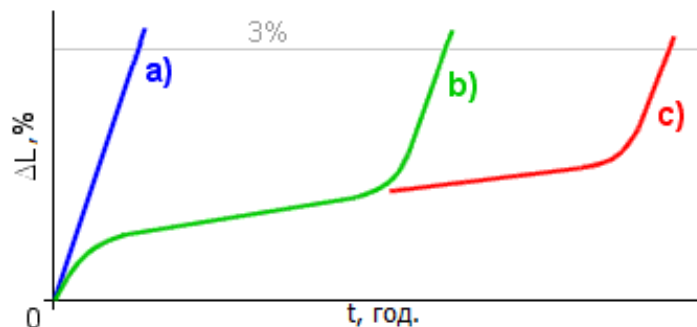


Рис. 6.17. Динаміка зносу з'єднувальних ланок ланцюга

- а) - ланцюг без змащення в забрудненому середовищі з абразивними частинками;
- б) - недостатньо змащений ланцюг; в) - достатньо змащений ланцюг

6.3.2. Вкладка модель. Порядок проектирования передачи

Після запуску генератора ланцюгових передач кнопкою  Цепи роликовые з'являється діалогове вікно "Генератор роликових цепей" з активною вкладкою "Модель" (рис. 6.18).

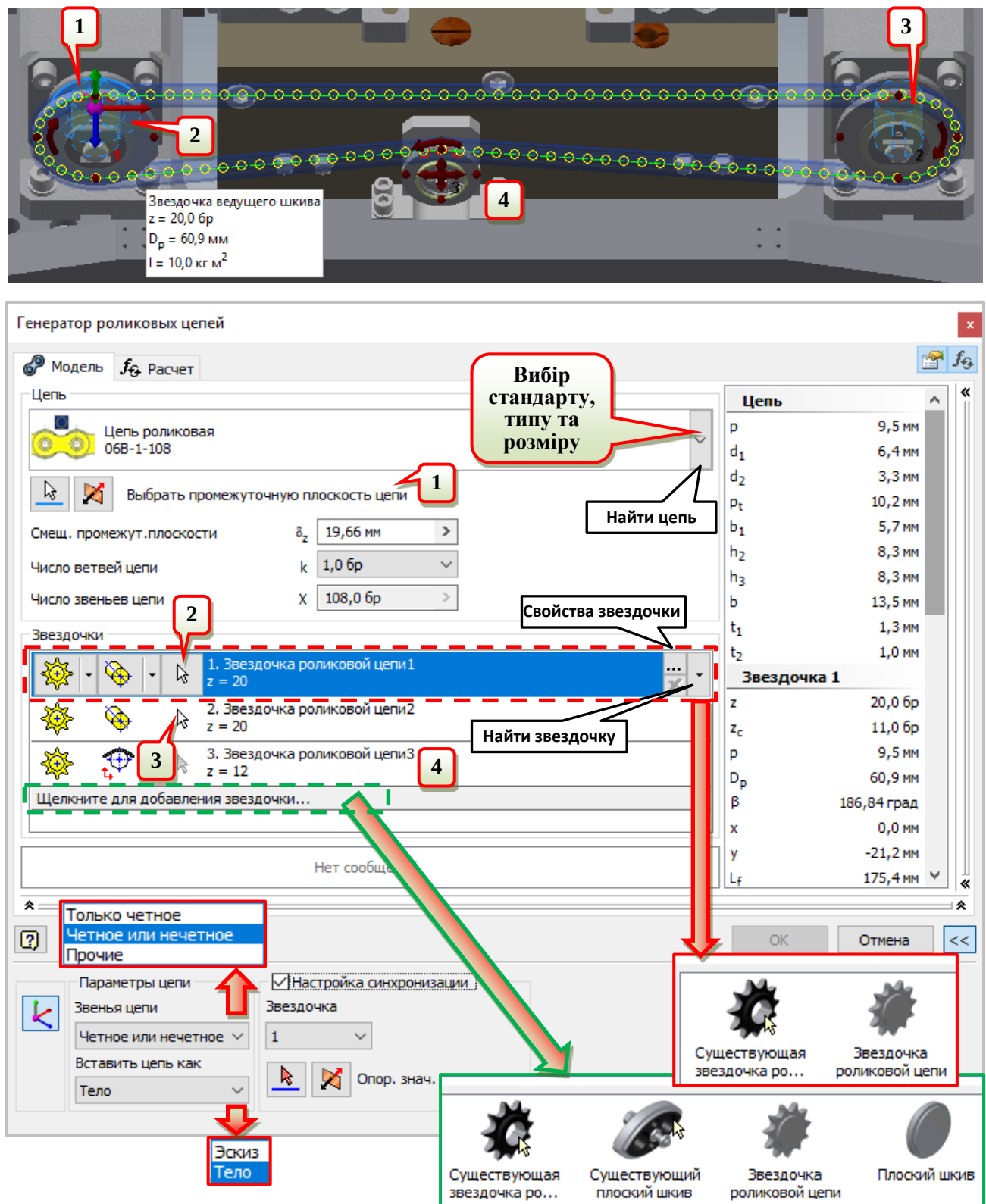


Рис. 6.18. Генератор ланцюгових передач, вкладка "Модель"

В цілому порядок створення моделі ланцюгової передачі такий же як і порядок створення моделі зубчасто-пасової передачі (розділ 6.2.1).

В верхньому списку групи параметрів "Цепь" доступна бібліотека ланцюгів з вибором стандарту ланцюга (категорія) і типу ланцюга (розмір ланцюга на основі кроку). Список сімейств ланцюгів залежить від даних файлів XML, які зберігаються в папці ... \ Design Data \ Design Accelerator \ Tables \ Chains \ RollerChains. Після натискання кнопки  з'являється діалогове вікно вибору ланцюга (рис. 6.19) з трьома вікнами.

У першому вікні зверху праворуч можна вибрати тип та стандарт ланцюга (ASME, ISO, DIN, JIS, CSN, ГОСТ³³). В нижньому вікні відображається повний список доступних розмірів ланцюгів або варіантів для вибраного типу та стандарту.³⁴

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 "Метод"³⁵. Але незалежно від методу вибору в таблиці параметрів з першої по третю колонки займають параметри: "Цепь" (позначення ланцюга), **k** (кількість рядів) та **p** (крок). Доступні такі методи вибору (сортування даних в таблиці):

- "Найти цепь по размеру" – таблиця включає всі розміри ланцюгів обраного сімейства. У списку містяться основні властивості розміру ланцюга, такі як крок ланцюга або ширина. Залежно від вибору ланцюга параметри зірочок змінюються. Кількість зубів зірочки є фіксованим.

- "Найти решение с фиксированным числом зубьев звездочки" – таблиця включає можливі варіанти ланцюгової передачі, для яких використовується розмір ланцюга і зберігається число зубів зірочок. Генератор виконує пошук за розміром і розраховує властивості міцності. Він попередньо вибирає тип

³³ ГОСТ 591-69 Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. ГОСТ 13568-97 Цепи приводные роликовые и втулочные.

³⁴ Базу даних ланцюгів можна налаштувати, а також додати в нього власні ланцюги відповідно до визначених постачальниками ланцюгів.

³⁵ Список "Метод" доступний, тільки коли вкладка "Расчет" включена, і в правому верхньому куті активна команда  "Включение/отключение расчета"

ланцюга, який підходить для роботи передачі. Розраховуються статичний і динамічний запас міцності, як і тиск на опорну поверхню ланцюга, загальна вага ланцюга, розрахункова і номінальна потужності ланцюга. Кількість зубів зірочки розташовується у четвертій колонці, а за нею – значення розрахованих параметрів передачі.

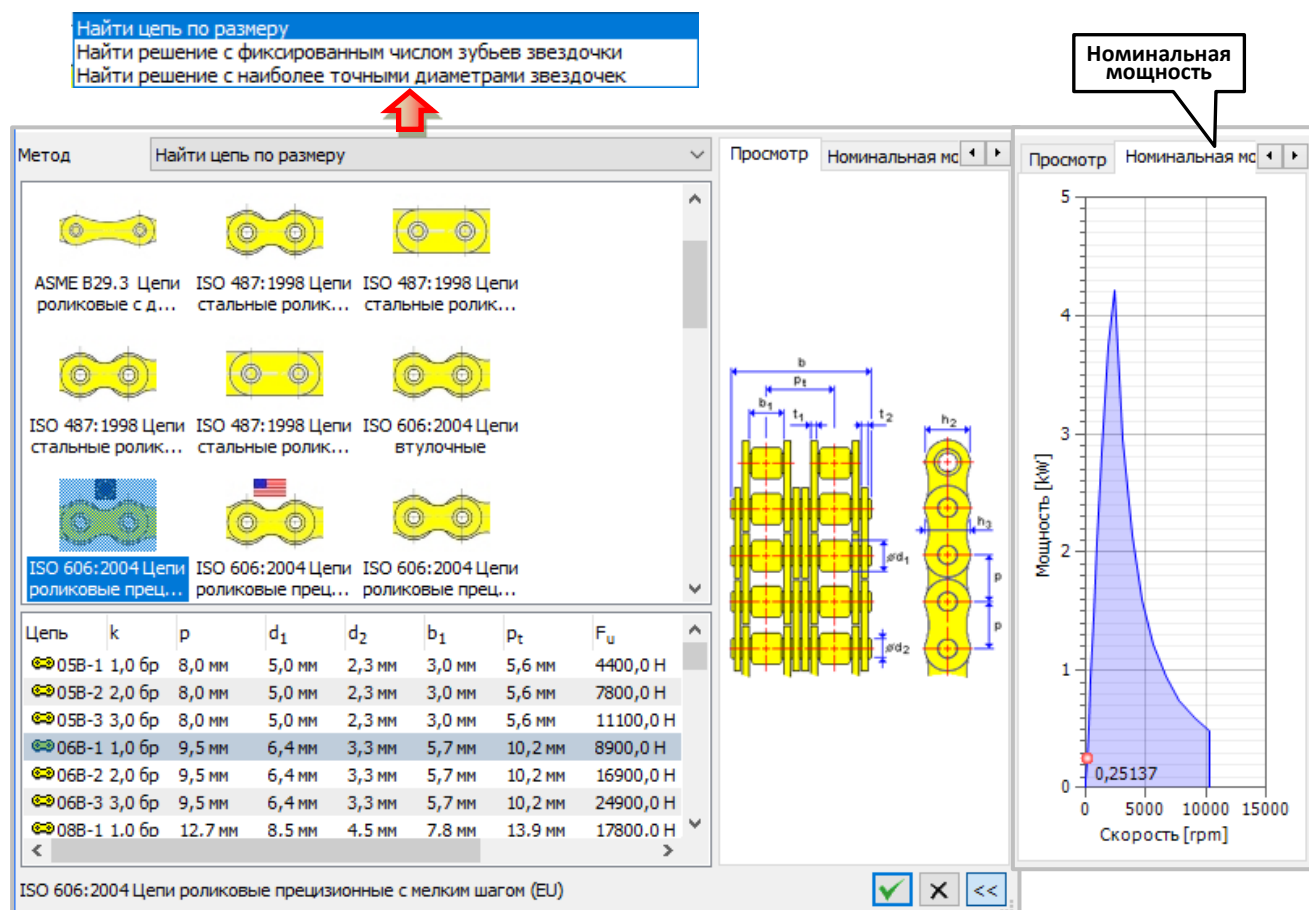


Рис. 6.19. Діалогове вікно вибору ланцюга

- "Найти решение с наиболее точными диаметрами звездочек"³⁶ – таблиця включає можливі варіанти ланцюгових передач, для яких використовується розмір ланцюга і зберігаються найближчі діаметри зірочок. Відповідно змінюється кількість зубів зірочки. Генератор виконує пошук за розміром і розраховує властивості міцності. Він попередньо вибирає тип ланцюга, який підходить для роботи передачі. Розраховуються статичний і динамічний запас міцності, як і тиск на опорну поверхню ланцюга, загальна вага ланцюга, розрахункова потужність і номінальна потужність ланцюга для найменшої

³⁶ Точніше цей параметр повинен називатись "Найти решение с ближайшими диаметрами звездочек"

кількості зубів передачі. Розташування параметрів у таблиці – таке ж як і в попередньому випадку.

При натиснутій кнопці  в нижній частині діалогового вікна відкривається третє вікно з двома вкладками: "Просмотр" та "Номинальная мощность". Їх призначення таке:

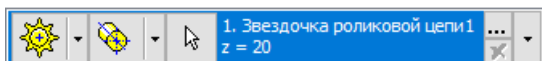
- "Просмотр" – вкладка призначена для попереднього зображення ланцюга з відповідними розмірами.

- "Номинальная мощность" – на вкладці відображається графік номінальної потужності ланцюга і розрахункова потужність відповідно до особливостей застосування. Червоними точками виділяється розрахункова потужність. Можна відразу побачити, чи відповідає вона критеріям проектування(чи знаходиться в рекомендованому діапазоні значень).

Після вибору ланцюга, що відповідає вихідним критеріям, стає активною команда  "Принять текущий выбор".

Для прикладу в приводі осциляції з плоскопаралельним рухом верстата для магнітно-абразивної обробки валів-шестерень застосовано ланцюг ПР-9,525-9,1-108. Для базування передачі використано вихідний кінець 2 ексцентрикового валу, що отримує рух обертання від спеціального редуктора (рис. 6.18) та вхідний кінець 3 ексцентрикового валу, паралельного першому. Щоб забезпечити потрібну міжосьову відстань застосовано натяжний ролик 4, що має вільне переміщення переміщається в середній площині ланцюга. Крутний момент опору, що передає ланцюгова передача, $M_{кр} = 19,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, максимальна кількість обертів $n = 150 \text{ хв}^{-1}$.

Аналогічно до зубчасто-пасових передач при натисканні кнопки "Щелкните для добавления звездочки ..."



під управляючим записом групи параметрів "Звездочки" з'являється діалогове вікно вибору типу зірочки. В ньому присутні чотири типи зірочок.

При натисканні під управляючим записом на кнопку  "Найти звездочку" з'являється діалогове вікно зміни типу зірочки.

Перша (ведуча) зірочка може бути тільки зубчастою (рис. 6.18). Інші можуть бути зубчастими і гладкими (роliками).

При натисканні на кнопку  "Свойства звездочки" з'являється діалогове вікно "Свойства звездочек роliковой цепи" (рис. 6.20). У цьому діалоговому вікні потребують пояснення параметри SC, α та M_r :

- параметр SC - зазор між опорними поверхнями – циліндричною роliка ланцюга з діаметром d_r та циліндричною поверхнею впадини зуба радіусом r_i ;
- параметр α – кут впадини;
- параметр M_r – вимірювання діаметру впадин безпосередньо ($D_g = 0$) або за діаметром роliка ($D_g = d_r$): $M_r = D_p + 2 \cdot D_g - d_r$ – для парної кількості зубів і $M_r = D_p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z}\right) + 2 \cdot D_g - d_r$ – для непарної кількості зубів.

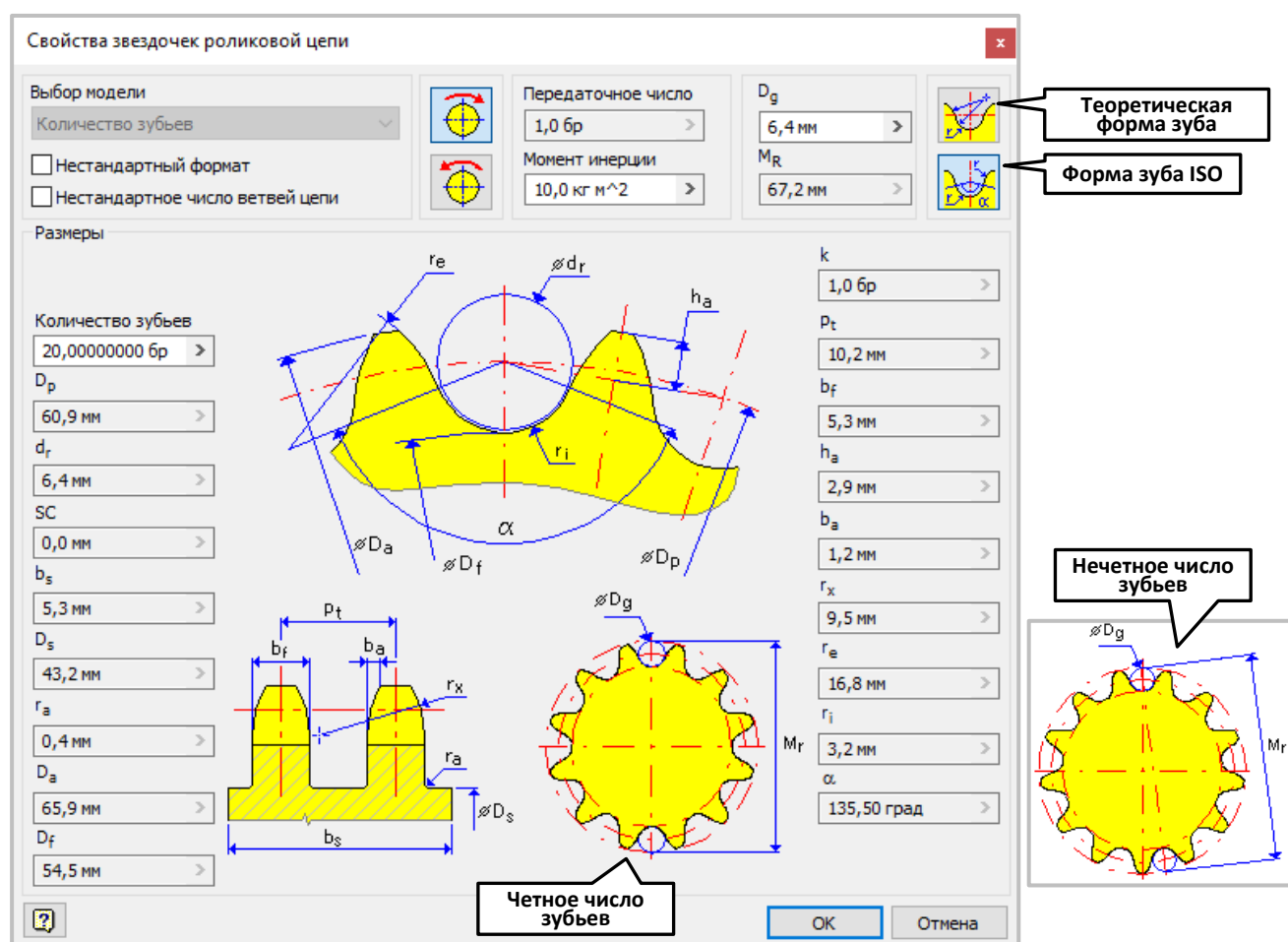


Рис. 6.20. Діалогове вікно "Свойства звездочек роliковой цепи"

- "Теоретическая форма зуба" - теоретична форма зуба проектується таким чином, що роliки 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 теоретичної.

- "Упрощенная форма зуба ISO" - спрощена форма зуба ISO визначається за формою максимального і мінімального інтервалу (кроку) між зубами. Фактична форма зуба, яку отримують шляхом вирізу або аналогічним способом, повинна мати дві бічні сторони, обмежені максимальним і мінімальним радіусами, плавно з'єднаними кривою опорної поверхні ролика, що згладжує відповідні кути. За замовчуванням генератор роликів передачі використовує мінімальне рекомендоване значення інтервалу (кроку) між зубами.

У вікні результатів відображені результати розрахунку геометричних параметрів ланцюгової передачі (табл. 6.8).

Таблиця 6.8

Результати розрахунку геометричних параметрів ланцюгової передачі, що відображаються у вікні результатів вкладки "Модель" генератора ланцюгових передач

Параметр	Значення
"Цепь"	
p	Крок
d_1	Максимальний діаметр ролика
d_2	Максимальний діаметр штифта підшипника
p_t	Поперечний крок
b_1	Мінімальна ширина між внутрішніми пластинами
h_2	Максимальна глибина внутрішньої пластини
h_3	Максимальна глибина зовнішньої або проміжної пластини
b	Максимальна ширина між шийками осі опорного підшипника
t_1	Товщина внутрішніх пластин
t_2	Товщина зовнішніх пластин
"Звездочка №"	
z	Кількість зубів зірочки
z_c	Кількість зубів при контакті
p	Крок
D_p	Діаметр ділильної окружності
β	Кут обхвату
x	Координата X центру дуги впадини
y	Координата Y центру дуги впадини
C	Міжосьова відстань
L_f	Довжина ділянки ланцюга

6.3.3. Вкладка "Расчет" - розрахунок передачі

Аналогічно до зубчасто-пасової передачі перша зірочка вважається

ведучою і може тільки зубчастою. Решта зірочок є веденими або натяжними і можуть бути як зубчастими так і гладкими (роliками).

 *Вхідна потужність розподіляється між кількома веденими зірочками при використанні передатного числа P_x кожної зірочки. Відповідно розраховуються сили і крутний момент.*

Після переходу на вкладку "Расчет" (рис. 6.21) в групі параметрів "Эксплуатационные условия" (що відповідає групі параметрів "Нагрузка" генератора зубчасто-пасових передач) можна задати спосіб завдання навантаження, "Мощность", "Крутящий момент", "Скорость", "КПД", "Необходимый срок службы".

Крім названих параметрів потрібно задати специфічні для ланцюгової передачі параметри:

- "Максимальное растяжение цепи" - Вкажіть максимально допустимий розтягнення ланцюга. Розтягування зазначено у відсотках від довжини ланцюга. Значення 0,02 бр свідчить про розтягуванні, що дорівнює 2% від довжини ланцюга. Допустимий діапазон параметра – $0,0 \div 0,1$.

- Список "Применение" - для вибору найбільш поширеного застосування ланцюгових приводів: "Плавный ход", "Непредвиденная низкая ударная нагрузка", "Низкая ударная нагрузка", "Средняя ударная нагрузка", "Сильная ударная нагрузка", "Сильная ударная нагрузка с перегрузками". Тип застосування впливає на значення "Коэффициент ударной нагрузки Y " і "Эксплуатационный коэффициент f_1 ". Список доступний, якщо прапорець навпроти "Коэффициента ударной нагрузки Y " неактивний.

- Список "Среда" – для вибору умов середовища, в якому працює ланцюговий привод: "Чисто" (у приміщенні не утворюється абразивний пил); "Загрязнения" (в приміщенні може з'являтися абразивний пил). Список доступний, якщо прапорець навпроти "Коэффициент смазки f_4 " неактивний.

- Список "Смазка" – для вибору способу змащування. В списку доступні такі способи:

Генератор роликовых цепей

Настроить параметр

Модель **Расчет**

Эксплуатационные условия

Мощность, скорость --> момент

Мощность P 0,3 кВт

Крутящий момент T 19,1 Н м

Скорость n 150,0 об/мин

КПД η 1,0 бр

Необходимый срок службы L_h 5500 ч

Максимальное растяжение цепи ΔL_{max} 0,05 бр

Применение Плавный ход

Среда Чисто

Смазка Рекомендуется

Свойства цепи

☐ Предел прочности при растяжении F_u 9100,0 Н

☐ Удельная масса m 0,5 кг/м

☐ Номинальная мощность цепи P_R 0,4 кВт

☐ Коэффициент построения цепи φ 1,0 бр

Поправочные коэффициенты мощности

☒ Коэффициент ударной нагрузки γ 1,0 бр

☐ Эксплуатационный коэффициент f₁ 1,0 бр

☐ Коэффициент размера звездочки f₂ 1,0 бр

☐ Коэффициент ветвей цепи f₃ 1,0 бр

☐ Коэффициент смазки f₄ 1,0 бр

☐ Коэффициент межосевого расстояния f₅ 1,0 бр

☐ Коэффициент передаточного отношения f₆ 1,2 бр

☐ Коэффициент срока службы f₇ 0,8 бр

☒ Ограничение давления на опорную поверхность цепи

☐ Допустимое давление p₀ 29,0 МПа

☐ Удельный коэффициент трения λ 1,1 бр

☒ Анализ колебания

Жесткость цепи c 1600,0 Н/мм

Ограничение критической скорости Δn 0,1 бр

21:00:01 Расчет: Рекомендуемая смазка: Смазка вручную

21:00:01 Расчет: Номинальное значение максимальной мощности цепи зависит от усталости соединительной пластины.

21:00:01 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Рассчитать OK Отмена <<

Рекомендуемые значения запаса прочности

Статический S_{Smin} 3,000 бр

Динамический S_{Dmin} 3,000 бр

☐ Коэффициент смазки влияет только на номинальную мощность с учетом истирания между штифтами и втулками

Рис. 6.21. Генератор ланцюгових передач, вкладка "Расчет"

■ "Рекомендуется" – генератором пропонується відповідний метод змашування з урахуванням норм проектування (на основі розміру та швидкості ланцюга). Рекомендоване мастило можна знайти у вікні повідомлень (рис. 6.21).

■ "Нет смазки", "Вручную", "Капельная подача", "Диск или ванна", "Подача под давлением" – після вибору способу "Коэффициент смазки f_4 " розраховується автоматично. Деякі із цих параметрів недійсні для швидкісних ланцюгових передач. Відповідно виникає збій при розрахунку з невірними вхідними значеннями. Список доступний, якщо прапорець навпроти "Коэффициент смазки f_4 " неактивний.

В групі параметрів "Свойства цепи" присутні такі параметри:

- "Предел прочности при растяжении цепи F_U " - це найбільше

навантаження, яке може витримати ланцюг при одноразовому застосуванні навантаження до розриву ланцюга. Ця величина повинна бути більшою робочого та вимірювального навантажень. Основна мета визначення мінімальної межі міцності - це гарантія правильного складання ланцюга. Для визначення запасу міцності при розриві ланцюга в генераторі роликів ланцюгів використовується мінімальна межа міцності. Крім того, використовуючи додаткові коефіцієнти, генератор виконує розрахунок очікуваного терміну служби ланок ланцюга або втомних сполучних пластин. Значення за замовчуванням для запасу міцності утворюється зі стандартних рекомендацій для певного розміру ланцюга. Має сенс співвіднести цей параметр з характеристиками, наданими виробником ланцюга. Для одного і того ж розміру ланцюга можуть бути вказані різні значення міцності при розтягуванні, а також матеріал, в залежності від виробника.

– "Удельная масса цепи m " – питома маса ланцюга залежить від розміру, конструкції і матеріалу ланцюга. Значення за замовчуванням береться зі стандартних рекомендацій або використовується найближче значення для сталевих ланцюгів, визначене виробником. Питома маса використовується для розрахунку відцентрової сили, а також аналізу коливання.

– "Номинальная мощность цепи P_R " – це потужність ланцюга при певних експлуатаційних умовах. Зазвичай потужність ланцюга обмежена втомою сполучної пластини, втомою при ударному навантаженні на ролик і втулку, а також стиранням між штифтами і втулками. Графік типової номінальної потужності представлений на рис. 6.22.

– "Коэффициент построения цепи Φ " – коефіцієнт побудови ланцюга дає опис фактичної якості ланцюга. Воно безпосередньо впливає на номінальну потужність ланцюга, а також на допустимий тиск на опорну поверхню ланцюга. Зазвичай коефіцієнт дорівнює одиниці. Коефіцієнт більше одиниці, якщо матеріал ланцюга міцніше або його якість краще в порівнянні з національними стандартами.

- "Поправочные коэффициенты мощности" - за допомогою формул

номінальної потужності ланцюга визначається енергоємність для ланцюгових приводів, що працюють в нормальних експлуатаційних умовах. Якщо ланцюговий привід використовується в інших умовах, то виникає необхідність вводити поправочні коефіцієнти потужності, як описано нижче.

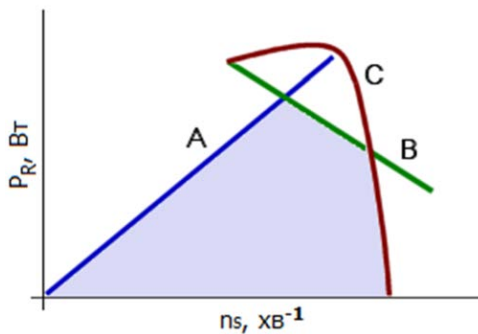


Рис. 6.22. Типова залежність номінальної потужності від частоти обертання

A – енергоємність ланцюгового приводу з урахуванням втоми сполучної пластини;

B – енергоємність ланцюгового приводу з урахуванням втоми при ударному навантаженню на ролик і втулку;

C – енергоємність ланцюгового приводу з урахуванням стирання між осями і втулками

Звичайні експлуатаційні умови:

- Ланцюговий привід з двома зірочками на горизонтальних валах, паралельних один одному.

- Мала зірочка з 19 зубцями.

- Однорядний ланцюг, ланки не зігнуті.

- Довжина ланцюга: 120 кроків для ланцюгів, відповідних ISO; 100 кроків для ланцюгів, відповідних ANSI, CSN.

- Передатне відношення 1:3 або 3:1.

- Очікуваний термін служби: 15000 годин для ланцюгів, відповідних ISO

ANSI, DIN; 10000 годин для ланцюгів, відповідних CSN.

- Робоча температура від -5 °C до +70 °C.

- Правильно вирівняні зірочки і збереження правильного налаштування ланцюга.

- Рівномірна робота без перевантажень, ударних навантажень або частих запусків.

- Використання відповідного мастила без домішок протягом всього терміну служби.

В групі параметрів "Поправочные коэффициенты мощности":

- "Коэффициент ударной нагрузки Y" - в експлуатаційному коефіцієнті

враховуються динамічні перевантаження, залежні від експлуатаційних умов ланцюгового приводу, а також від характеристик приводу і машини з приводом. Коефіцієнт ударного навантаження використовується для визначення величини експлуатаційного коефіцієнта, а також динамічного коефіцієнта запасу міцності. Граничні навантаження, викликані несподіваними ударними навантаженнями, а також граничні перевантаження можуть значно зрости і супроводжуватися великими моментами інерції приводу та приводної машини. За замовчуванням для визначення коефіцієнта ударного навантаження за допомогою генератора ланцюгів використовується таблиця (табл. 6.8).

Таблиця 6.8

Значення коефіцієнта ударного навантаження за різних режимів роботи

Y	Застосування
1.0	Плавний хід
1.5	Плавний хід з епізодичною ударний навантаженням
2.0	Мале ударне навантаження, тимчасові помірні перевантаження
3.0	Середня ударне навантаження, тимчасові сильні перевантаження
4.0	Велике ударне навантаження, постійні помірні перевантаження
5.0	Велике ударне навантаження, постійні великі перевантаження

Для полегшення завдання значення коефіцієнту (при активованому параметрі "Настроить параметр", рис. 6.21) при натисканні кнопки  з випадного меню можна вибрати команду "Коэффициенты". З'явиться відповідне діалогове вікно "Рекомендуемый коэффициент ударной нагрузки" (рис. 6.23).

- "Эксплуатационный коэффициент f_1 " - в експлуатаційному коефіцієнті враховуються динамічні перевантаження, залежні від експлуатаційних умов ланцюгового приводу. Коефіцієнт обумовлений, зокрема, типом елементів приводу і машини з приводом. Значення коефіцієнта можна вибрати безпосередньо за допомогою даних таблиці (табл. 6.9-6.11) або при активованому параметрі "Настроить параметр" (рис. 6.21) при натисканні кнопки  і вибору команди "Коэффициенты" з випадного меню. У діалоговому вікні "Эксплуатационный коэффициент" (рис. 6.22), що повністю відповідає змісту таблиці 6.9, можна вибрати відповідне значення.

Якщо прапорець навпроти експлуатаційних коефіцієнта f_1 неактивний,

його значення визначається з урахуванням коефіцієнта ударного навантаження γ (рис. 6.124) та значенням параметрів "Среда" та "Смазка".

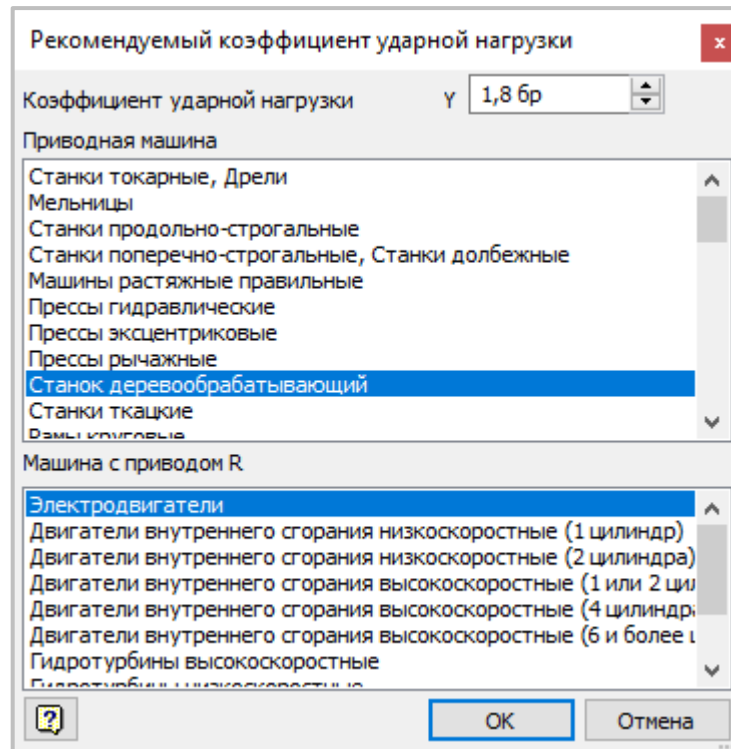


Рис. 6.23. Діалогове вікно "Рекомендуемый коэффициент ударной нагрузки"

Таблиця 6.9
Значення експлуатаційного коефіцієнта в залежності від експлуатаційних умов ланцюгового приводу

Характеристики приводних машин	Характеристики машин з приводом		
	Плавний хід	Мале ударне навантаження	Середнє ударне навантаження
Плавний хід	1	1.1	1.3
Середнє ударне навантаження	1.4	1.5	1,7
Сильне ударне навантаження	1.8	1.9	2.1

Таблиця 6.10

Опис характеристик машин з приводом

Характеристики машин з приводом	Приклади типів механізмів
Плавний хід	Електромотори, парові і газові турбіни, а також двигуни внутрішнього згоряння з гідравлічною передачею
Мале ударне навантаження	Двигуни внутрішнього згоряння з шістьма або більше циліндрами і механічною передачею, часто запускаються електромотори (більше двох разів в день)
Середнє ударне навантаження	Двигуни внутрішнього згоряння, що мають менше шести циліндрів, з механічною передачею

– "Коэффициент размера звездочки f_2 " – в коефіцієнті розміру зірочки

враховується кількість зубів малої зірочки. Цей коефіцієнт дорівнює одиниці, якщо в формулах номінальної потужності враховується кількість зубів найменшої зірочки приводу. Розмір найменшої зірочки може виразно впливати на кожну частину формули номінальної потужності ланцюга.

Таблиця 6.11

Опис характеристик приводних машин

Характеристики привідних машин	Приклади типів механізмів
Плавний хід	Відцентрові насоси і компресори, друкарські машини, стрічкові конвеєри з рівномірним навантаженням, каландри для паперу, ескалатори, перемішувачі і міксери для рідин, барабанні сушарки, вентилятори
Середнє ударне навантаження	Поршневі насоси і компресори з трьома і більше циліндрами, бетономішалки, нерівномірно завантажуються конвеєри, перемішувачі і міксери для твердих речовин
Сильне ударне навантаження	Землечерпалки; роликові й кульові дробарки; машини з переробки каучуку; поздовжньо-фрезерні верстати, преси, направляють верстатів, насоси, компресори з одним або двома циліндрами, бурові вишки

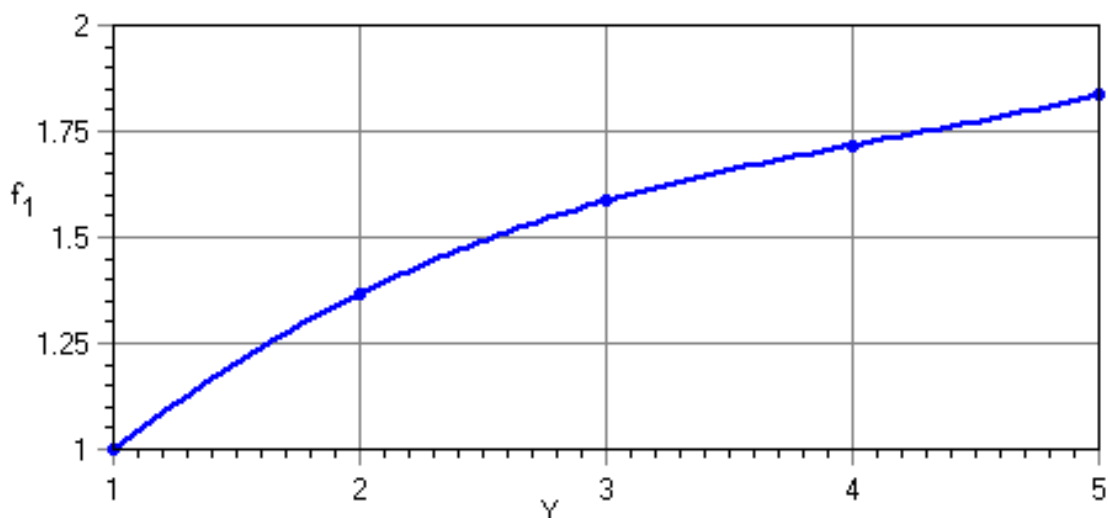


Рис. 6.24. Залежність експлуатаційного коефіцієнту f_1 від коефіцієнту ударного навантаження γ

При розрахунку номінальної потужності ланцюга необхідно також перевірити коефіцієнт розміру зірочки. Якщо номінальна потужність задається за допомогою таблиць номінальної потужності з урахуванням кількості зубів найменшої зірочки, то коефіцієнт повинен дорівнювати одиниці. Якщо номінальна потужність отримана з графіка номінальної потужності, в якому не враховується кількість зубів найменшої зірочки, то може знадобитися коригування коефіцієнта. Коефіцієнт розміру зірочки впливає на розрахункову

потужність. За замовчуванням коефіцієнт в генераторі ланцюгів визначається згідно залежності, представленій на рис. 6.25.

Після вибору команди "Коэффициенты" з випадного меню (аналогічно попередньому випадку) з'явиться діалогове вікно "Коэффициент размера звездочки", що має в своєму складі повзунок. Він дозволяє змінити даний коефіцієнт в діапазоні $f_2 = 0,3 \div 2,0$.

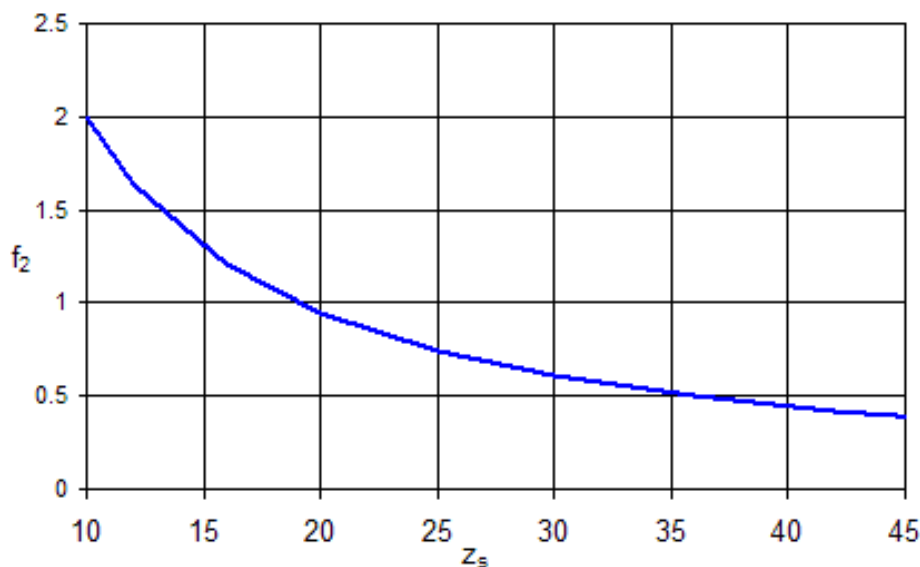


Рис. 6.25. Залежність експлуатаційного коефіцієнту $f_2 = (19/Z_s)^{1.08}$ від кількості зубців зірочки

- "Коэффициент многорядных цепей f_3 "³⁷ - номінальна потужність для багаторядних ланцюгів дорівнює номінальній потужності для однорядних ланцюгів, помноженої на коефіцієнт рядності. За замовчуванням у програмі використовується вбудована таблиця (табл. 6.12). Коефіцієнт рядності f_3 також використовується при виконанні аналізу очікуваного терміну служби. Після натискання кнопки  і вибору команди "Коэффициенты" з випадного меню з'являється діалогове вікно "Коэффициент ветвей цепи", що повністю відповідає змісту таблиці 6.12.

- "Коэффициент смазки f_4 " - коефіцієнт змащування визначає, наскільки сильно невідповідне мастило може впливати на енергоємність і термін служби ланцюга. При виборі відповідного мастила коефіцієнт f_4 дорівнює одиниці. Якщо довелося використовувати невідповідне мастило, то коефіцієнт знижує

³⁷ На вкладці "Расчет" діалогового вікна "Генератор роликовых цепей" він має назву "Коэффициент ветвей цепи", у вітчизняній літературі має назву "коефіцієнт рядності".

номінальну потужність ланцюга, обмежену зносом втулки осі, або збільшує загальну розрахункову потужність. Щоб показати ступінь впливу обраного способу змащування, в програмі за умовчанням використовується вбудована таблиця (табл. 6.13).

Таблиця 6.12

Значення коефіцієнта рядності

К-сть рядків ланцюга	1	2	3	4	5	6
f_3	1	1,7	2,5	3.3	3.9	4.6

Таблиця 6.13

Значення коефіцієнта змащування

Швидкість ланцюга, м/с	Коефіцієнт змащування			
	Змащування			Без змащування
	Рекомендується	Недостатнє		
		Чисте середовище	Забруднене середовище	
до 4	1	0.6	0,3	0.15
до 7		0,3	0.15	Недопустимо
до 12		Недопустимо		
більше 12				

Після вибору команди "Коэффициенты" з випадного меню з'являється діалогове вікно "Коэффициент смазки", що повністю відповідає змісту таблиці 6.13. В ньому, користуючись викладеними рекомендаціями, можна вибрати спосіб змащування та задати відповідний коефіцієнт змащування.

Рис. 6.26. Діалогове вікно "Коэффициент смазки"

– "Коэффициент межосевого расстояния f_5 " – коригує розрахункову потужність враховуючи відхилення реальної міжосьової відстані від стандартної. Щоб уникнути неправильного зачеплення зубів, мінімальна міжосьова відстань має дорівнювати половині суми зовнішніх діаметрів

зірочок. Щоб забезпечити належний кут охоплення ланцюгом малої зірочки (приблизно 120 градусів), мінімальна міжосьова відстань має становити суму зовнішнього діаметра великої зірочки і половини зовнішнього діаметра малої зірочки.

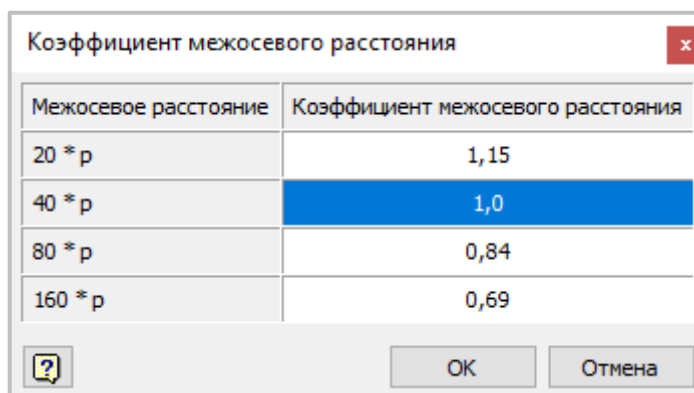
Оптимальна міжосьова відстань з умови довговічності ланцюга дорівнює $a = (30 \div 50)p$. При $a < 30p$ спостерігається прискорене зношування шарнірів ланцюга в зв'язку з підвищеною частотою входу кожного шарніра в зачеплення. При $a > 50p$ навіть невелике зношування кожного шарніра ланцюга викликає значне подовження ланцюга, що призводить до порушення зачеплення ланцюга із зубами зірочок. Зазвичай міжосьова відстань обмежують величиною $a < 80p$.

Причина використання коефіцієнта міжосьової відстані - зміна розподілу розтягування і його вплив на міцність від втоми ланцюга. За замовчуванням коефіцієнт міжосьової відстані визначається за формулою:

$$f_5 = \left(\frac{X_B}{X} \right)^{0.4},$$

де: X_B - число ланок ланцюга при нормальних експлуатаційних умовах;
 X - фактичне число ланок ланцюга в приводі.

Після вибору команди "Кoeffициенты" з випадного меню з'являється діалогове вікно "Кoeffициент межосевого расстояния" з таблицею, вміст якої що відповідає приведеним раніше рекомендаціям (рис. 6.27).



Межосевое расстояние	Кoeffициент межосевого расстояния
20 * p	1,15
40 * p	1,0
80 * p	0,84
160 * p	0,69

Рис. 6.27. Діалогове вікно "Кoeffициент межосевого расстояния"

- "Кoeffициент передаточного отношения f_6 " - коригує розрахункову потужність. В ньому враховується відхилення реального передатного

відношення від стандартного (рис. 6.28). Причина використання коефіцієнта передатного відношення - зміна розподілу розтягування і його вплив на міцність від втоми ланцюга.

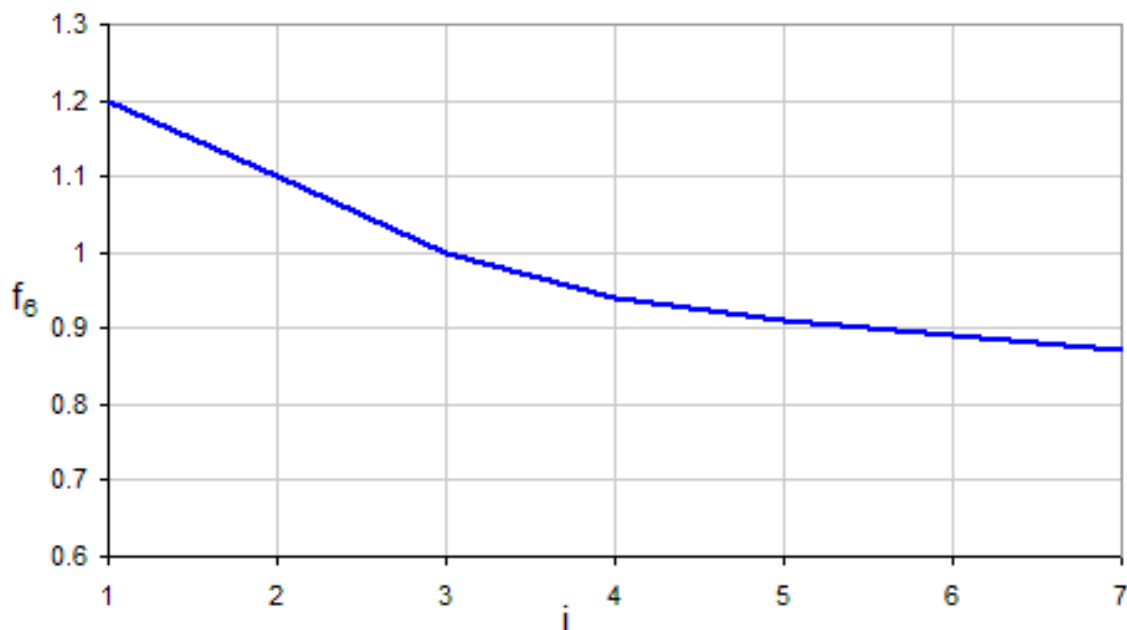


Рис. 6.28. Залежність коефіцієнту передатного відношення від передатного відношення для $z_1 < z_2$ $i = z_2 / z_1$; для $z_1 > z_2$ $i = z_1 / z_2$

Після вибору команди "Коеффициенты" з випадного меню з'являється діалогове вікно "Коэффициент передаточного отношения" з таблицею, вміст якої що відповідає раніше приведеним рекомендаціям (рис. 6.29).

Коэффициент передаточного отношения	
Передаточное отношение	Коэффициент передаточного отношения
1,0	1,2
2,0	1,1
3,0	1,0
4,0	0,94
5,0	0,91
6,0	0,89
7,0	0,87

Рис. 6.29. Діалогове вікно "Коэффициент передаточного отношения"

- "Коэффициент срока службы f_7 " - коригує розрахункову потужність. В ньому також враховується відміну необхідного терміну служби від стандартного. За замовчуванням коефіцієнт терміну служби визначається за

виразом:

$$f_7 = \left(\frac{L_h}{L_{hB}} \right)^{0.4},$$

де L_h - необхідний термін служби в годинах; L_{hB} - стандартний очікуваний термін служби в годинах.

Після вибору команди "Коэффициенты" з випадного меню (аналогічно попередньому випадку) з'явиться діалогове вікно "Коэффициент срока службы", що має в своєму складі повзунок. Він дозволяє змінити даний коефіцієнт в діапазоні $f_7 = 0,1 \div 3,0$.

Група параметрів "Ограничение давления на опорную поверхность цепи" активується однойменним прапорцем. При цьому обмеження враховується під час розрахунків. В групі присутні два параметри:

- "Допустимое давление p_0 " - значення допустимого тиску на опорну поверхню ланцюга, представлені залежностями від його швидкості (рис. 6.30) що використовуються при розрахунках, відносяться тільки до нормальних експлуатаційних умов.

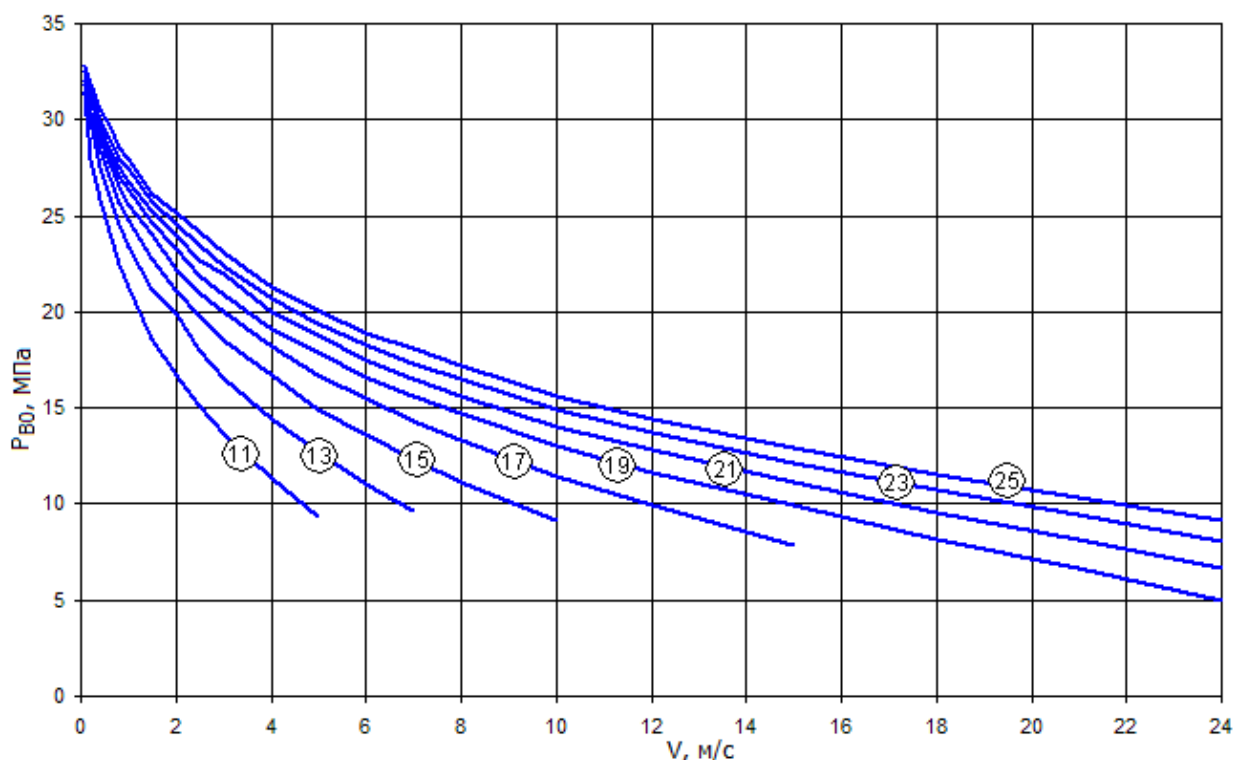


Рис. 6.30. Залежність допустимого тиску на опорну поверхню ланцюга від його швидкості

При експлуатації ланцюгового приводу змінне розтягувальне навантаження діє на контактні поверхні осей і втулок, що визначає величину тиску на опорну поверхню ланцюга. Якщо ця величина перевищує допустимий тиск на опорну поверхню ланцюга, термін служби ланцюга в значній мірі скорочується. Величина фактичного тиску на опорну поверхню ланцюга розраховується за максимальним розтягуванням ділянки ланцюга наступним чином:

$$p_B = \frac{F_{T_{max}}}{A},$$

де: p_B - фактичний тиск на опорну поверхню ланцюга, Па;
 $F_{T_{max}}$ - максимальний натяг ланцюга на заданій ділянці, Н; A – площа опорної поверхні ланцюга, м².

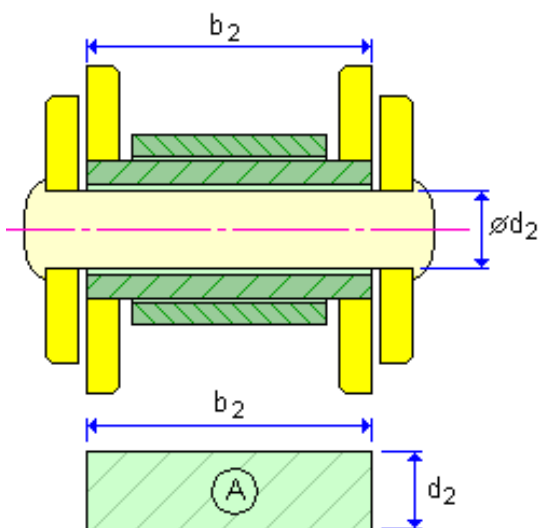


Рис. 6.31. Визначення площі опорної поверхні ланцюга

Площа опорної поверхні ланцюга визначається шириною внутрішньої ланки ланцюга і діаметром осі (рис. 6.31):

$$A = b_2 \cdot d_2,$$

де: b_2 - ширина внутрішньої ланки ланцюга, м; d_2 - діаметр осі ланцюга, м.

Реальні значення для кожної ланцюга визначаються в файлах даних XML

Для певних експлуатаційних умов значення допустимого тиску коригується за допомогою питомого коефіцієнта тертя λ . При цьому отримуємо значення загального допустимого тиску. Загальна допустимий тиск потім порівнюється з реальним тиском на опорну поверхню ланцюга.

Значення допустимого тиску, задане на вкладці "Расчет", можна використовувати для звичайних сталевих ланцюгів. Для ланцюгів, виготовлених з інших матеріалів, можливо, буде потрібно налаштувати відповідний допустимий тиск.

За неактивного прапорця навпроти параметра "Допустимое давление p_0 " значення допустимого тиску, отримане за допомогою залежності, що представлена на рис. 6.30, також коригується коефіцієнтом побудови ланцюга, тому значення допустимого тиску визначається наступним чином:

$$p_0 = p_{B0} \cdot \phi,$$

де p_{B0} - допустимий питомий тиск на опорну поверхню ланцюга при нормальних експлуатаційних умовах, Па; ϕ - коефіцієнт побудови ланцюга.

Після активації прапорця значення допустимого тиску можна ввести самостійно.

- "Удельный коэффициент трения λ " - коригує допустимий тиск на опорну поверхню ланцюга. Величина коефіцієнта залежить від ступеня відхилення фактичних експлуатаційних умов від нормальних і визначається наступним чином:

$$\lambda = \frac{f_4}{f_1 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot f_7}.$$

Після активації прапорця значення коефіцієнта можна ввести самостійно.

Група параметрів "Анализ колебания" активується однойменним прапорцем і запускає розрахунок критичної швидкості зірочки ведучої зірочки з урахуванням власної частоти ділянок ланцюга. При певних швидкості і параметрах ланцюгової передачі можуть виникати її коливання. Такі коливання можуть призвести до значного зменшення терміну його служби.

При першій активації параметру "Анализ колебания" з'являється діалогове вікно "Моменты инерции" (рис. 6.32) у якому приведена таблиця з даними про значення моментів інерції зірочок передачі (відносно осей обертання). Ці значення однакові і не відповідають дійсним значенням з тієї причини, що генератор не "знає" істинного значення, оскільки моделі зірочок допрацьовуються вручну. Для введення правильних значень потрібно два рази швидко клацнути в потрібній комірці в колонці "Момент инерции".

Можна активувати прапорці "Жесткость цепи" і "Ограничение критической скорости" для введення значень вручну.

Жорсткість ланцюга використовується для визначення критичної швидкості приводу, значення якої близько до значення власної частоти гілок ланцюга. Якщо швидкість ланцюга близька до критичної резонансної швидкості, це може привести до несподіваного додаткового навантаження в ланцюговому приводі і значного зменшення терміну служби ланцюгового приводу. Повідомлення про помилку відображається в тому випадку, якщо значення дійсної швидкості веденої зірочки знаходиться в критичному інтервалі.

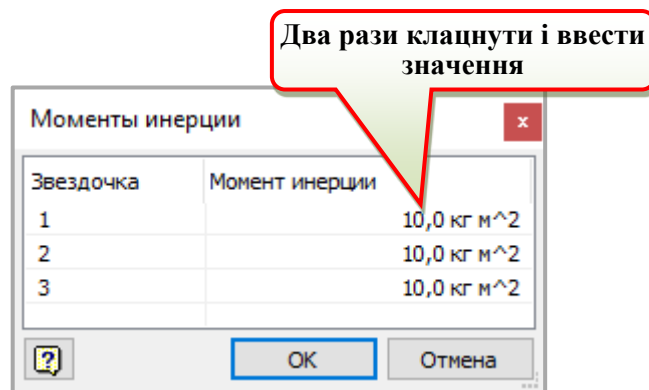


Рис. 6.32. Діалогове вікно "Моменты инерции" при активації прапорця "Анализ колебаний"

Додаткові відомості про аналіз коливання дивіться в додатку Ж або в "Блокноті інженера".

В додаткових параметрах (з тих, що потребують пояснення) присутній параметр "Коэффициент смазки влияет только на номинальную мощность с учетом истирания между штифтами и втулками". Цей параметр впливає на визначення розрахункової потужності і номінальної потужності ланцюга. Він застосовується, якщо в даних робочих умовах змащення є недостатнім і тим самим значення коефіцієнта змащування f_4 відрізняється від 1,0. Якщо параметр відключений, коефіцієнт змащування впливає на номінальну потужність ланцюга, обмежену стиранням втулки штифта. Якщо параметр відключений, коефіцієнт змащування f_4 впливатиме безпосередньо на розрахункову потужність.

6.3.4. Результати розрахунку

На панелі результатів відображаються декілька розділів вихідних

параметри³⁸:

- Загальні результати:

- "Расчетная мощность (P_D)".
- "Эффективная выемка (F_p)".
- "Центробежная сила (F_C)".
- "Максимальное натяжение на участке цепи (F_{Tmax})".
- "Статический запас прочности (S_S)".
- "Динамический запас прочности (S_D)".

- "Ожидаемый срок службы":

- "Ожидаемый срок службы для заданного растяжения цепи",

t_h ³⁹;

- "Срок службы соединительных пластин цепи", t_{hL} ;
- "Срок службы ролика и втулки", t_{hr} .

- "Колебания":

- "Критическая скорость для поперечных колебаний", n_{cL} ;
- "Критическая скорость для волнообразных колебаний", n_{cW} ;
- "Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате полигонального эффекта", n_{cAca} ;
- "Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате радиального биения", n_{cAcr} ;
- "Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате погрешности шагов цепи", n_{cAip} .

- "Цепь":

- "Шаг", p ;
- "Число звеньев цепи", X ;
- "Число ветвей цепи", k ;
- "Опорная поверхность цепи", A ;

³⁸ Їх кількість залежить від кількості зірочок у передачі і від того, чи проводились розрахунки коливань ланцюга, чи ні.

³⁹ Позначення відрізняється від приведенного в Додатку Ж і в блокноті інженера.

- "Скорость цепи", v ;
- "Давление на подшипник"⁴⁰, p_B ;

- "Звездочка N":

- "Количество зубьев", z ;
- "Количество зубьев при контакте", z_C ;
- "Передаточное отношение", i ;
- "Средний диаметр резьбы"⁴¹, D_P ;
- "Дуга контакта"⁴², β ;
- "Передаточное отношение", P_X ;
- "Мощность", P ;
- "Крутящий момент", T ;
- "Скорость", n ;
- "Осевая нагрузка", F_r ;
- "Сила на входе", F_1 ;
- "Сила на выходе", F_2 ;
- "Длина участка", L_f ;
- "Межосевое расстояние", C .

Питання для самоперевірки

1. Назвіть призначення та можливості генераторів пасових передач.
2. Наведіть порядок моделювання клино-пасових та поліклинових передач в генераторі клинопасових передач.
3. Приведіть перелік основних процедур при моделюванні клино-пасових передач з заданою міжосьовою відстанню.
4. Приведіть порядок дій при моделюванні клино-пасових передач з кількома веденими шківками.
5. Назвіть послідовність розрахунку клинопасової передачі.

⁴⁰ Правильна назва: тиск (фактичний) на опорну поверхню ланцюга.

⁴¹ Диаметр делительной окружности.

⁴² Кут обхвату (див. табл. 6.8).

6. Наведіть характерні особливості моделювання зубчасто-пасових передач в порівнянні з клинопасовими.

7. Опишіть особливості розрахунку зубчасто-пасових передач в порівнянні з клинопасовими.

8. Назвіть умови експлуатації ланцюгових передач, які обов'язково потрібно враховувати при їх розрахунку.

9. Назвіть особливості моделювання ланцюгової передачі в порівнянні з пасовою передачею.

10. Опишіть порядок моделювання ланцюгових передач з заданою міжосьовою відстанню.

11. Відтворіть порядок дій при виконанні розрахунку ланцюгової передачі.

РОЗДІЛ 7 ГЕНЕРАТОР ВАЛІВ

Для швидкого моделювання валів та їх розрахунку як балок на n-опорах призначений "Генератор компонентов вала". Він викликається натисненням кнопки  на загальній панелі інструментів "Мастера проектирования" (рис. 1.5). Діалогове вікно "Генератор компонентов вала" представлено на рис. 7.1.

В діалоговому вікні команди представлені три вкладки:

- "Модель" – створення моделі ступінчатого валу зі ступенями круглої, конічної та шестигранної форми, що можуть мати у своєму складі різі, шпонкові канавки, канавки для стопорних кілець, наскрізні радіальні та тангенціальні отвори, канавки для виходу шліфувального круга, канавки для виходу різця при нарізанні різі, осьові отвори і т.ін.;

- "Расчет" – розрахунок валу як балки на кількох опорах, в т.ч. статично невизначеної, з врахуванням типів підшипників в опорах, їх жорсткості;

- "Графики" – тут представляються результати розрахунку у вигляді епюр.

Створення моделі валу розглянемо в основному на прикладі конічної вал-шестерні. Оскільки в генераторі конічних зубчастих коліс в списках груп параметрів "Зубчатое колесо 1" та "Зубчатое колесо 2" немає параметра "Элемент" (розділ 5.2), як у генераторі циліндричних зубчастих коліс (розділ 5.1), то для створення моделі конічної вал-шестерні застосуємо обхідні шляхи. Для цього створимо файл моделі збірки, куди вставимо модель ведучого колеса (наприклад, "Коническое зубчатое колесо1.ipt"), сумістивши нульові точки деталі та збірки.

7.1. Створення моделі валу

На вкладці "Модель" можна підібрати вал необхідної форми. Спроектований вал може містити необмежену кількість ступенів⁴³. Кожен ступінь має два торці і необмежену кількість проміжних конструктивних елементів.

⁴³ В російськомовній версії Autodesk Inventor ступінь перекладено як "сечение", що не зовсім вірно.

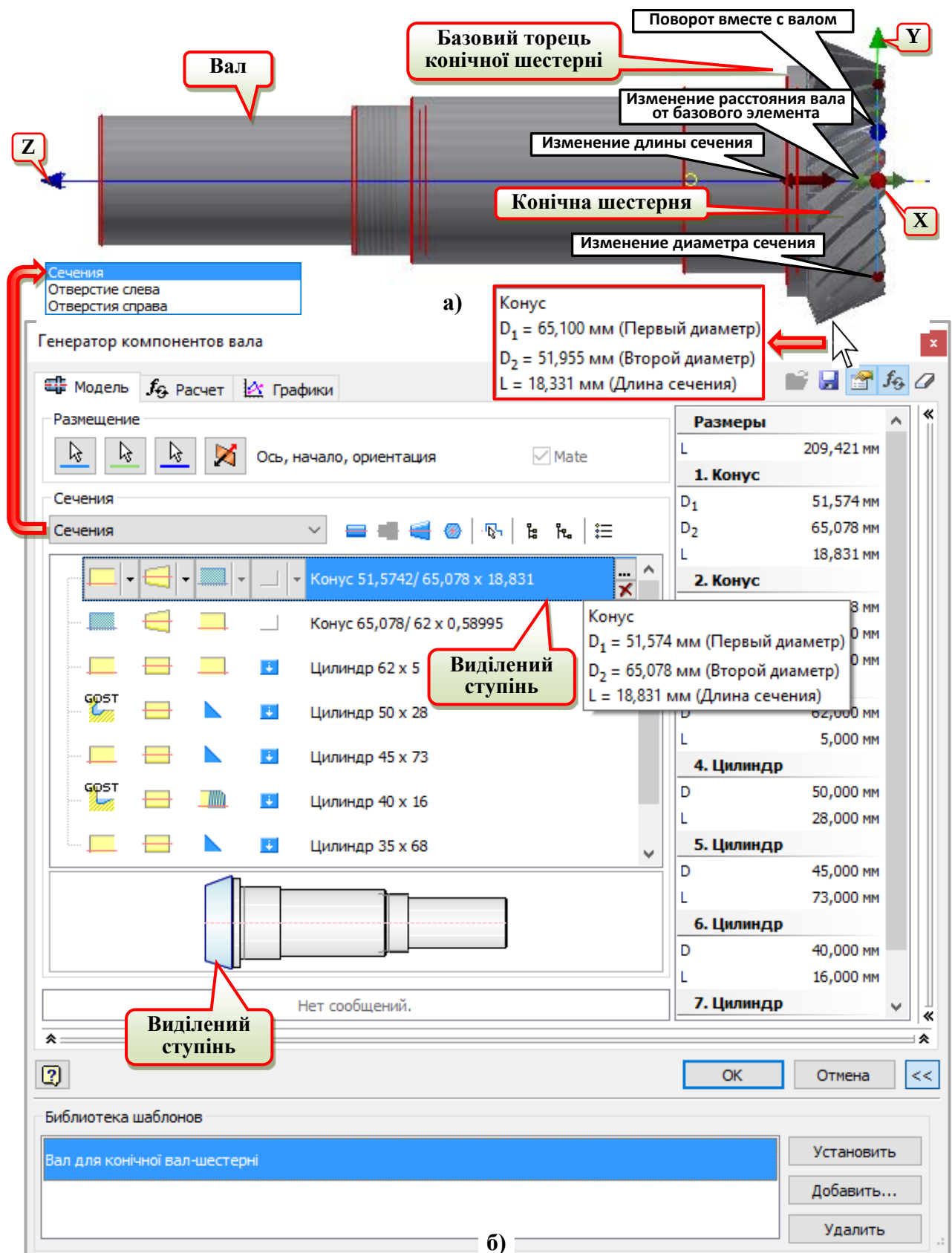


Рис. 7.1. Створення моделі валу в генераторі валів: а) модель збірки конічного зубчастого колеса та валу, створеного генератором валів; б) діалогове вікно "Генератора компонентов валов", вкладка "Модель"

При проектуванні попереднє зображення валу відображається у графічному

вікні Autodesk Inventor і на вкладці "Модель" (додатково) у вікні "2D просмотр" (рис. 7.1, б) при активності певних параметрів. Наявність вікна попереднього перегляду встановлюється у діалоговому вікні "Параметры" (рис. 7.2), яке викликається кнопкою  (рис. 7.1).

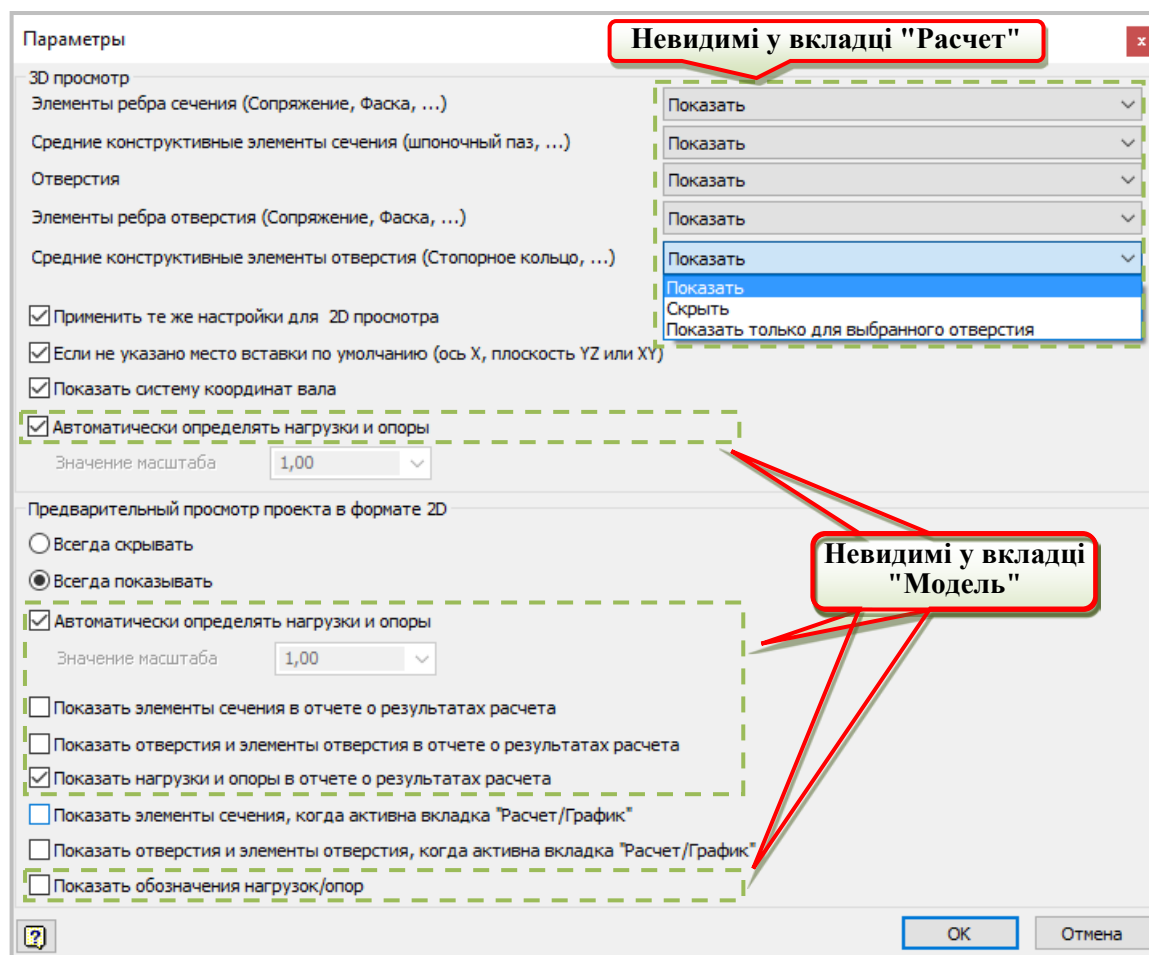


Рис. 7.2. Діалогове вікно "Параметры" генератора валів

Для цього в діалоговому вікні "Параметры" в групі "2D просмотр" потрібно вибрати параметр "Всегда показывать". По замовчанню при завантаженні генератора валів в якості шаблону вибирається вал з останнього сеансу його роботи. За необхідності можна вибрати вихідний шаблон із бібліотеки шаблонів, яка відкривається в нижній частині вкладки "Модель" при натисканні кнопки "Дополнительные параметры" . В даному випадку бібліотека шаблонів включає в себе вал, що представлений у вікні попереднього перегляду. Для додавання в бібліотеку шаблону потрібно, наприклад, змодельювати поточний вал і натиснути кнопку "Добавить". Система виведе діалогове вікно і запропонує ввести ім'я шаблону. Після цього воно

з'явиться у списку. Або можна у складальній моделі (у браузері складальної моделі) виділити вал (генерований генератором валів) і вибрати із контекстного меню  "Редактировать с помощью Мастера проектирования". Після цього у діалоговому вікні генератора валів виконати дії, приведені раніше. При наявності у бібліотеці кількох шаблонів можна вказати на один із них і натиснути кнопку "Установить". Він буде вибраний за шаблон при створенні нового валу. Шаблон повинен містити в крайньому разі один ступінь.

У вкладці "Модель" в групі "Размещение" підряд розташовано три кнопки  вибору елементів і одна зміни напрямку . Призначення перших трьох кнопок впливає із трьох написів в цьому рядку "Ось, начало, ориентация".

Вони означають (у порядку слідування):

- "Ось" ("Цилиндрическая грань или ось"). При активації цієї кнопки потрібно вибрати вісь або циліндричну поверхню, якій буде співвісний генерований вал. Вздовж цієї осі система розмістить вісь Z системи координат валу (рис. 7.1, а). Інші осі будуть направлені у відповідності до правила правої руки. В даному випадку модель вінця конічної зубчастого колеса не має циліндричних поверхонь. Тому виберемо вісь колеса, яку попередньо зробимо видимою в його моделі.

- "Начало" ("Плоская грань или рабочая плоскость"). При активації цієї кнопки потрібно вибрати площину, плоску поверхню, з якою буде суміщено початковий торець генерованого валу. Наприклад, це може бути передній (внутрішній) торець конічної шестерні (рис. 7.3, а). Разом вони представлятимуть вал-шестерню (рис. 7.1, а).

- "Ориентация" ("Плоская грань или рабочая плоскость"). При активації цієї кнопки потрібно вибрати площину, перпендикулярну площині торця першого ступеню валу. Її положення буде слугувати нульовим кутовим положенням таких елементів валу як шпонкові пази, радіальні отвори і т.п. По нормалі до цієї площини буде направлена стрілка-маніпулятор, за допомогою якої можна буде повертати вал відносно початкової його орієнтації (рис. 7.1, а, рис. 7.3, а). Останньою дією при цьому буде зміна напрямку осі Z валу,

оскільки генератор направляє вісь Z валу по нормалі до плоскої грані, яку ми вибрали. В даному випадку нам потрібно створити модель валу, перші дві ступені якого є конусом впадин та додатковим конусом зубчастого колеса (рис. 7.1, а, область 2D перегляду; рис. 7.3, в).

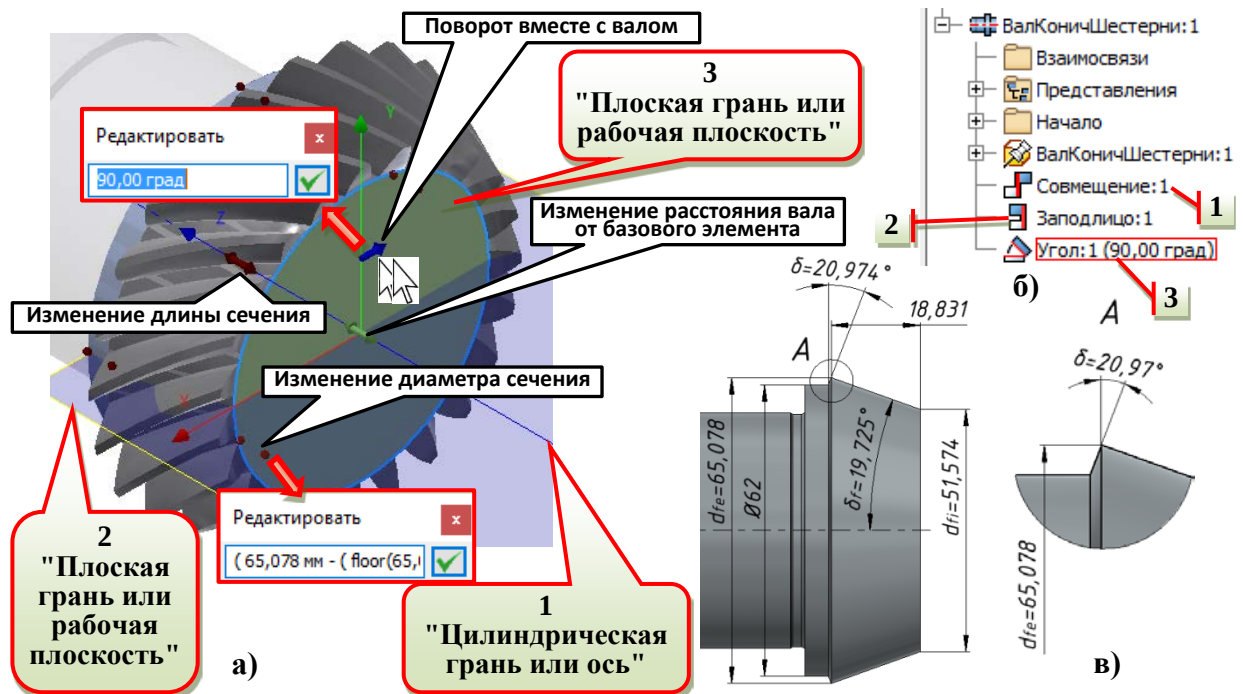


Рис. 7.3. Вибір базових елементів для розміщення першого ступеню валу: а) вибір елементів та система координат валу; б) компонент генератора валу у браузері збірки

Це потрібно для правильного навантаження валу силами, що діють в зубчастому зачепленні. Іншим шляхом вирішення цієї задачі є створення першого ступеня валу циліндричної форми з діаметром 62 мм, перший торець якого базується на плоскій грані подовженого додаткового конуса (див. розділ 5.2.1), а другий є базовим торцем колеса. Навантаження що діють в зачепленні, потрібно привести до плоскої грані подовженого додаткового конуса. Ми продемонструємо застосування першого способу.

Перед початком створення моделі валу потрібно визначитись з розмірами додаткового конусу колеса та конусу впадин (рис. 7.3, в). Частину розмірів можна взяти із звіту про розрахунок конічної пари, частину із вимірів зубчастого вінця колеса.

При моделюванні валу або його редагуванні на виділеному ступені з'являються маніпулятори – 3D ручки (рис. 7.3, а) у вигляді червоних великих крапок (маніпулятор зміни діаметру ступеню) та двонаправленої стрілки

(маніпулятор зміни довжини ступеню). При наведенні вказівника мишки на них маніпулятори активуються: стають яскравішими, а маніпулятор зміни діаметру ще й прийме вигляд червоної стрілки. Крім них в графічному екрані в початковій торцевій площині першого ступеню валу присутні ще два маніпулятори: зелений у вигляді двонаправленої паралельна осі валу стрілки (маніпулятор зміни відстані першого торця валу від базового елемента) і наведеної проти напрямку руху годинникової стрілки синьої стрілки (маніпулятор повороту системи координат валу). Для того, щоб скористатись ними, потрібно підвести вказівник мишки до одного з них, він виділиться, натиснути ліву клавішу мишки і не відпускаючи її потягнути в потрібному напрямку. При цьому з'явиться індикатор розміру і буде показувати зміни. В потрібний момент відпустити мишку. Якщо два рази клацнути на потрібному маніпуляторі, з'явиться вікно редагування розміру "Редактировать". Можна ввести потрібне число у вікно і натиснути кнопку з зеленою галочкою.

Коли всі параметри розміщення стартового ступеню визначені стає доступним активований параметр "Mate" (Совмещение). Він означає, що між вибраними елементами розміщення та валом будуть накладені конструктивні зв'язки: два - "Совмещение" і один – "Угол". Один із конструктивних зв'язків може бути змінений на "Заподлицо", якщо клацнути на кнопці . В даному випадку ми повинні це зробити, оскільки нам потрібно щоб передня частина моделі валу сумістилась з конусом впадин конічного колеса (рис. 7.3, б).

Нижче групи "Размещение" (рис. 7.1) знаходиться група параметрів "Сечения" з розташованими в ній інструментами, за допомогою яких можна додати до валу в потрібному місці ступінь, а до нього, або кромки його торця – потрібні конструктивні елементи. За допомогою інших інструментів цієї групи можна відредагувати додані елементи або видалити їх.

В лівому верхньому кутку групи знаходиться список, в якому активним по замовчанню є параметр "Сечения". За його активності виконується моделювання ступенів валу. За допомогою трьох кнопок праворуч від списку виконується додавання ступенів до валу:

-  "Вставити циліндр" - вставка ступеню у вигляді циліндра після вибраного ступеню валу.

-  "Вставити конус" - вставка конуса після вибраного ступеню валу.

-  "Вставити багатокутник" - вставка ступеню з поперечним перетином у вигляді багатокутника після вибраного ступеню валу.

Четверта кнопка  "Разделить выбранное сечение" призначена для розділення існуючого ступеню циліндричного ступеню на два у заданій пропорції. Тому на рис. 7.1 вона є неактивною, оскільки виділеним є конічний ступінь.

 Для вставки ступеню перед вибраним ступенем, потрібно використовувати зазначені кнопки при натиснутій клавіші *Ctrl*.

Після додавання ступеню тієї чи іншої форми, його представлення  з'являється в нижньому вікні у вигляді елемента дерева управління ступенями валу. Кнопки  "Развернуть все дочерние" та  "Свернуть все дочерние" використовуються для розгортання/згортання деревовидного представлення ступенів та підпорядкованих їм елементів в розташованому нижче вікні⁴⁴.

Якщо виділити елемент дерева, то він прийме вигляд, представлений на рис. 7.4. За допомогою цих елементів можна редагувати потрібні елементи ступеню. Кожний елемент складається із шести кнопок і одного інформаційного вікна.

Кожна із чотирьох перших кнопок поділена на дві частини: на лівій частині зображений елемент, який присвоєно лівому або правому ребру (,  - елемент відсутній; ,  - фаска; ,  - різь, тощо), тип ступеню ( - циліндр;  - конус;  - багатокутник). Четверта кнопка на лівій

⁴⁴ На рис. 7.1. у вікні відображення дерева управління ступенями валу представлені тільки головні гілки (ступені) валу (дерева). Гілки другого рівня – елементи ступенів (шпонкові пази, лиски для ключа і т.п.) не зображені.

стороні має постійний рисунок білої стрілки на синьому тлі і призначена для розміщення на ступені таких елементів як шпонкові пази, канавки для стопорних кілець, лиски для ключа і т.п.). Інформаційне вікно призначене для виведення короткої інформації про виділений ступінь. При підведенні вказівника мишки до цього вікна з'являється більш докладна інформація. П'ята і шоста кнопки мають розміри приблизно в чверть кожної із перших чотирьох. Верхня із них  призначена для виклику діалогового вікна розмірів ступеню, а нижня  – для видалення ступеню.

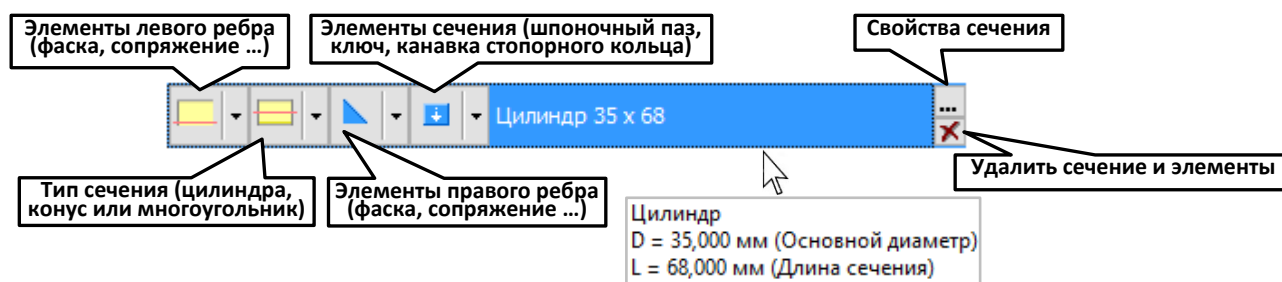
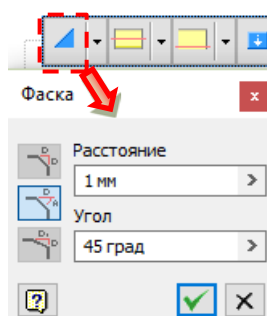
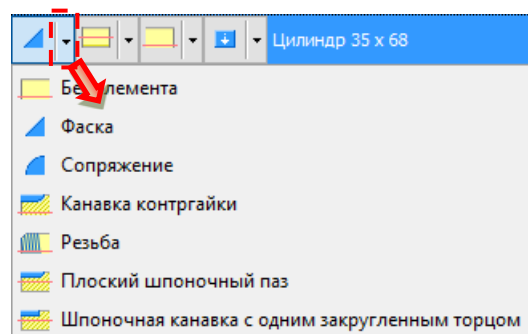


Рис. 7.4. Структура елемента дерева управління ступенями валу

Якщо лівому або правому ребру ступеню присвоєно який-небудь елемент (рисунок на лівій частині кнопки відрізняється від  або , то при клацанні на лівій частині кнопки з'являється діалогове вікно редагування розмірів елемента (рис. 7.5, а), а при клацанні на правій частині кнопки (з чорним трикутником) - діалогове вікно редагування типу елемента (рис. 7.5, б). В іншому разі при клацанні на обох половинках кнопок з'являється діалогове вікно редагування типу елемента (рис. 7.5, б).



а)



б)

Рис. 7.5. Редагування елементів ребра ступеня на відкритому торці: а) редагування розмірів; б) редагування типу

Перелік елементів, які можна присвоїти ребру, залежить від типу і положення ступеню на валу та співвідношення розмірів діаметру поточного

ступеню та сусіднього (рис. 7.6). Для кінцевого лівого або правого ребра (ребра на відкритому торці) доступні наступні конструктивні елементи лівого ребра (рис. 7.5, б): "Фаска", "Сопряжение", "Канавка контргайки", "Резьба", "Плоский шпоночный паз" та "Шпоночная канавка с одним закругленным торцом". Для лівого або правого ребра, діаметр ступеню якого менший від попереднього або наступного (ребра на закритому торці), доступні такі елементи (рис. 7.6): "Фаска", "Сопряжение", "Просечки (единицы СИ)"⁴⁵, "Просечки (DIN)", "Просечки ГОСТ". Для лівого або правого ребра, діаметр ступеню якого дорівнює діаметру попереднього або наступного ступеню не доступні ніякі елементи. В дереві вони зображуються елементом неактивного типу .



Рис. 7.6. Редагування елементів ребра ступеня на закритому торці

Друга, четверта, п'ята та шоста кнопки на елементі дерева управління ступенями валу (рис. 7.4) призначені для управління елементами існуючого ступеню валу. При натисненні правої половини другої  або п'ятої кнопки  елементу дерева управління циліндричному ступеню валу з'являється діалогове вікно редагування розмірів (рис. 7.7, а). При клацанні в будь-якому рядку в колонці "Значение" з'являється вікно введення та кнопка відкриття списку, у якому можна вибрати команди "Измерить", "Список параметров" та "Значение". При клацанні на кнопці  рядом з останньою з'являється список допустимих значень (згідно рядів лінійних розмірів).

Натиснувши кнопку  "Элементы сечения" (рис. 7.7, б) циліндричному ступеню валу можна присвоїти такі елементи (рис. 7.7, рис. 7.8): шпонкову канавку; канавку стопорного кільця; лиски під ключ; кругову канавку круглого

⁴⁵ Під терміном "Просечки" тут розуміються канавки для виходу шліфувального круга при шліфуванні по циліндру та торцю. Канавок для виходу різця при нарізанні різі в генераторі валі не передбачено.

профілю типу D, в т.ч. стандартну; наскрізний радіальний отвір; кругову канавку круглого профілю типу A; тангенційні канавку круглого профілю.

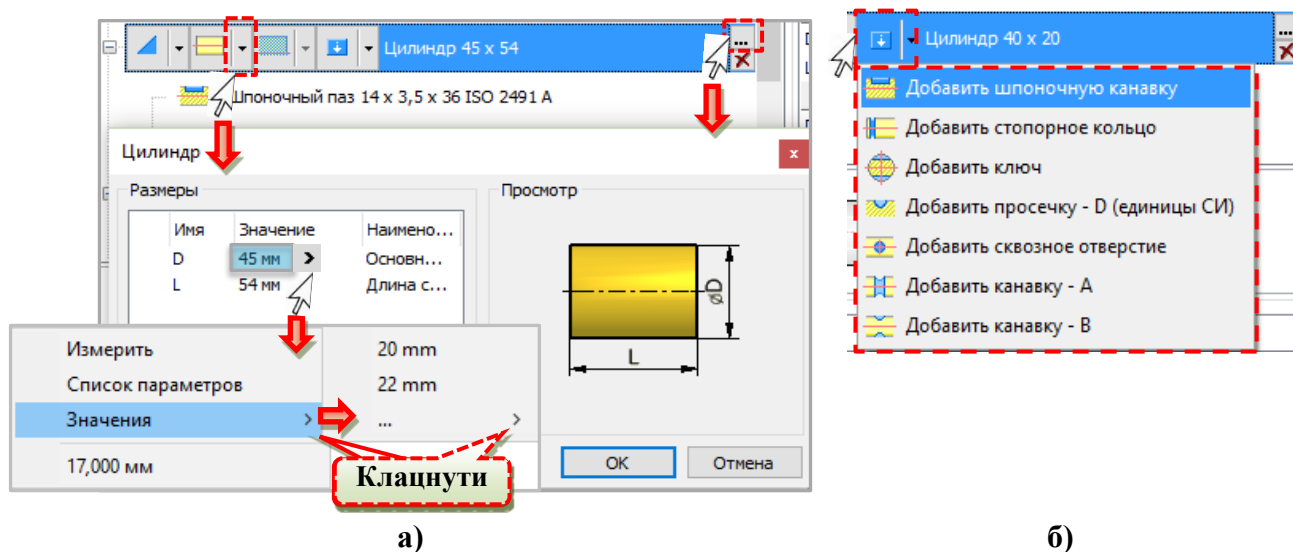


Рис. 7.7. Редагування циліндричного ступеня: а) редагування розмірів; б) додавання елементу

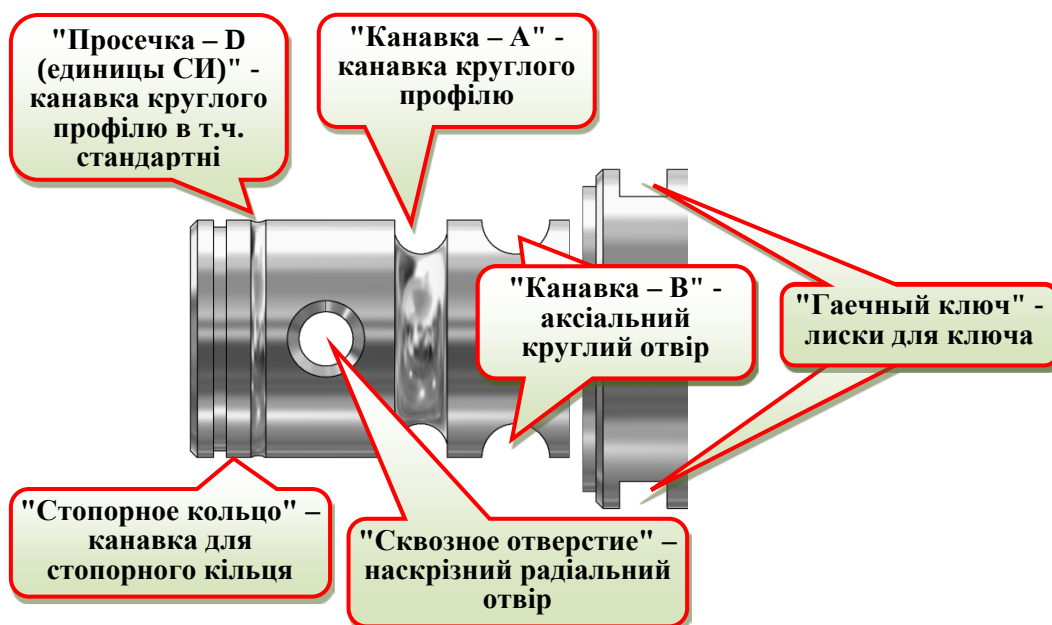


Рис. 7.8. Елементи ступенів валу

Після вставки будь-якого з елементів ступеню в дереві з'являються гілки другого рівня (рис. 7.9), а навпроти елементу дерева управління ступенями валу з'являється вузол зі знаком "2".

Розглянемо більш докладно роботу з часто використовуваним елементом ступеню як шпонкова канавка (рис. 7.10). При вставці шпонкового пазу на вибраному ступені, генератор валів вставляє шпонковий паз стандартного

розміру за стандартом ISO (якщо при інсталяції Inventor за замовчанням був вибраний поточним стандарт ISO або ГОСТ).

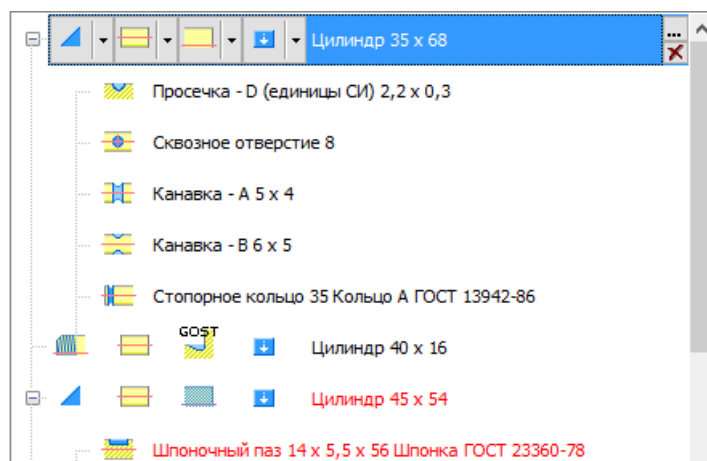


Рис. 7.9. Дерево управління ступенями валу після вставки елементів ступеню

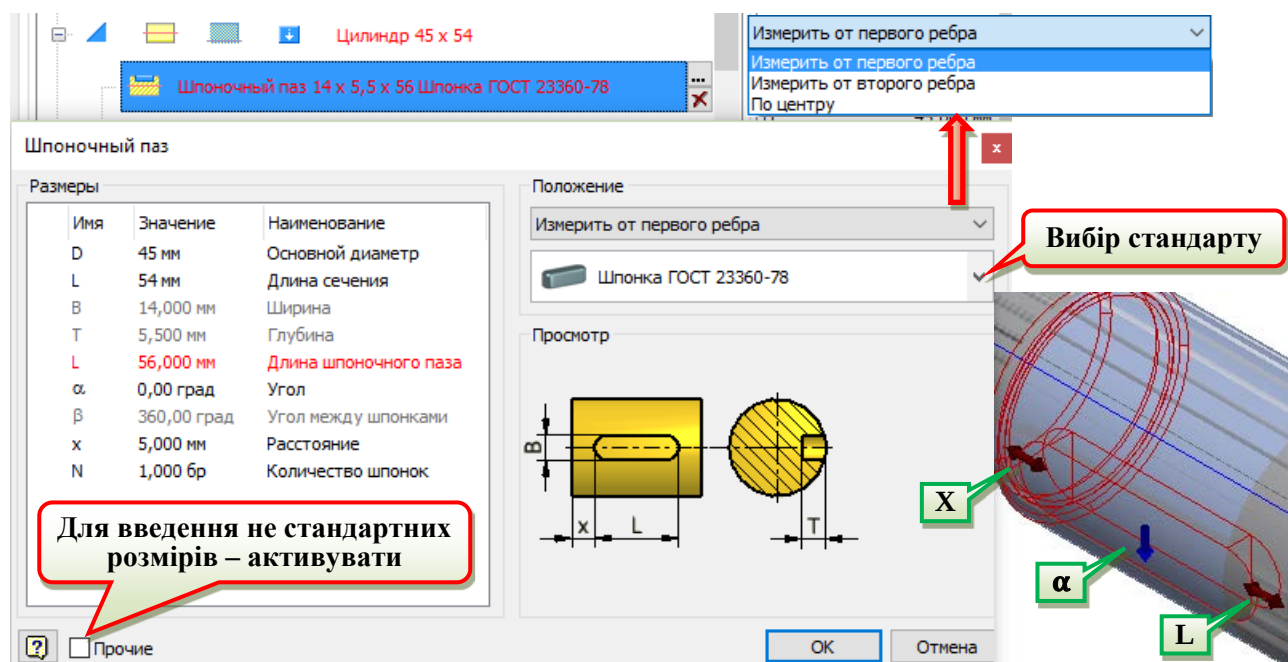


Рис. 7.10. Редагування шпоночного пазу

Якщо натиснути в його рядку на кнопці параметрів , то з'явиться діалогове вікно з параметрами шпоночного пазу "Шпоночный паз" (рис. 7.10). В першому зверху списку групи параметрів "Положение" можна вибрати точку відліку положення пазу на ступені: "Измерить от первого ребра"²⁸, "Измерить от второго ребра"⁴⁶ та "По центру". За першими двома параметрами в нижньому вікні-таблиці, стане доступним параметр "x". За останнім

⁴⁶ Від лівого та правого ребра, якщо дивитись на вал таким чином, щоб напрямок осі Z валу був зліва направо.

параметром він не доступний. В другому списку групи параметрів "Положение" можна вибрати стандарт, за яким будуть визначені параметри шпонкового пазу. Потім нижче списку у вікні з'являться зображення шпонки різних виконань з назвами стандартів. Параметр "Угол между шпонками" стане доступний при значенні параметра "Количество шпонок". Якщо потрібно вибрати нестандартні розміри, необхідно поставити галочку на кнопці-прапорці з написом "Прочие".

Редагування розмірів шпонкового пазу (та інших конструктивних елементів ступенів) можна виконати і за допомогою 3D ручок. Для цього потрібно виділити ступінь, а потім конструктивний елемент на ньому (шпонковий паз в даному випадку), на ньому в вікні моделі з'являться 3D ручки. Робота з ними аналогічна роботі з 3D ручками при виборі положення стартового ступеню валу (див. рис. 7.3 та пояснення до нього). У випадку, якщо в результаті маніпулювання довжина шпонкового пазу буде занадто великою, система виділить в дереві конструктивний елемент шпонкового пазу червоним кольором і в прямокутному вікні червоного кольору зі знаком оклику видасть повідомлення, що параметр довжини виходить за допустимі межі, а також яке максимальне значення є допустимим. В даному випадку генератор виділив червоним кольором довжину шпонки червоним кольором з цієї причини – наступний ступінь має такий же діаметр, як і поточний. Паз заходить на сусідній ступінь на величину, меншу ніж половина ширини пазу. Дане попередження не є перешкодою для створення коректної моделі. Генератор виділяє червоним також і текст гілок двох рівнів дерева управління ступенями валу, до якого відноситься шпонковий паз (рис. 7.9, рис. 7.10).

Порядок роботи з елементами ступеню валу інших типів аналогічна. Єдине, про що варто зауважити, так це про параметр "x" ("Расстояние")⁴⁷ канавки для стопорного кільця. Його варто задавати від ребра того торця, який є базовим для підшипника (рис. 7.11). При цьому потрібно врахувати те що, згідно ГОСТ 13940, ГОСТ 13942 [2] номінальна ширина канавки на $0,1 \div 0,4$ мм більша за номінальну товщину кільця (для діаметрів валу до 100 мм). Для

⁴⁷ В ГОСТ 13940 та ГОСТ 13942 використовується позначення *n* цього параметру.

створення коректної моделі величина $x = B_{\text{підш}} + S_k$, де $B_{\text{підш}}$ – ширина підшипника, S_k – товщина кільця. При ручному моделюванні валу створення канавки для стопорного кільця можна виконати аналогічно – створити робочу площину на відстані $x = B_{\text{підш}} + S_k$ від базового торця, на ній створити ескіз і видавити його в сторону базового торця на відстань m – ширину канавки згідно ГОСТ 13940 та ГОСТ 13942 [2].

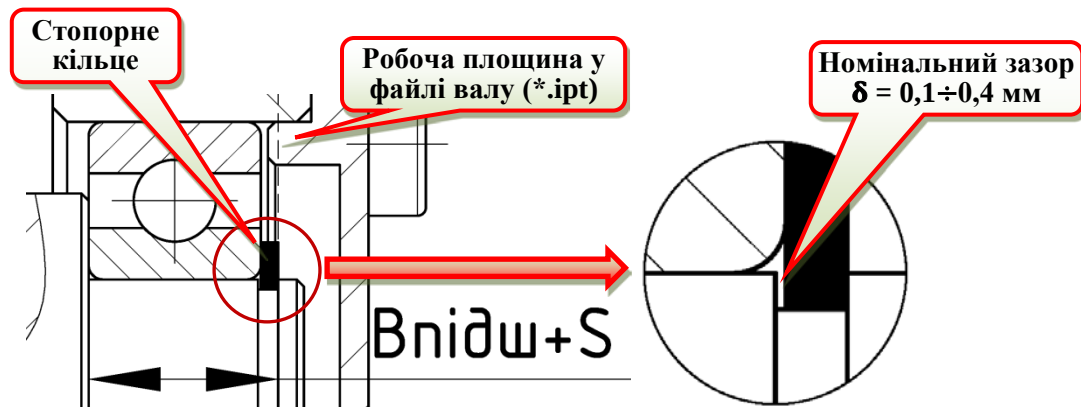


Рис. 7.11. Установка підшипника зі стопорним кільцем на вал

Конструктивні елементи для ступеню типу "Конус" (рис. 7.12, а) недоступні. Для лівого та правого ребра доступні тільки елементи "Фаска" та "Сопряжение".

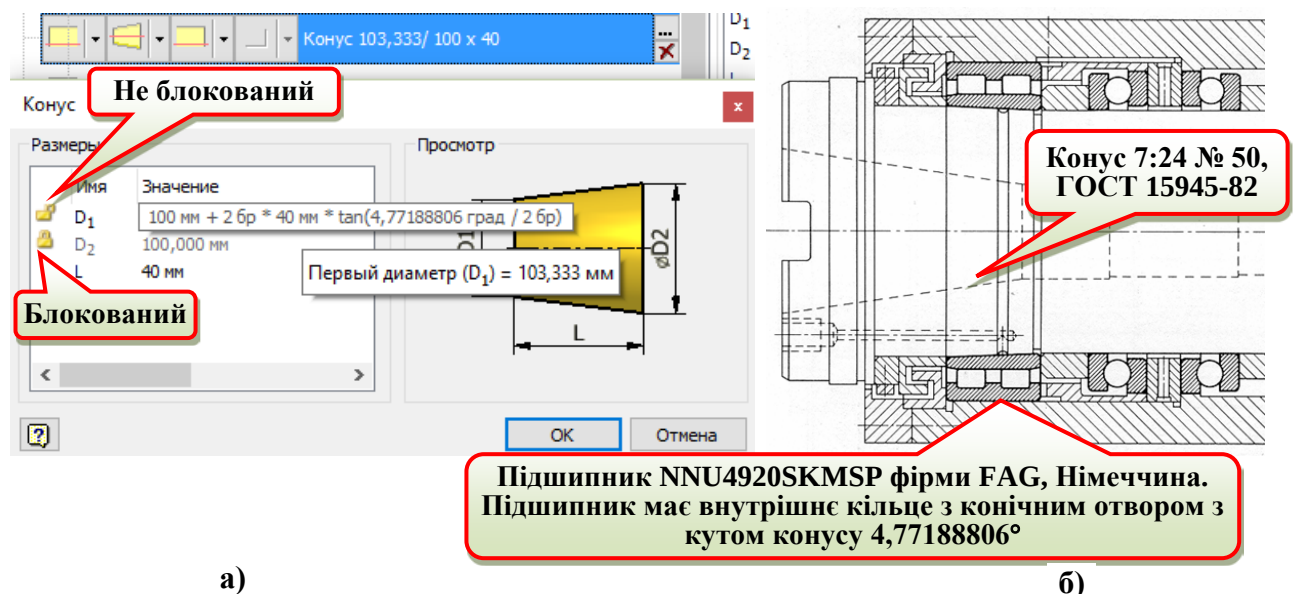


Рис. 7.12. Редагування ступеню типу "Конус": а) діалогове вікно "Конус"; б) приклад застосування конусу на шпинделі фрезерного верстата для дворядного роликового радіального підшипника з конічною посадковою поверхнею

При редагуванні розмірів конічного ступеню потрібно враховувати те, що генератор блокує значення першого діаметру по значенню діаметру

попереднього ступеню, а другий діаметр – по діаметру наступного ступеню (якщо їх немає, то відповідні діаметри не блокуються). Ознакою блокування розміру (і не тільки для конусу) є зображення замкнутого навісного замка перед іменем розміру і його рядок є неактивним в таблиці. Для розблокування розміру (щоб він став доступним для редагування) достатньо два рази швидко клацнути на замкнутому замку. Зворотна операція виконується повторним подвійним клацанням на зображенні розімкнутого замка.

При завданні розмірів конусу потрібно враховувати призначення конусу та порядок створення ступенів валу. Наприклад, шпиндель металорізального верстата потрібно створювати з переднього кінця (рис. 7.12, б). Тому конічний ступінь шпинделя верстата, що призначений для посадки дворядного роликового радіального підшипника, створюється між двома циліндричними ступенями. Тому при створенні діаметр наступного циліндричного ступеня повинен відповідати діаметру посадкового отвору. Для підшипника з конічним посадковим отвором – це менший діаметр конусу. У підшипника NNU4920SKMSP він дорівнює 100 мм. Тому при створенні попереднього циліндричного ступеню потрібно мати це на увазі і присвоїти діаметру значення $D_1 = 100 \text{ мм} + 2 \text{ бр} * 40 \text{ мм} * \tan(4,7788806 \text{ град})/2 \text{ бр}$. Тут 40 мм – ширина підшипника; 4,7788806 град – кут конусу отвору підшипника; 100 мм – діаметр наступного циліндричного ступеню⁴⁸. Кут конусу потрібно вводити як найточніше, в противному разі при збірці неможливо буде застосувати до конічних поверхонь валу та підшипника конструктивний зв'язок "Касательность" (внутрішня)⁴⁹.

Ступінь, поперечний переріз якого має форму правильного багатокутника (рис. 7.13), може мати тільки конструктивний елемент "Сквозное отверстие".

⁴⁸ На жаль, використовувати змінні у виразах майстра проектування неможливо.

⁴⁹ Для повного визначення положення підшипника з конічним посадковим отвором потрібно застосувати конструктивні зв'язки "Совмещение" (осей шпинделя та підшипника) та "Касательность" (внутрішня) до конічних поверхонь. Для правильного відображення підшипника в складальному кресленні потрібно накласти зв'язок "Угол" на підшипник та вал таким чином, щоб два ролики попали в січну площину. Цей набір конструктивних зв'язків є оптимальним з точки зору витрат часу на повне визначення положення підшипника відносно шпинделя і його точність.

Серед елементів ребер ступеню присутній тільки елемент "Фаска".

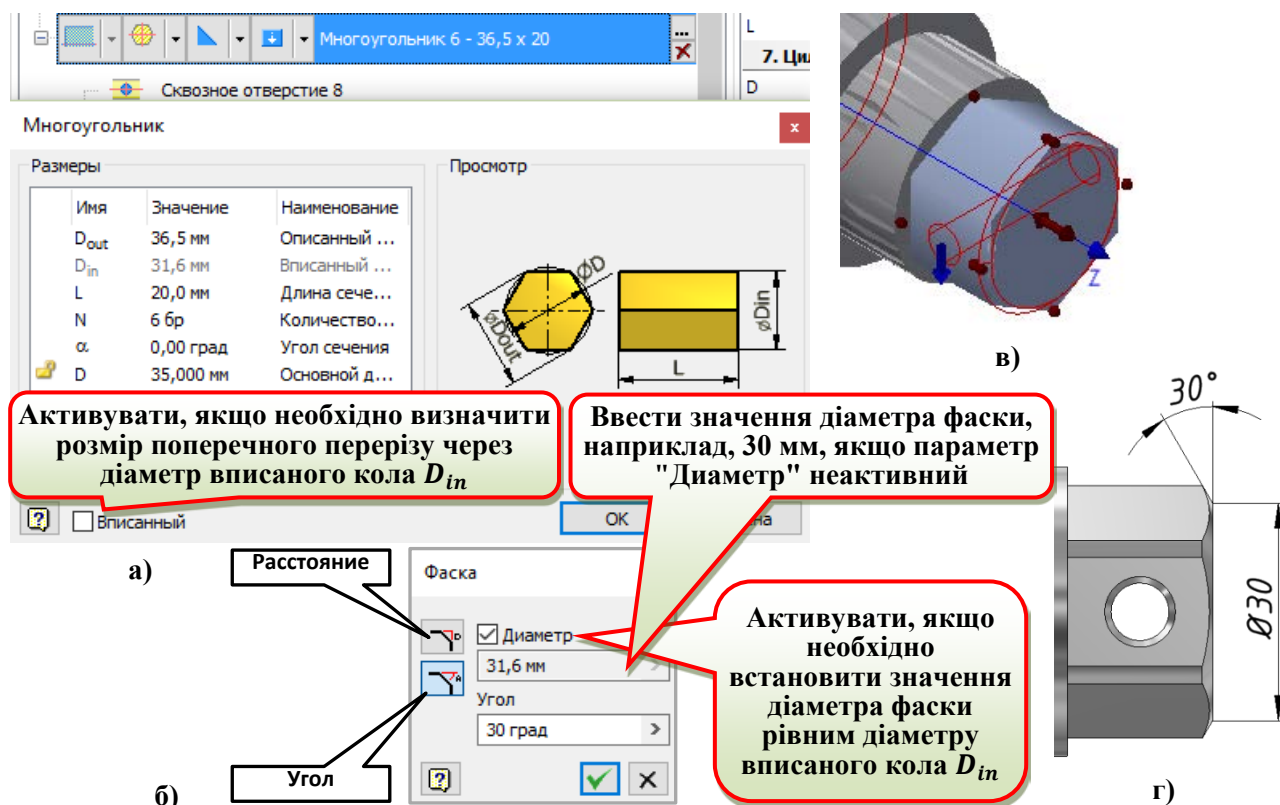


Рис. 7.13. Редагування ступеню типу "Многоугольник" та його елементів: а) діалогове вікно "Многоугольник"; б) діалогове вікно "Фаска"; в) графічне відображення ступеню "Многоугольник" з елементами "Многоугольник" та "Фаска"; г) фрагмент загального вигляду валу з елементами "Многоугольник" та "Фаска"

Розмір поперечного перерізу ступеню можна визначити через діаметр описаного D_{out} або вписаного D_{in} кіл. В останньому випадку потрібно активувати прапорець "Вписанный" (рис. 7.13, а).

Розмір фаски можна задати через діаметр торцевої кругової грані та через кут фаски (якщо натиснута кнопка "Угол") або відстані від торця до крайньої точки фаски (якщо натиснута кнопка "Расстояние") (рис. 7.13, б, в, г). Якщо прапорець "Диаметр" не активовано, то діаметр потрібно вводити у вікні. В іншому разі система приймає діаметр фаски рівним діаметру вписаного кола D_{in} .

Для створення глухих та наскрізних осьових отворів в валі у списку групи параметрів "Сечения" є ще два елементи: "Отверстие слева" та "Отверстие справа" (рис. 7.1, б).

Якщо вибрати який-небудь із них, праворуч від списку з'являться кнопки вставки циліндричного або конічного осьових ступінчатих отворів:  –

"Вставить цилиндрическое отверстие";  – "Вставить коническое отверстие", починаючи з правого або лівого торця (рис. 7.14). Дерево ступенів буде чистим

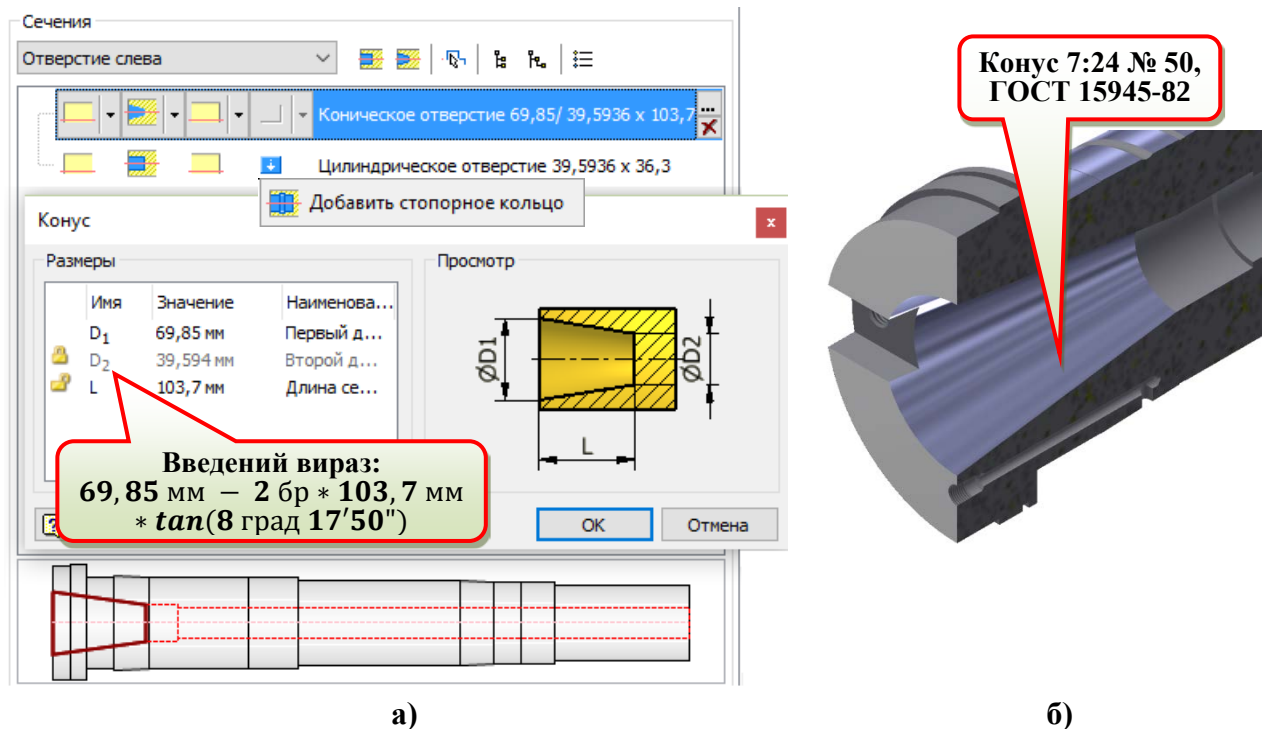


Рис. 7.14. Вставка та редагування осьових отворів на прикладі отвору в шпинделі фрезерного верстата згідно рис. 7.12: а) дерево отворів та вікно редагування розмірів конічного отвору; б) передній кінець шпинделя

у випадку відсутності у валу осьових отворів. Якщо ж у валу вже є вставлені в генераторі валів отвори, то при виборі відповідного пункту в вікні попереднього перегляду відповідна ділянка отвору буде виділена суцільною лінією червоного кольору, а у вікні дерева з'явиться дерево отворів лівого або правого торця. Наприклад, у шпинделя (рис. 7.14, б) першими двома отворами зліва є конічний отвір 7:24 № 50 за ГОСТ 15945-82 та циліндричний, що відповідає ГОСТ 24644-81, які слугують для розміщення і базування оправки для затиску фрез. Отвір справа – циліндричний для розміщення довгого гвинта затиску оправки.

Циліндричний отвір може мати елемент – канавки для внутрішнього стопорного кільця. Циліндричний і конічний отвори можуть мати елементи правого і лівого ребер – фаски та округлення. Порядок роботи з ними такий же як і з зовнішніми елементами ступенів та їх ребер.

Праворуч у вікні "Размеры" відображаються розміри всіх ступенів та

отворів валу, в тому числі і першим рядком – загальна довжина валу. Розміри отворів, аналогічно розмірам ступенів можуть бути відредаговані 3D-ручками.

 *Потрібно слідкувати, щоб загальна довжина ступінчатих отворів не перевищувала загальну довжину валу. Інакше може зникнути значна частина валу або весь вал без всяких попереджень.*

Завдання і редагування розмірів ступінчатого отвору виконується аналогічно роботі з розмірами ступенів. При натисненні на лівій частині кнопки  () , або на кнопці  у потрібному рядку дерева. З'явиться діалогове вікно редагування вибраної ланки ступінчатого отвору. В даному випадку показано вікно редагування конічної ланки отвору. Прийоми роботи ті ж самі, що і при роботі з перетинами валу. Але є деякі особливості. Зверніть увагу на значок замка навпроти деяких параметрів. По замовчання знак замка розімкнутий. Якщо однократно клацнути на цьому значку, він замкнеться. При повторному клацанні – розімкнеться. Замкнутий стан означає, що даний розмір є замикаючим. Наприклад для довжини ступеню ознака "замикаючий" розмір означає, що його довжина буде вирахована як різниця між загальною довжиною вала та сумою довжин інших осьових отворів. Тому серед довжин ланок отворів "замикаючим" може бути тільки один розмір. При наявності в ланці "замикаючого" розміру призначення "замикаючим" іншого розміру призводить до відміни цієї ознаки у попереднього розміру. Наприклад, таку ознаку можна призначити отвору справа.

І насамкінець потрібно зауважити, що до всіх команд, які можна виконати над виділеним ступенем і до його параметрів можна отримати із контекстного меню (рис. 7.15).

7.2. Розрахунок валу

Після створення моделі валу, його можна розрахувати як балку на кількох опорах. Для цього потрібно перейти на вкладку "Расчет" (рис. 7.16). Перед цим закінчимо розгляд параметрів діалогового вікна "Параметры" (рис. 7.2), яке

було згадане в розділі 8.1 у зв'язку з ввімкненням/вимкненням 2D перегляду валу. Як і раніше, зрозумілі за призначенням параметри пояснювати не будемо.

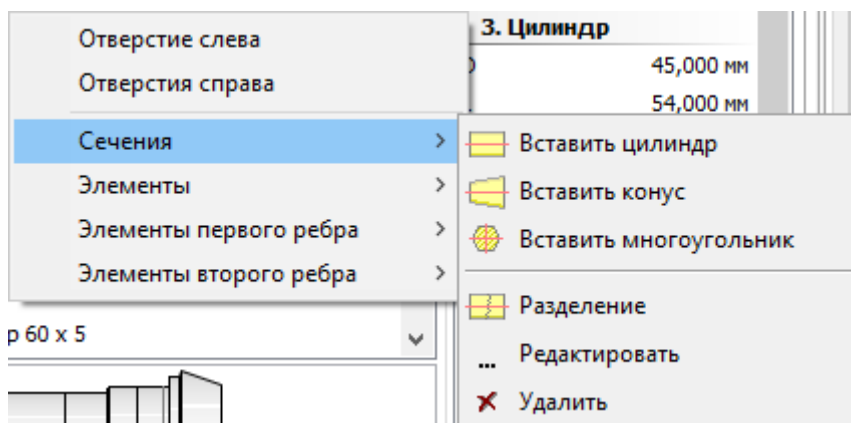


Рис. 7.15. Контекстне меню виділеного ступеню

Взагалі це діалогове вікно використовується для того, щоб задати параметри перегляду у тривимірному режимі і видимість перегляду в двовимірному режимі на вкладках "Модель" та "Розрахунок" генератора компонентів валу.

Параметри групи "3D просмотр" призначені для відображення/приховування елементів ступенів та отворів або елементів їх ребер.

Значення перших п'яти параметрів можна вибрати із списків. В списках присутні наступні записи:

- "Показать" - елементи відображаються завжди;
- "Скрыть" - елементи не відображаються
- "Показать только для выбранного сечения" (або "Показать только для выбранного отверстия", або "Показать только в активированном состоянии") - елементи відображаються тільки для вибраного ступеню або отвору, або ж для отвору тільки в його активному стані.

Далі в цій групі присутні чотири параметри, які можуть бути ввімкнуті або вимкнуті:

- "Если не указано место вставки по умолчанию (ось X, плоскость YZ, плоскость XY)" – за активності цього прапорця 3D-перегляд валу в графічному вікні виконується в положенні за замовчуванням. Якщо змінити цей параметр,

необхідно перезапустити генератор валів.

- "Показать систему координат вала" - за активності цього прапорця відображається система координат валу в тривимірному режимі.

- "Автоматически определяют нагрузки и опоры" – деактивація прапорця дозволяє вручну задавати значення для масштабування опор і навантажень.

У групі "2D просмотр" розглянемо такі параметри:

- "Показать элементы сечения в отчете о результатах расчета" – Якщо цей прапорець активний, то елементи ступеню будуть відображатись в звіті в форматі HTML.

- "Показать отверстия и элементы отверстия в отчете о результатах расчета" – за активності цього параметру в звіті в форматі HTML будуть відображатись отвори і їх елементи.

- "Показать нагрузки и опоры в отчете о результатах расчета" – цей параметр активний за замовчанням і при цьому генератор відображає навантаження і опори в звіті в форматі HTML.

- "Показать элементы сечения, когда активна вкладка "Расчет/График"" – Цей прапорець активується за необхідності відобразити елементи ступеню (шпонковий паз, канавку, отвір під ключ) в перегляді 2D на вкладках "Расчет" і "График".

- "Показать отверстия и элементы отверстия, когда активна вкладка "Расчет/График"" – цей прапорець потрібно активувати для відображення отворів і елементів отворів при 2D перегляді на вкладках "Расчет" і "График".

- "Показать обозначение нагрузок и опор" - за активності цього параметру при 2D перегляді на вкладках "Расчет" і "График" будуть відображатись позначення навантажень і опор, наприклад F_1 , F_2 , q_1 (рис. 7.16).

7.2.1. Панель інструментів вкладки "Расчет"

Перед тим як розглянути послідовність розрахунку валу, надамо пояснення до не зовсім очевидних елементів вкладки "Расчет". Список в групі параметрів "Нагрузки и опоры" дозволяє переходити між параметрами навантажень та параметрами опор. Панель інструментів завдання навантажень

включає:

-  "Добавить радиальную силу".
-  "Добавить осевую силу";
-  "Добавить распределенную нагрузку" (лінійно розподілене навантаження).
-  "Добавить изгибающий момент".
-  "Добавить крутящий момент".
-  "Добавить обычную нагрузку" (комбіноване навантаження в заданій точці, яке включає в себе всі зазначені раніше навантаження).

Для завдання навантажень⁵⁰ в середньому перерізі конічного зачеплення та на вхідному кінці валу-шестерні скористаємось комбінованим навантаженням (рис. 7.16, б, в). Діалогові вікна інших навантажень є скороченою версією приведенного.

При виборі в списку групи "Нагрузки и опоры" параметру "Опоры" (рис. 7.17) у вікні групи з'явиться список опор. При першому звертанні до цього списку в списку опор їх є дві: одна вільна, а друга фіксована в осьовому напрямку (далі – фіксована). Прийоми роботи з елементами списку опор, ті ж самі, що і з конструктивними елементами та навантаженнями. Потрібно тільки зауважити, що опор може бути стільки, скільки потрібно. Але фіксована може бути тільки одна. Ви можете вибрати і більше фіксованих опор, система при цьому ніяких попереджень видавати відразу не буде (як це було в попередніх версіях Inventor). Але при натисненні на кнопку "Рассчитать" в вікні повідомлень (рис. 7.16, а) буде виведено червоним кольором, наприклад таке "19:30:37 Расчет: Только одна из опор может быть фиксированной". Змінити тип опори можна, натиснувши праву частину кнопки .

При натисканні на ліву частину цієї кнопки ми отримаємо діалогове вікно (рис. 7.17) з характеристиками опори, які потрібно вибрати або задати.

⁵⁰ При розрахунку, наприклад, вхідного конічного валу-шестерні редуктора (розділ 1) навантаження в конічній зубчастій передачі потрібно брати із звіту генератора конічних зубчастих коліс (див. додаток Г). Для інших валів – із звітів відповідних передач.

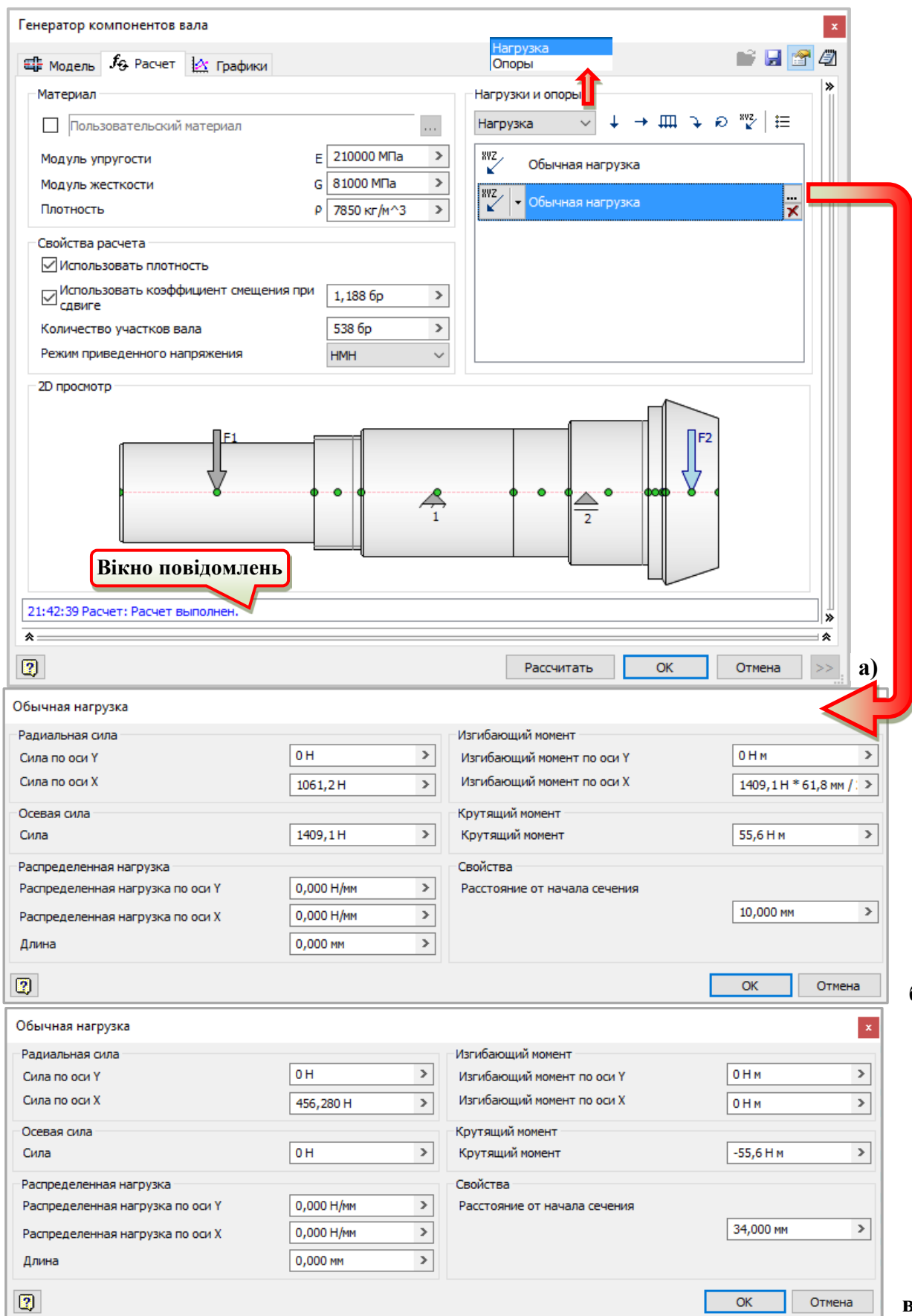


Рис. 7.16. Розрахунок вала: а) вкладка "Расчет" диалогового окна "Генератор компонентов вала"; б) задания/редагування загального навантаження в середньому перерізі кінцевого зацеплення; в) задания/редагування загального навантаження на вхідному кінці вала-шестерні

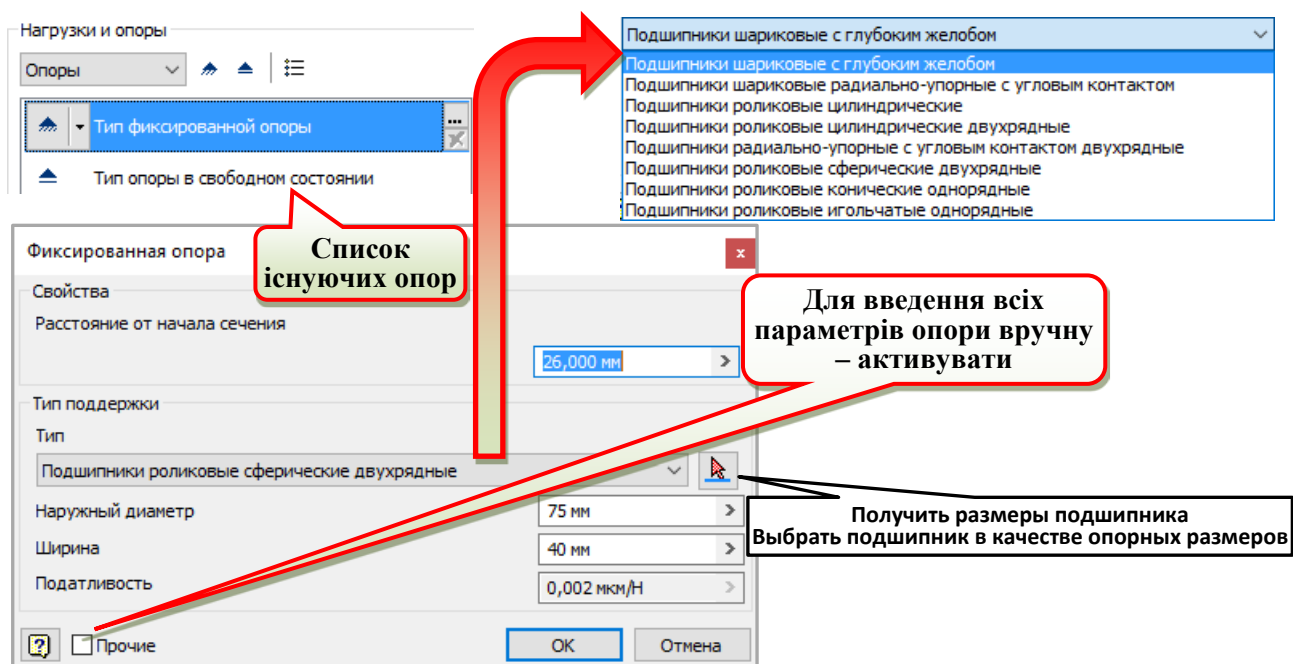


Рис. 7.17. Додавання опор та редагування їх параметрів

В списку "Тип" групи параметрів "Тип поддержки" потрібно вибрати тип підшипника для вибраної опори і нижче ввести значення в поля "Наружный диаметр" та "Ширина". Якщо в списку нема потрібного типу підшипника, то потрібно поставити галочку на кнопці-прапорці "Прочие" та ввести значення податливості у вікні "Податливость". Якщо в збірці присутній підшипник, який слугує опорою для валу, можна натиснути кнопку вибору і вказати на нього. Генератор валів сам визначить потрібні параметри підшипника.

Група параметрів "Материал" призначена для вибору матеріалу валу і введення його характеристик. В базі даних цього діалогового вікна приведені середні значення для основних груп матеріалів. Для кінцевих розрахунків потрібно вводити уточнені дані з відповідних джерел, встановивши галочку на кнопки-прапорця навпроти списку матеріалів "Пользовательский материал" (порядок роботи зі списком матеріалів див. розділ 4.2, 6.1.2).

Група параметрів "Свойства расчета" призначена для параметрів розрахунку. Параметр "Использовать коэффициент смещения при сдвиге" використовується для врахування деформацій зсуву і зокрема модуля пружності при зсуві (крученні) G .

Параметр "Количество участков вала" – це кількість фіктивних ділянок валу, яка використовується для зміни точності розрахунку: чим більше ділянок,

тим точніший розрахунок.

Параметр "Режим приведенного напряжения" використовується для вибору методу розрахунку еквівалентних напружень. Дивний запис "Tresca-гость" слід трактувати як критерій міцності Треска (третя теорія міцності), а запис "МНМ" як критерій Мізеса (четверта теорія міцності).

Розташування опор та точок прикладення навантажень крім розглянутих діалогових вікон можна завдати перетягуванням (drag-and-drop) за допомогою мишки в 3-D моделі або у вікні "2-D просмотр" (рис. 7.16, а). Навантаження показуються у вигляді стрілок, опори – у вигляді трикутників з додатковими елементами (як це прийнято у курсі опору матеріалів). Зелені кульки (або кола) позначають торцеві та серединні перерізи кожного ступеню валу.

Переглянути завданні параметри навантажень можна без виклику діалогових вікон. Достатньо підвести курсор до умовного позначення опори чи навантаження, почекати кілька секунд і з'явиться (спливе) інформаційна рамка.

7.2.2. Послідовність розрахунку

Для розрахунку валу як балки на кількох опорах потрібно виконати наступні дії згідно наведених вище рекомендацій:

- прикласти потрібні навантаження в заданих точках валу (балки) вздовж його осі;
- встановити потрібну кількість певного типу опор;
- встановити характеристики матеріалу валу;
- встановити додаткові характеристики розрахунку;
- натиснути кнопку "Рассчитать".

7.2.3. Аналіз результатів

Результати розрахунку в текстовому вигляді представлені праворуч у вкладках "Расчет" та "Графики" (рис. 7.18) та додатково у вигляді епюр на вкладці "Графики" (рис. 7.19).

Для аналізу результатів розрахунку потрібно перейти на вкладку "Графики" (рис. 7.19).

У групі "Выбор графика" можна вибрати тип епюри, яку потрібно

проглянути у вікні перегляду епюр "График". Вибір пункту "Идеальное сечение" призведе до виведення у вікно "График" рекомендовану форму валу виходячи з однаково напруженого стану всіх перерізів.

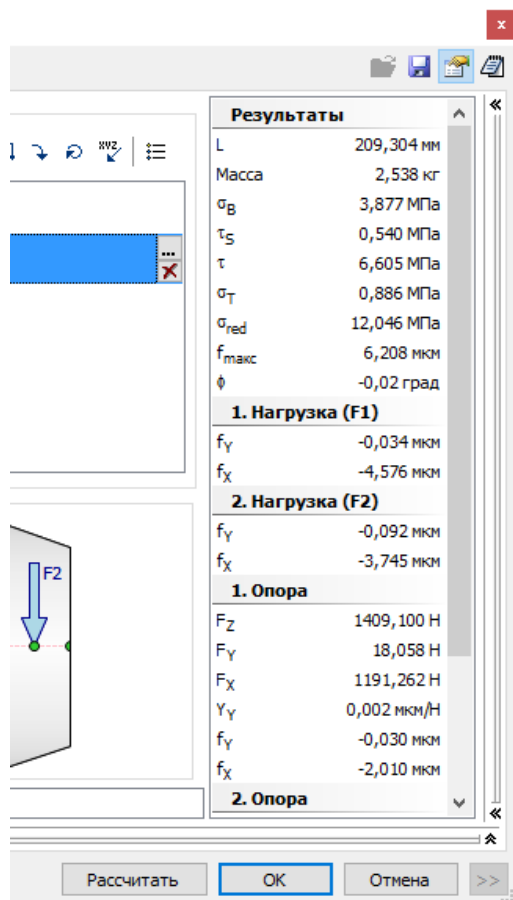


Рис. 7.18. Область результатов расчета на вкладках "Расчет" та "Графики"

Для більш детального аналізу результатів розрахунку можна генерувати звіт за допомогою кнопки  "Результаты" у верхньому кутку праворуч заголовку діалогового вікна.

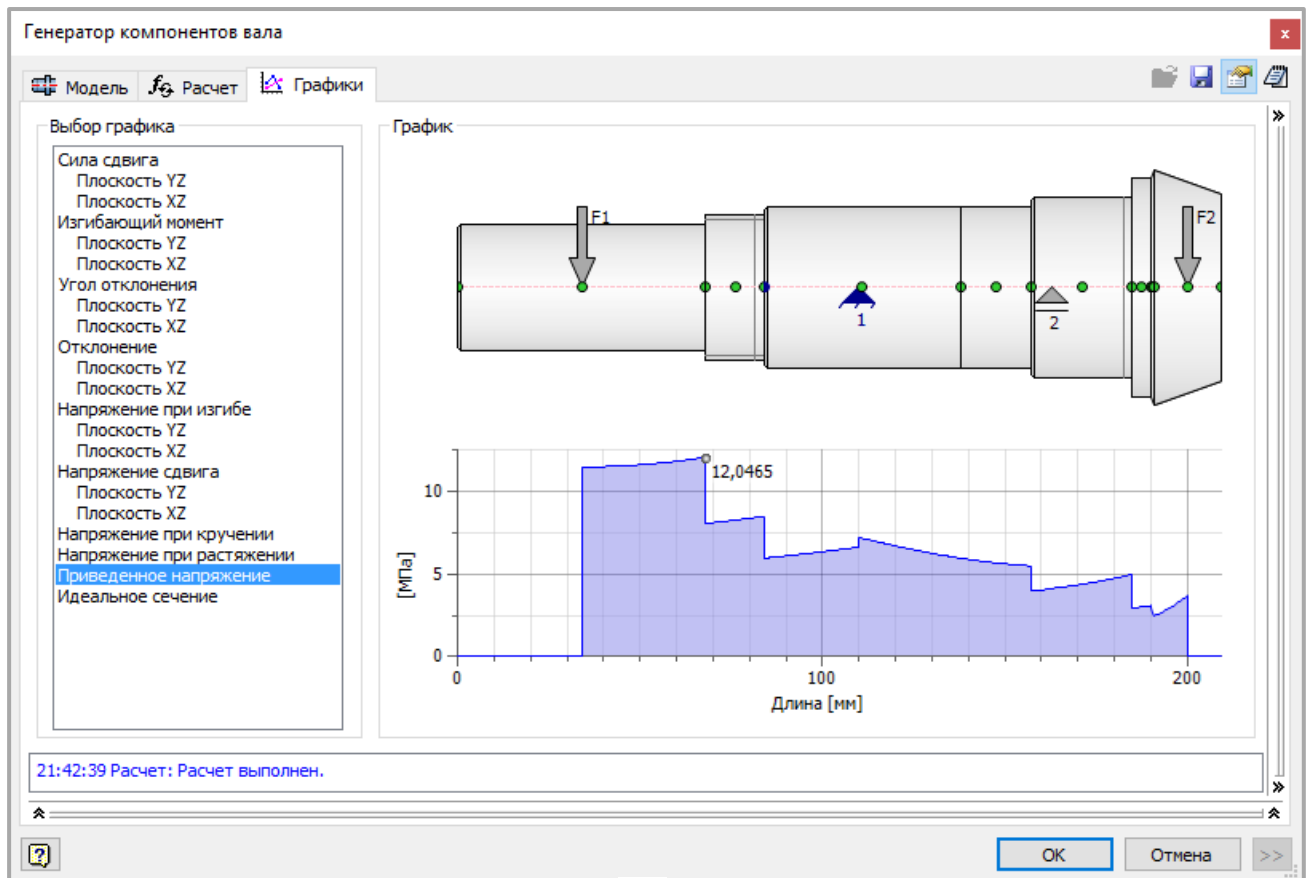
7.2.4. Генерація моделі валу

При натисненні кнопки  у правому верхньому кутку вкладки "Графики" з'явиться діалогове вікно, в якому можна змінити імена файлів складальної моделі та файлів моделей деталей, які пропонує система.

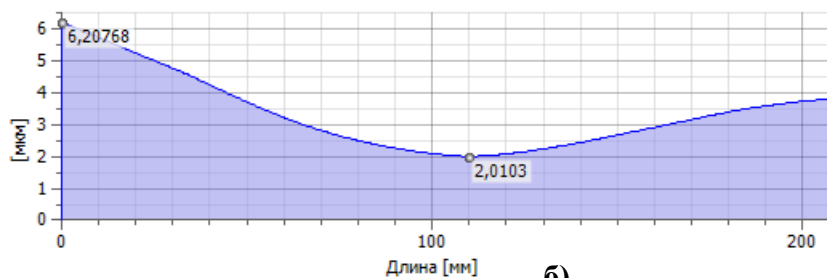
Після натиснення кнопки "OK" за результатами розрахунку буде створено вал, загальний вигляд якого показано на рис. 7.20. До моделі валу-шестерні генератором валів не додано шпонкового

пазу з тієї причини, що для його генерації (як і пазу у веденому шківі клинопасової передачі, та самої шпонки) буде застосовано генератор шпонкових з'єднань (див. розділ 9). Шліци на шпинделі портально-фрезерного верстата створені не генератором валів, а генератором шліцьових з'єднань (див. розділ 10). Потрібно зауважити, що в складальну модель вузла вал вставляється у вигляді складальної моделі (див., наприклад, розділ 2.2, рис. 2.5, рис. 7.20), в які зберігаються параметри валу для його редагування за допомогою "Мастера проектирования". Ця складальна модель недоступна для редагування користувачем. Якщо відкрити файл деталі валу (рис. 7.20), то в контекстному

меню не можна буде вибрати команду  "Редактировать с помощью Мастера проектирования". Тому її викликати потрібно у файлі складальної моделі вузла.



а)



б)

Рис. 7.19. Діалогове вікно команди "Генератор компонентів валів", вкладка Графики": а) вкладка Графики" з вибраною епюрою приведених напружень; б) епюра зміщень

До валу можна додати необхідні елементи – шліци, канавки, отвори, тощо. Для цього потрібно відкрити файл деталі валу (рис. 7.20). При необхідності відредагувати вхідні дані і оновити модель, потрібно в складальній моделі вузла (або у браузері) виділити складальну модель валу і із контекстного меню вибрати команду  "Редактировать с помощью Мастера проектирования". Після оновлення всі власноруч добавлені елементи зберігаються.



Рис. 7.20. Приклади генерованих моделей за допомогою генератора валів

7.2.5. Моделювання валів-шестерень

З компонування конічно-циліндричного редуктора випливає, що у конструкції є два вали-шестерні: вхідний з конічною шестернею з круговими зубами та проміжний з циліндричною косозубою шестернею. Послідовність створення моделі валу-шестерні з циліндричним вінцем описана в розділі 6.1.4. На жаль вбудованих прямих засобів створення конічних валів-шестерень в Inventor немає. Для їх моделювання потрібно:

- розрахувати і генерувати конічну зубчасту пару;
- розрахувати і генерувати вал, як це показано в поточному розділі;
- створити складальну модель *.asm валу-шестерні із моделей *.ipt шестерні та валу (розділ 7.1, рис. 7.3);
- створити файл *.ipt і за допомогою команди "Производный компонент" вставити в нього складальну модель (*.asm) валу-шестерні. Виконати необхідні дії і створити деталь вал-шестерню (рис. 7.21).

Питання для самоперевірки

1. Опишіть основні можливості генератора валів.
2. Опишіть процедуру базування валу при виконанні моделювання.
3. Назвіть геометричні форми ступенів валу та основні типи елементів, які можна на них розташувати (отвори, пази, тощо).

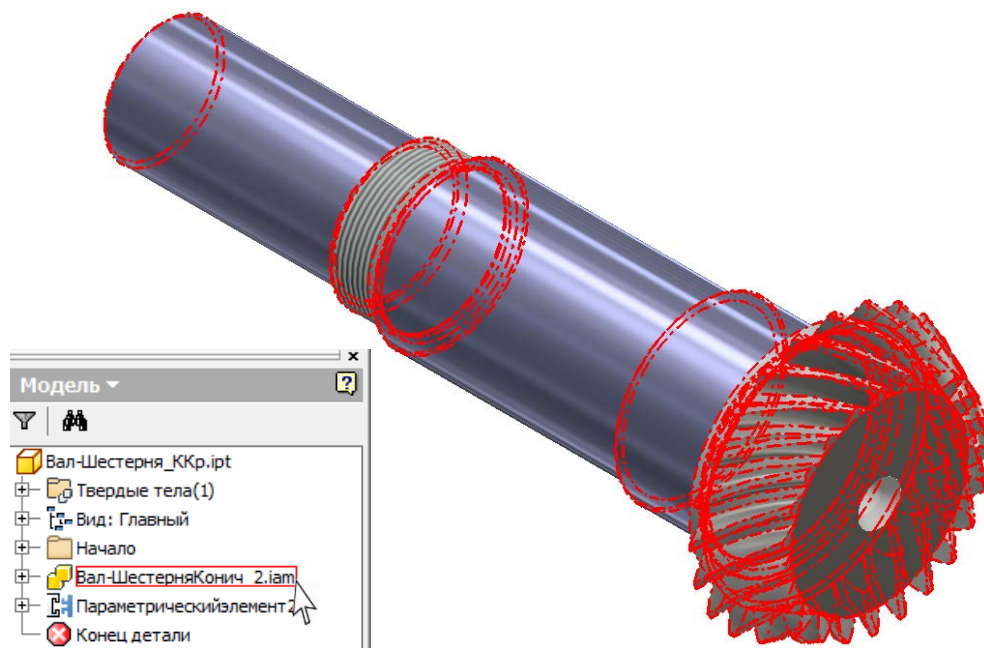


Рис. 7.21. Модель конічного валу-шестерні

4. Надайте перелік основних параметрів генератора валів.
5. Назвіть основні типи елементів, які можна розташувати на правому та лівому ребрах ступенів валу (наприклад, канавки).
6. Надайте перелік основних способів завдання розмірів ступенів валу та їх елементів.
7. Опишіть порядок виконання розрахунків валу.
8. Перерахуйте типи навантажень та опор, які можна застосувати до валу в процесі розрахунку.
9. Опишіть результати, які можна отримати в результаті розрахунку, та порядок дій з їх використання для формування фрагменту пояснювальної записки.

РОЗДІЛ 8 ГЕНЕРАТОР ПІДШИПНИКІВ

8.1. Вкладка модель: вибір і установка підшипника

На загальній панелі інструментів майстра проектування (вкладка "Проектирование") вибираємо команду "Подшипник" (рис. 1.5) і на екрані з'являється діалогове вікно "Генератор подшипников" (рис. 8.1).

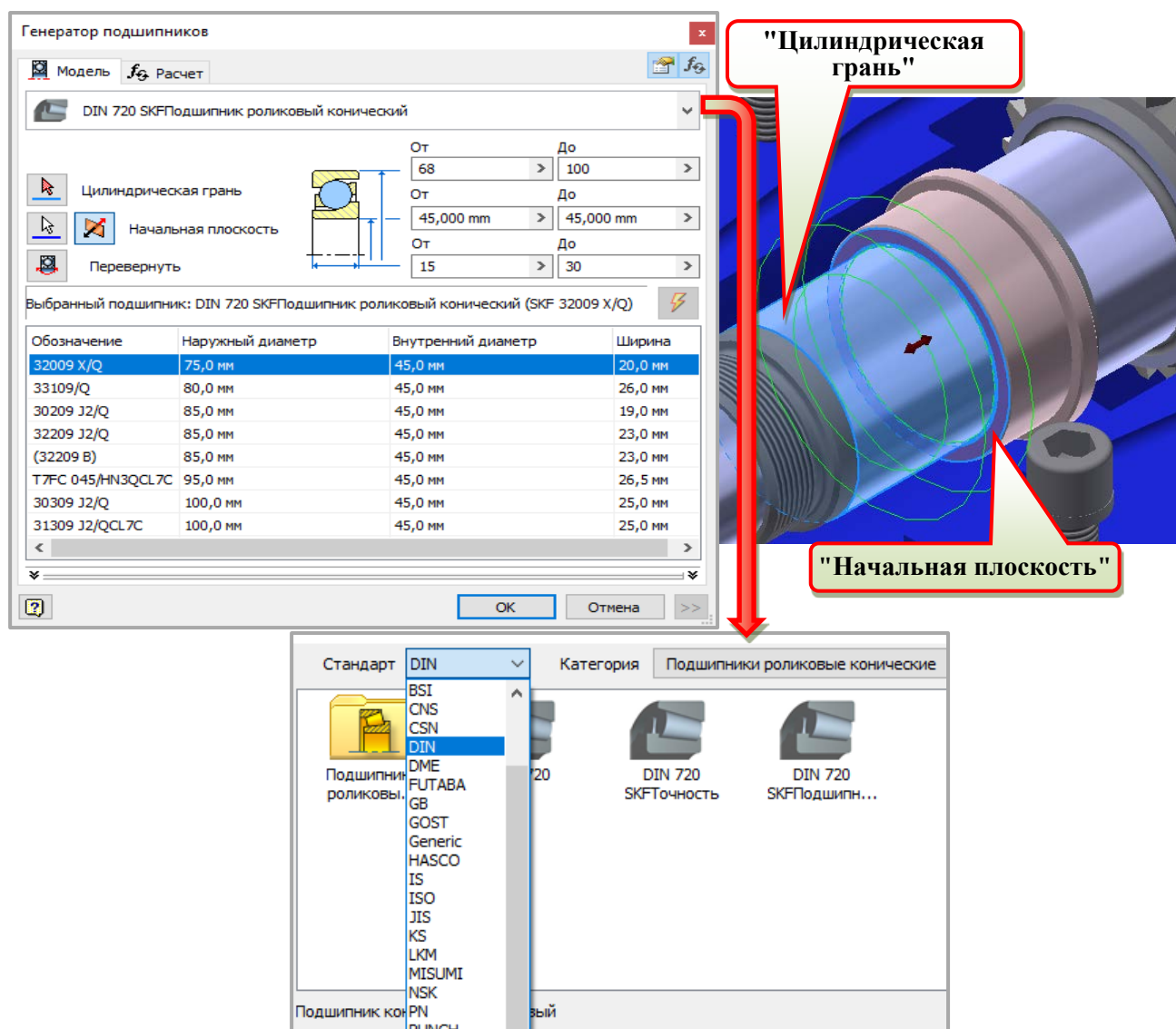


Рис. 8.1. Діалогове вікно "Генератор подшипников", вкладка "Модель"

На вкладці "Модель" знаходяться інструменти вибору типу підшипника за певним стандартом із бібліотеки стандартних елементів. Тому, необхідно щоб Inventor був підключений до бібліотеки компонентів, в якій зберігаються підшипники, інакше вибрати підшипник не можна. При виборі типу підшипника можна керуватись таблицею 8.1.

Таблиця 8.1.

Вибір типу підшипника

Тип підшипника	Тільки радіальне навантаження	Тільки осьове навантаження	Комбіноване навантаження	Навантаження моментом	Висока швидкість	Висока точність ходу	Висока стійкість	Спокійний хід	Низьке тертя	Компенсація неточного розміщення при роботі	Компенсація помилок розміщення (початкова)	В якості фіксуючого підшипника	В якості нефіксуючого підшипника	Є ймовірність осьового зсуву в підшипнику
Кульковий однорядний	+	+	+	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	+++	+	+
Кулькові дворядні	+	+	+	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	+++	+	+
Кульковий самоустановлювальний	+	+	+	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	+++	+	+
Кульковий з кутовим контактом	+	+	++	-	++	+++	+	++	++	-	-	++	--	--
Кулькові тандемні	++	+	++	+	+	++	++	+	+	--	--	++	+	--
Кулькові з контактом в чотирьох точках	-	+	+	+	++	+	+	+	+	--	--	++	-	--
Циліндричні роликові N, NU	++	--	--	--	+++	++	++	++	++	-	--	-	+++	+++
Циліндричні роликові NU, NUP	++	+	+	--	+++	++	++	+	++	-	-	+	+	+
Циліндричні роликові дворядні	+++	--	--	+	+++	+++	+++	++	++	--	--	--	+++	+++
Циліндричні роликові повнокомплектні	+++	+	-	--	-	+	+++	-	-	-	-	+	+	+
Циліндричні роликові повнокомплектні дворядні	+++	--	--	+	+++	+++	+++	++	++	--	--	+	+	+
Голкові підшипники	++	--	--	--	+	+	++	+	-	--	--	--	+++	+++
Роликові сферичні	+++	+	+++	--	+	+	++	+	+	+++	++	++	+	--
Роликові конічні	++	++	+++	--	+	++	++	+	+	-	-	++	--	--

Продовження таблиці 8.1.

Тип підшипника	Тільки радіальне навантаження	Тільки осьове навантаження	Комбіноване навантаження	Навантаження моментом	Висока швидкість	Висока точність ходу	Висока стійкість	Спокійний хід	Низьке тертя	Компенсація неточного суміщення при роботі	Компенсація помилок суміщення (початкова)	В якості фіксуючого підшипника	В якості нефіксуючого підшипника	Є ймовірність осьового зсуву в підшипнику
Роликові конічні (вузькими торцями один до одного)	++	++	+++	-	+	+	+++	+	+	-	-	+++	+	-
Упорні кулькові	--	+	--	--	+	++	+	-	+	--	--	+	--	--
Упорні кулькові зі сферичною шайбою корпусу	--	+	--	--	+	+	+	-	+	--		+	--	-
Циліндричні роликові упорні	--	++	--	--	-	++	++	-	-	--	--	+	--	-
Голчасті роликові упорні	--	++	--	--	-	+	++	-	-	--	--	+	--	-
Роликові сферичні упорні	--	+++	+	--	+	+	++	-	+	+++	++	++	--	--

Використовувані позначення: "+++" - "рекомендується"; "++" - "в наявності"; "+" - "допустима"; "—" - "недопустима"; "-" - не підходить.

Перед вибором типу підшипника доцільно вибрати елементи посадкових поверхонь валу, на які буде встановлено підшипник, тобто шийку та торець. В цьому випадку система, по-перше, сама виконає конструктивну прив'язку підшипника до валу, по-друге в поля "От" і "До" фільтру розмірів підшипника занесе внутрішній діаметр підшипника. Але це не є обов'язковим, підшипник в модель все рівно буде вставлений.

Для вибору типу підшипника за певним стандартом потрібно розкрити перший список, який знаходиться під іменем вкладки "Модель". Розкриється діалогове вікно "Стандарт/Категория".

Доцільним є такий порядок дій:

- вибрати із списку "Стандарт" потрібний стандарт, наприклад GOST;
- вибрати із списку "Категория", наприклад, "Подшипники роликовые конические".

Після цього список доступних в базі підшипників цього стандарту і типу з'явиться в списку внизу діалогового вікна під кнопкою .

Якщо в діалоговому вікні "Стандарт/Категория" "Стандарт/Категория" (Standard/Category) натиснути кнопку , то в цьому списку з'явиться перелік підшипників з вказаним внутрішнім діаметром вибраного типу за всіма стандартами. При необхідності список можна скоротити, якщо у полях "От" і "До" вказати межі зовнішнього діаметру та/або ширини підшипників, які ви хочете бачити у списку. Після цього потрібно натиснути кнопку . Список підшипників прийме вигляд, який відповідає заданим критеріям.

Якщо ви збираєтесь виконувати перевірочний розрахунок (або, на даному етапі⁵¹, не будете виконувати розрахунок) із списку потрібно вибрати певний підшипник. Вибраний підшипник відображається в полі над списком. Тільки після цього кнопка ОК стає доступною і підшипник можна вставити у складальну модель.

⁵¹ Якщо ви не збираєтесь взагалі виконувати розрахунок підшипника, то простіше вставити його прямо із бібліотеки стандартних компонентів.

8.2. Розрахунок підшипника

Після цього можна перейти на вкладку "Расчет" (рис. 8.2).

Расчет срока службы подшипника

Метод расчета ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)

Требуемый срок службы L_{req} 14000 ч

Требуемая надежность R_{req} 90 бр

Коеф. спец. свойств подшипника a_2 1,00 бр

Коеф. технического состояния a_3 1,00 бр

Максимальная рабочая температура T 100 C

Коеффициент дополнительных сил f_d 1,1 бр

Для выбранного подшипника (SKF 32009 X/Q) значения в базе данных $C_0 = 0$ Н. Значения $C_0 = 14000$ Н нужно ввести вручную

Генератор подшипников

Модель Расчет

Проектирование подшипника Проверочный расчет

Метод расчета ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990) Метод расчета SKF AG

Тип расчета прочности Проектирование подшипника

Нагрузка

Радиальная нагрузка F_r 265 Н

Осевая нагрузка F_a 1240 Н

Скорость n 586 об/мин

Диаграмма навантаження підшипника

Коеф. статического запаса прочности s_0 1,8 бр

Смазка

Коеффициент трения μ 0,0018 бр

Тип смазки Масло

Свойства подшипника

Номинальный контактный угол α 5 град

Основная динамич. грузоподъемность C 14000 Н

Основная статич. грузоподъемность C_0 80000 Н

Коеф. динамич. радиальной нагрузки X 1,00 бр 0,40 бр

Коеф. динамической осевой нагрузки Y 0,00 бр 1,50 бр

Предельное значение F_a/F_r e 0,40 бр

Коеф. статич. радиальной нагрузки X_0 0,50 бр

Коеф. статической осевой нагрузки Y_0 0,50 бр

Показатель для срока службы p 3,33333 бр

Смазка для ограничения скорости n_{Lim1} 4800 об/мин

Масло для ограничение скорости n_{Lim1} 6300 об/мин

Расчет срока службы подшипника

Метод расчета SKF AG

Требуемый срок службы L_{req} 14000 ч

Требуемая надежность R_{req} 92 бр

Коеф. срока службы a_{SKF} 1,00 бр

Максимальная рабочая температура T 100 C

Коеффициент дополнительных сил f_d 1,1 бр

Обозначение	Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Ширина	Настроенный номинальный срок службы
32009 X/Q	75,0 мм	45,0 мм	20,0 мм	Не рассчитывается
33109/Q	80,0 мм	45,0 мм	26,0 мм	Не рассчитывается
30209 J2/Q	85,0 мм	45,0 мм	19,0 мм	Не рассчитывается
32209 J2/Q	85,0 мм	45,0 мм	23,0 мм	Не рассчитывается
(32209 B)	85,0 мм	45,0 мм	23,0 мм	Не рассчитывается

21:11:46 Результат запроса: 8 Подшипники (Фильтр: DIN 720 SKFПодшипник роликовый конический, D<68; 100>, d<45,000 mm; 45,000 mm> , B<15; 30>)

Расчитать OK Отмена <<

☒ Срок службы подшипника в часах
☐ Срок службы подшипника в миллионах оборотов

Рис. 8.2. Діалогове вікно "Генератор подшипников", вкладка "Расчет"

Сформований список підшипників також доступний на вкладці "Расчет". При виборі на вкладці одного підшипника в поля розрахунку із бази даних заносяться відповідні значення.

Із списку "Тип расчета прочности" потрібно вибрати тип розрахунку: "Проверочный расчет" або "Проектирование подшипника". В другому випадку буде виконано проектування підшипника на необхідний термін служби. В списку буде вибрано підшипник, який відповідає всім критеріям, визначеним на вкладках "Модель" і "Расчет", і який має розраховане значення терміну служби (L_{na}), яке дорівнює або наближене до значення необхідного терміну служби (L_{reg}).

Нижче в групі параметрів "Нагрузка" можна ввести у трьох вікнах відповідні навантаження ("Радиальная нагрузка" F_r , "Осевая нагрузка" F_a)⁵² та кількість обертів валу n . Для розрахунку еквівалентного динамічного навантаження P , використовуюваного в розрахунку терміну служби підшипника, важливий часовий коефіцієнт умов навантаження, а не абсолютне значення навантаження.

Динамічне еквівалентне радіальне навантаження на радіальні, радіально-упорні кулькові і радіальні роликові підшипники при постійному радіальному і осьовому навантаженні обчислюється за такими формулами:

$$P_r = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot f_d.$$

Динамічне еквівалентне радіальне навантаження для радіальних роликових підшипників при $\alpha = 0$ і під впливом тільки радіального навантаження розраховується за такою формулою:

$$P_r = F_r \cdot f_d.$$

Динамічне еквівалентне осьове навантаження на упорні кулькові підшипники і упорні роликові підшипники при $\alpha \neq 0$ розраховується за формулою:

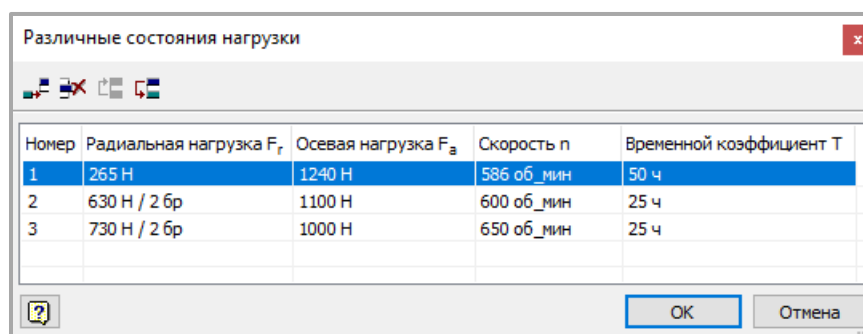
$$P_a = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot f_d.$$

⁵² Ці навантаження можна взяти, наприклад, із звіту генератора валу (див. розділ 8).

Упорні кулькові і роликові підшипники при $\alpha = 90^\circ$ можуть витримувати тільки осьові навантаження. Динамічне еквівалентна осьове навантаження на підшипники цього типу розраховується за формулою:

$$P_a = F_a \cdot f_d.$$

Нижче відображається діаграма навантаження підшипника. При вході на вкладку "Расчет" навантаження постійне. Якщо навантаження змінюється з часом, то для зміни діаграми навантаження потрібно клацнути мишкою всередині діаграми. На екран буде виведено діалогове вікно "Различные состояния нагрузки" (рис. 8.2), в якому можна ввести для кожного режиму роботи.



Номер	Радиальная нагрузка F_r	Осевая нагрузка F_a	Скорость n	Временной коэффициент T
1	265 Н	1240 Н	586 об_мин	50 ч
2	630 Н / 2 бр	1100 Н	600 об_мин	25 ч
3	730 Н / 2 бр	1000 Н	650 об_мин	25 ч

Рис. 8.2. Введення даних для режимів навантаження підшипника

На панелі інструментів діалогового вікна присутні кнопки таких команд:

-  "Добавить нагрузку" - додавання нового навантаження;
-  "Удалить нагрузку" - видалення вибраного навантаження;
-  "Переместить нагрузку вверх" - переміщення вибраного навантаження вгору на один рядок;
-  "Переместить нагрузку вниз" - переміщення вибраного навантаження вниз на один рядок.

В принципі, порядок роботи з цим діалоговим вікном такий же, як і з діалоговим вікном створення нового матеріалу у генераторі болтових з'єднань (розділ 3).

Натисніть кнопку "Добавить нагрузку" для додавання навантаження. Для введення значень двічі клацніть поле редагування. Значення часу у колонці "Временной коэффициент T " можна указувати як в абсолютних значеннях, так і

у відсотках. Після введення всіх необхідних даних і натиснення кнопки "ОК" отримаємо діаграму динамічного навантаження підшипника, як це показано у верхній частині рис. 8.1. На діаграмі показаний вплив окремих елементів на значення динамічного еквівалентного навантаження P .

Після додавання навантажень, поля введення навантажень над діаграмою стануть недоступні. Вони доступні при наявності в діалоговому вікні "Различные состояния нагрузки" тільки одного рядка. Коефіцієнт f_d , необхідний для розрахунку еквівалентного динамічного навантаження, вводиться далі у віконечку "Коэффициент дополнительных сил", що знаходиться у групі "Расчет срока службы подшипника".

Останнім параметром у цій групі є "Коэф. статического запаса прочности". Коефіцієнт S_0 відповідає коефіцієнту безпеки K_6 (табл. II.1) у вітчизняній технічній літературі [18]. Методику розрахунку підшипників у відповідності зі стандартом ГОСТ 18855-94 (ISO 281 – 1990) дивіться, наприклад, в [2]. При виборі величини S_0 для конкретного типу підшипника потрібно керуватись рекомендаціями виробника. Наприклад, у таблиці 9.2 приведені рекомендації фірми SKF, Німеччина.

Вибір розміру підшипника повинен здійснюватися на основі статичної вантажопідйомності C_0 , якщо виконується одна з наступних умов:

- Підшипник знаходиться в стані спокою і піддається постійним або короткочасним (ударним) навантаженням.
- Підшипник робить повільні коливальні рухи під навантаженням.
- Підшипник обертається під навантаженням з малою швидкістю ($n < 10$ об/хв), і вимоги до його терміну служби невисокі (рівняння ресурсу для еквівалентного динамічного навантаження P дасть в цьому випадку таку низьку величину необхідної динамічної вантажопідйомності C , що обраний підшипник буде значно перевантажений при експлуатації).
- Підшипник обертається і крім звичайних робочих навантажень піддається впливу важких ударних навантажень.

У всіх цих випадках допустима величина навантаження на підшипник визначається не втомою матеріалу, а величиною залишкової деформації доріжки кочення, що виникає під впливом навантаження.

Статичні навантаження, що складаються з радіальних і осьових складових, повинні бути представлені у вигляді величини еквівалентного статичного навантаження на підшипник.⁵³ Його величину обчислюють за формулою:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a,$$

де P_0 - еквівалентна статичне навантаження на підшипник; F_r - радіальне навантаження на підшипник; F_a - осьове навантаження на підшипник; X_0 - коефіцієнт радіального навантаження; Y_0 - коефіцієнт осьового навантаження.

Коефіцієнти X_0 та Y_0 задаються автоматично і відображаються у відповідних вікнах у групі "Свойства подшипника". Орієнтовні значення коефіцієнтів для деяких типів підшипників представлені у таблиці И.2.

Далі у групі "Смазка" присутні два параметри: "Коэффициент трения" та "Тип смазки".

Ефективність мастильного матеріалу головним чином визначається ступенем поділу контактуючих поверхонь кочення. Для утворення мастильної плівки достатньої товщини мастильний матеріал повинен мати певну мінімальної в'язкості при досягненні підшипником робочої температури. Вид мастила і спосіб його подачі до поверхонь тертя залежить від умов роботи підшипника і швидкості відносного руху рухомого і нерухомого кілець підшипника, яка характеризується однозначно множенням внутрішнього діаметра підшипника d на частоту обертання рухомого кільця n . У першому наближенні тип мастила можна вибрати за таблицею 8.3. Більш докладну інформацію потрібно шукати у каталогах фірм-виробників, наприклад.

⁵³ Еквівалентне статичне навантаження визначається як навантаження (радіальне для радіальних і осьове для упорних підшипників), що викликає в підшипнику таке ж максимальне навантаження на тіло кочення, що і фактичне навантаження.

Таблиця 8.2

Орієнтовні величини статичного коефіцієнта запасу міцності S_0

Робочі умови	Обертовий підшипник						Нерухомий підшипник	
	Вимоги за рівнем шумів							
	Не важливо		Звичайні		Високі			
	К	Р	К	Р	К	Р	К	Р
Плавні, без вібрацій	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Нормальні	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Чітко виражені ударні навантаження ^{*1)}	≥1.5	≥2.5	≥1.5	≥2	≥4	≥1.5	≥1	≥2

*1) Якщо величина навантаження невідома, величини S_0 повинні бути не менші приведених. Якщо величини ударних навантажень точно відомі, то можна використовувати менші значення S_0 . Для сферичних упорних роликотпідшипників рекомендується застосовувати $S_0 \geq 4$.

К – кульковий підшипник; Р – роликовий підшипник.

Таблиця 8.3

Призначення змащення і вибір елементів ущільнювачів для різних умов роботи підшипників

$d \times n$, $10^6 \text{ мм} \times \text{хв}^{-1}$	Мастило і спосіб подачі	Ущільнення
$\leq 0,55$	Консистентне	Сальник, лабіринт
$0,55 < \leq 0,60$	Рідке, зануренням	Гумова манжета, масловідгінна канавка
$0,60 < \leq 0,75$	Рідке, гнотом і крапельний - 5 ... 10 крапель на годину	
$0,75 < \leq 1,70$	Рідке, масляним туманом	Металеві кільця, поліамідна манжета, відцентрове ущільнення
$> 1,70$	Рідке, струменевий під кутом $15 \div 20^\circ$ до осі підшипника, охолодження потоком мастила	

Примітка: Для редукторних підшипникових вузлів картерний спосіб подачі рідкого мастила застосовується при виконанні умови $d_a \times n^2 \geq 100$, де d_a - діаметр окружності вершин колеса, м.

Значення коефіцієнтів тертя орієнтовно можна вибрати із таблиць 8.4 та 8.5. Знову ж таки, за більш докладною інформацією потрібно звертатись до каталогів фірм-виробників.

Таблиця 8.4

Коефіцієнти тертя і допустимі окружні швидкості

Типи підшипників	Коефіцієнт тертя, f		Допустима колова швидкість, м/с	$nd_{cp} \cdot 10^{-6}$
	При радіальному навантаженні	При осьовому навантаженні		
Кулькові радіальні	0,001-0,002	0,002 -0,003	10-30	0,2-0,6
Кулькові сферичні	0,002 -0,004	-	10-20	0,2-0,4

Продовження таблиці 8.4

Типи підшипників	Коефіцієнт тертя, f		Допустима колова швидкість, м/с	$nd_{cp} \cdot 10^{-6}$
Кулькові радіально-упорні	0,002-0,003	0,0025-0,004	10-20	0,2-0,4
Роликові	0,002-0,003	-	10-20	0,2-0,4
Роликові сферичні	0,003-0,005	-	10-20	0,2-0,4
Роликові конічні	0,004-0,008	0,01-0,02	5-15	0,1-0,3
Голчасті	0,005-0,01	-	5-10	0,1-0,2
Упорні кулькові	-	0,004-0,006	5-10	0,1-0,2
Упорні з конічними роликами	-	0,01-0,02	5-10	0,1-0,2
Упорні з циліндричними роликами	-	0,02-0,03	2-5	0,05-0,1

Таблиця 8.5

Коефіцієнти тертя підшипників різних типів (за даними фірми FAG,
Німеччина)

Типи підшипників	Коефіцієнт тертя, f
Радіальні шарикопідшипники	0,0015
Радіально-упорні шарикопідшипники:	
- Однорядні	0,0020
- Дворядні	0,0024
- З чотирьохточковим контактом	0,0024
Самоустановлювальні шарикопідшипники	0,0010
Циліндричні роликопідшипники:	
З сепаратором, якщо $F_a \approx 0$	0,0011
Бессепараторні, якщо $F_a \approx 0$	0,0020
Конічні роликопідшипники	0,0018
Сферичні роликопідшипники	0,0018
Тороїдальні роликопідшипники CARB	0,0016
Упорні шарикопідшипники	0,0013
Упорні циліндричні роликопідшипники	0,0050
Упорні сферичні роликопідшипники	0,0018

Далі у вкладці "Расчет" праворуч іде група параметрів "Свойства подшипника" (рис. 8.2). Параметри цієї групи заповнюються із бази даних про конкретний вибраний підшипник. Але якщо для вибраного підшипника деякі дані відсутні, як, наприклад, значення "Основная динамич. грузоподъемность" $C_0 = 0$ Н або "Номинальный контактный угол α ", то у відповідні поля заносяться нулі. Розрахунок в цьому випадку дасть негативний результат. Для виконання правильного розрахунку потрібно просто записати на місці нулів потрібні дані з врахуванням розмірності із каталогу виробника підшипника і продовжити розрахунок.

У групі "Свойства подшипника" розглянемо такі параметри:

- "Показатель для срока службы" – по іншому показник ступеня рівняння за яким визначається номінальний ресурс (терміну служби) підшипника при надійності 90%.

За методикою ANSI/AFBMA 9 (ISO 281) (вибирається із списку у групі параметрів "Расчет срока службы подшипника") значення терміну служби, що отримується шляхом коригування основного номінального терміну служби з урахуванням відповідного рівня надійності, особливих властивостей підшипника і конкретних умов експлуатації:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}, \quad (8.1)$$

де $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$ - номінальний ресурс при надійності 90%; C - динамічна вантажопідйомність; P - еквівалентне динамічне навантаження; a_1 - коефіцієнт коригування терміну служби з урахуванням надійності; a_2 - коефіцієнт коригування терміну служби з урахуванням особливих властивостей підшипника; a_3 - коефіцієнт коригування терміну служби з урахуванням умов експлуатації; p - показник ступеня рівняння ресурсу: $p = 3$ для шарикопідшипників $p = 10/3$ для роликопідшипників.

За методикою SKF AG (вибирається у тому ж списку):

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot f_t \cdot L_{10}, \quad (8.2)$$

де a_{SKF} - коефіцієнт коригування терміну служби за методом SKF.

- Параметри з дивними назвами "Смазка для ограничения скорости" та "Масло для ограничения скорости" n_{Lim1} означають граничну швидкість обертання вала ($n_{пр}$ в [2]) в залежності від типу мастила для підшипника: більше значення для оливи, а менше – для консистентного мастила.

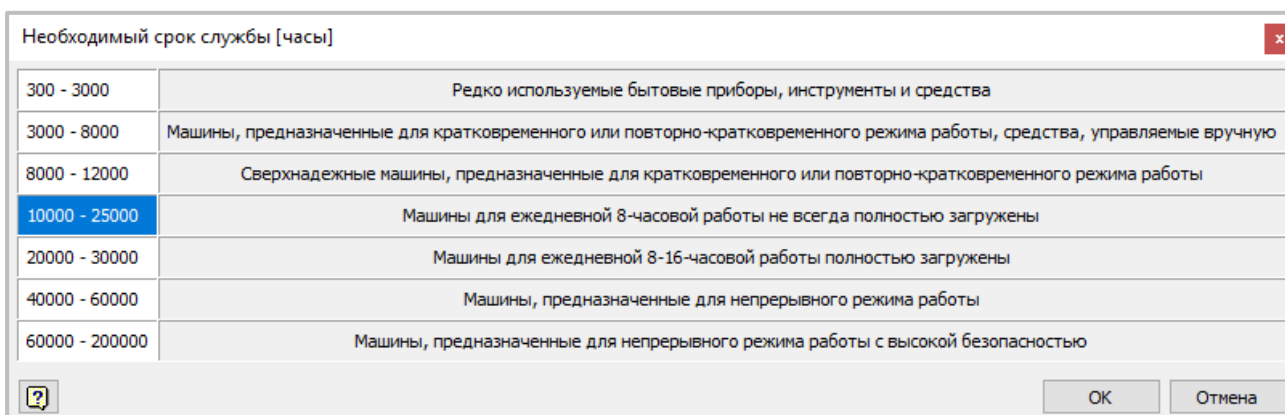
- Значення коефіцієнта a_1 "Коэффициента коррекции ресурса в зависимости от надежности" встановлюється в залежності від значення параметра "Требуемая надежность R_{reg} " (табл. 8.6) [2].

Таблиця 8.6

Величини поправкового коефіцієнта ресурсу a_1

Надійність R_{reg} , %	Ймовірність відмови, %	L_{nm}	a_1
90	10	L_{10}	1
95	5	L_5	0,62
96	4	L_4	0,53
97	3	L_3	0,44
98	2	L_2	0,33
99	1	L_1	0,21

- Для введення параметру "Требуемый срок службы" L_{reg} ⁵⁴ можна скористатись діалоговим вікном (рис. 8.2), яке викликаються кнопкою  навпроти вікна названого параметру. Для введення терміну служби або коефіцієнта, потрібно клацнути в колонці з діапазоном чисел навпроти потрібного рядка, наприклад, "Машины для ежедневной 8-16 часовой работы полностью загружены". У вікна для параметру буде занесене середнє значення з указанного рядка, в даному випадку "25 000 ч". За необхідності це значення можна виправити вручну.



300 - 3000	Редко используемые бытовые приборы, инструменты и средства
3000 - 8000	Машины, предназначенные для кратковременного или повторно-кратковременного режима работы, средства, управляемые вручную
8000 - 12000	Сверхнадежные машины, предназначенные для кратковременного или повторно-кратковременного режима работы
10000 - 25000	Машины для ежедневной 8-часовой работы не всегда полностью загружены
20000 - 30000	Машины для ежедневной 8-16-часовой работы полностью загружены
40000 - 60000	Машины, предназначенные для непрерывного режима работы
60000 - 200000	Машины, предназначенные для непрерывного режима работы с высокой безопасностью

Рис. 8.3. Діалогове вікно "Необходимый срок службы" генератора підшипників

- "Коеффициент специальных свойств подшипника α_2 " у блокноті інженера називається "Коеффициент корректировки срока службы с учетом условий эксплуатации", а "Коеффициент технического состояния α_3 " - "Коеффициент корректировки срока службы с учетом условий эксплуатации". Значення коефіцієнта α_2 встановлює виробник в залежності від особливих властивостей матеріалу, спеціальної конструкції, тощо. Коефіцієнт

⁵⁴ "Ведущие значения основного ресурса L_h " у блокноті інженера.

α_3 враховує, наприклад, відхилення в'язкості масла від потрібної, наявність в ньому сторонніх включень. Рекомендації з його вибору теж надає виробник. Для стандартних підшипникових сталей: $\alpha_2 = 1$. Вибір цих коефіцієнтів більшими за 1 потребує обґрунтування. Наприклад, фірма FAG, Німеччина пропонує залежність представлену на рис. 8.4.

Рекомендовані значення коефіцієнтів $K_6 (S_0)$, α_2 , α_3 приведені в літературі [2, 18] та каталогах підшипників.

"Коэффициент дополнительных сил" f_d є добутком часткових коефіцієнтів:

$$f_d = f_{d1} \cdot f_{d2} \cdot f_{d3},$$

де:

- f_{d1} - коефіцієнт впливу на зуб (табл. 8.7). Враховує вплив зубчастої передачі на збільшення радіальної сили (коефіцієнт додаткових сил, викликаний похибкою зубів).

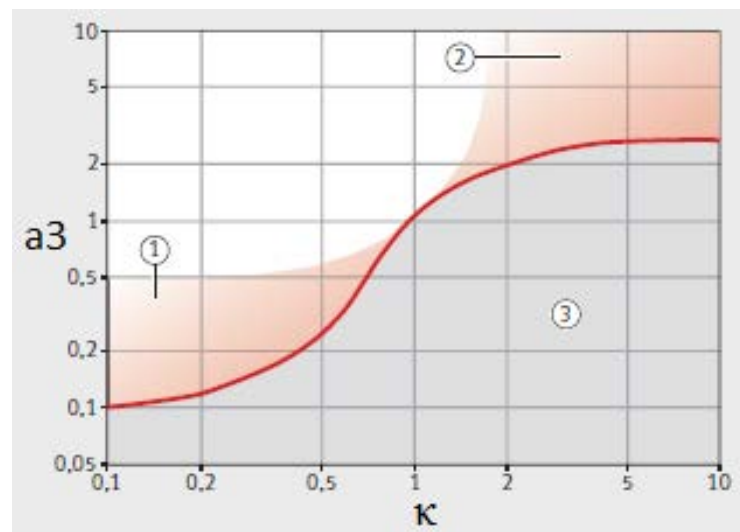


Рис. 8.4. Залежність коефіцієнту умов експлуатації α_3 від коефіцієнта в'язкості κ ; $\kappa = v/v_1$, v - кінематична в'язкість мастила при робочій температурі; v_1 - розрахункова кінематична в'язкість мастила при робочій температурі;
1 - високий ступінь чистоти і відповідні присадки; 2 - найвищий ступінь чистоти і мале навантаження; 3 - забруднене мастило

Таблиця 8.7

Величини коефіцієнту впливу на зуб f_{d1}

Тип зубчастого колеса	f_{d1}
Точність зубчастих коліс (відхилення кроку і форми до 0,02)	1,05 - 1,1
Звичайне зубчасте колесо (відхилення кроку і форми 0,02 - 0,1)	1,1 - 1,3

- f_{d2} - коефіцієнт впливу на зуб (табл. 8.8). Враховує вплив редукторного приводу на збільшення радіальної сили (коефіцієнт додаткових сил, що відбувається з дії механізмів, між якими встановлено редукторний привід).

- f_{d3} - коефіцієнт впливу пасової передачі (табл. 8.9). Враховує вплив пасових приводів на збільшення радіальної сили.

При виборі із списку у групі параметрів "Расчет срока службы подшипника" способу розрахунку "Метод расчета SKF AG" замість двох параметрів a_1 та a_2 присутній параметр a_{SKF} - коефіцієнт зміни терміну служби. Цей коефіцієнт відображає залежність між граничним коефіцієнтом втомного навантаження (P_u / P), станом мастила (коефіцієнтом в'язкості) і рівнем забруднення підшипника (η_c) (тут P_u - граничне навантаження по втомі; P - еквівалентне динамічне навантаження на підшипник). Значення коефіцієнта a_{SKF} можна отримати з діаграм для різних типів підшипників як функцію значення $\eta_c (P_u / P)$ для стандартних підшипників SKF і підшипників SKF Explorer при різних значеннях коефіцієнта в'язкості κ (рис. 8.5).

Таблиця 8.8

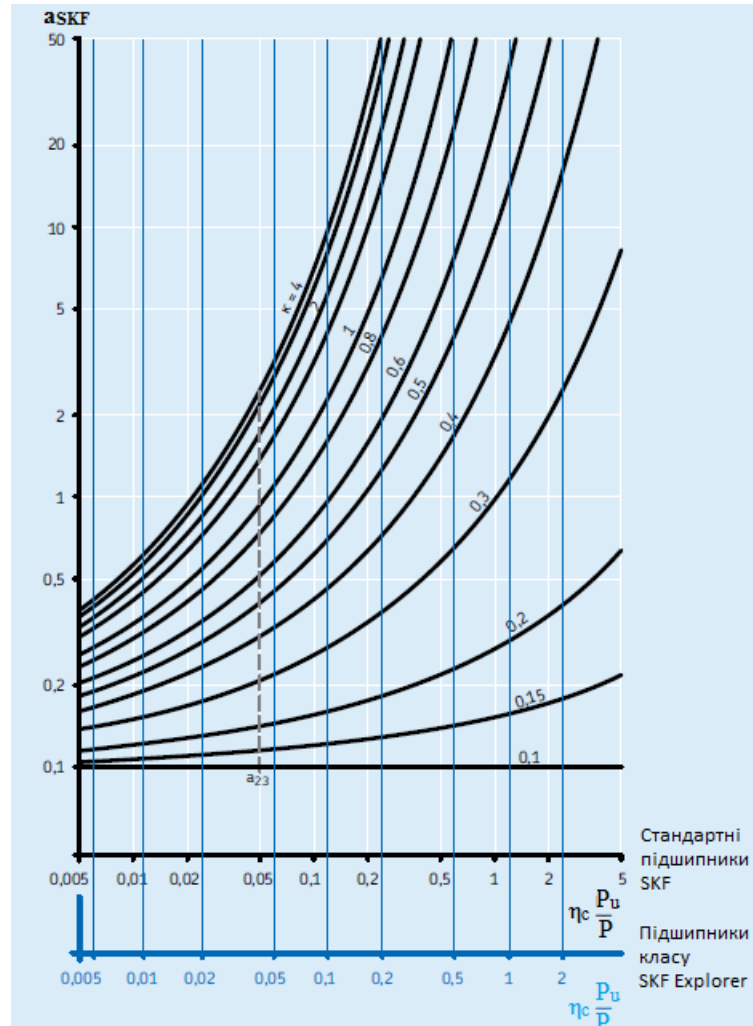
Величини коефіцієнту впливу на зуб f_{d2}

Тип механізму	f_{d2}
Електричні ротаційні машини, турбіни, турбокомпресори (машини, що працюють без ударного навантаження)	1 - 1,2
поршневий двигун	1,2 - 1,5
Стрічкові конвеєри, канатні дороги, насоси, вентилятори	1 - 1,2
Крани, підйомники, шахтні вентилятори	1,2 - 1,4
Шахтні підйомники і насоси	1,5 - 1,8
Поршневі насоси і компресори	1,2 - 1,5
Кульові млини, трубопрокатний стан і молотковідробарки, буруни	1,5 - 1,8
Машини для видалення бруду, машини для глибокого буріння	1,5 - 2,5
сушильні барабани	1,3 - 1,5
ткацьке обладнання	1 - 1,5
Машини для приготування їжі	1,1 - 1,5
Шліфувальні верстати, машини для буріння і фрезерні верстати, дискові, стрічкові і рамні пили, деревообробні верстати	1,1 - 1,3
Токарні верстати, фрезерні верстати, металорізальні верстати з реверсивним рухом	1,4 - 1,6
Рольганги з заднім ходом, стани для волочіння дроту, стани холодної прокатки, гумові каландри, молоти, листові ножиці, штампувальні машини	1,3 - 2
Верстати для чорнової обробки, тонколистової прокатний стан (навантаження з ударами редуктора)	1,5 - 3

Таблиця 8.9

Величини коефіцієнту впливу на зуб f_{d3}

Тип пасового приводу	f_{d3}
Клинові паси	2 - 2,5
Одношарові паси з натяжним шківом	2,5 - 3
Одношарові паси	4 - 5

Рис. 8.5. Коефіцієнт a_{SKF} для радіальних шарикопідшипників⁵⁵

Якщо $k > 4$, використовувати криву для $k = 4$.

Оскільки величина $\eta_c (P_u / \bar{P})$ прямує до нуля, a_{SKF} прямує до 0,1 для всіх величин k .

Пунктирною лінією позначено місце розташування старої шкали $a_{23}(k)$, де $a_{SKF} = a_{23}$.

Методика ISO 281: 1990 / Amd 2 2000 передбачає включення в рівняння ресурсу (8.2) коефіцієнта модифікованого ресурсу, який враховує умови

⁵⁵ Підшипники SKF Explorer - це новий клас радіальних і радіально-упорних шарикопідшипників, циліндричних роликотпідшипників, сферичних роликотпідшипників, тороїдальних роликотпідшипників CARB і сферичних упорних роликотпідшипників, що забезпечує значне поліпшення ключових робочих параметрів. Оскільки ці параметри недостатньо враховані в стандартизованих методах розрахунку, розрахунок ресурсу підшипників SKF Explorer проводиться з використанням модифікованих коефіцієнтів. За розмірами підшипники SKF Explorer взаємозамінні з вищевказаними типами стандартних підшипників.

змазування і забрудненості підшипника, а також граничну навантаження по втоми матеріалу.

Згідно з методикою ISO 281: 1990 / Amd 2:2000 виробники підшипників також повинні рекомендувати відповідний метод розрахунку коефіцієнта модифікованої ресурсу підшипника в залежності від умов його експлуатації. При розрахунку коефіцієнта a_{SKF} використовується той же принцип граничної навантаження по втомі P_u , що використовуються при оцінці інших деталей машин. Величини граничного навантаження по втомі наведені в таблицях підшипників (дивіться як приклад рис. И.1). Крім того, коефіцієнт ресурсу a_{SKF} враховує фактичні умови змазування (відносну в'язкість k) і коефіцієнт рівня забрудненості підшипника η_c .

Для утворення досить товстої мастильної плівки на поверхні контакту тіл кочення з доріжками кочення мастило повинне зберігати мінімальну в'язкість при робочій температурі. За умови використання мінерального масла номінальну кінематичну в'язкість ν_1 , яка потрібна при робочій температурі для забезпечення достатнього змащування, можна визначити по діаграмі $\nu_1 = f(d_m, n)$ (рис. 8.6). Якщо величина робочої температури відома з попереднього досвіду або її можна визначити будь-яким іншим способом, відповідну в'язкість при встановленій міжнародними стандартами еталонної температурі 40 ° C (тобто клас в'язкості ISO VG) можна визначити по діаграмі $\nu_1 = f(d_m, n)$ (рис. 8.7), яка складена для індексу в'язкості 95.

Для прикладу, підшипник, що має діаметр отвору $d = 340$ мм і зовнішній діаметр $D = 420$ мм, обертається з частотою обертання $n = 500$ об/хв. Тому $d_m = 0,5 (d + D) = 380$ мм. З діаграми на рис. 8.6, мінімальна кінематична в'язкість ν_1 , необхідна для достатнього змащування при робочій температурі, становить приблизно 11 мм² / с. Якщо припустити, що робоча температура підшипника складає +70 ° C, по діаграмі на рис. 8.7, визначаємо, що потрібне мастило класу в'язкості ISO VG 32, фактична кінематична в'язкість якого ν повинна бути не менше 32 мм² / с при 40° C. Тоді $k = \nu / \nu_1 = 32 / 11 \approx 2.91$.

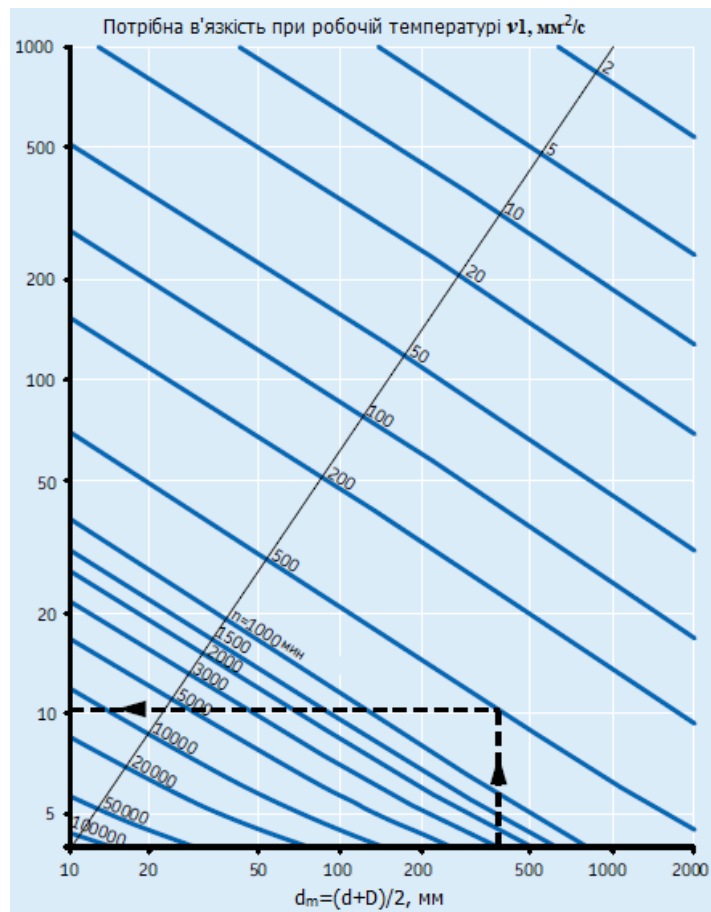


Рис. 8.6. Визначення номінальної в'язкості, необхідної для достатнього змащування

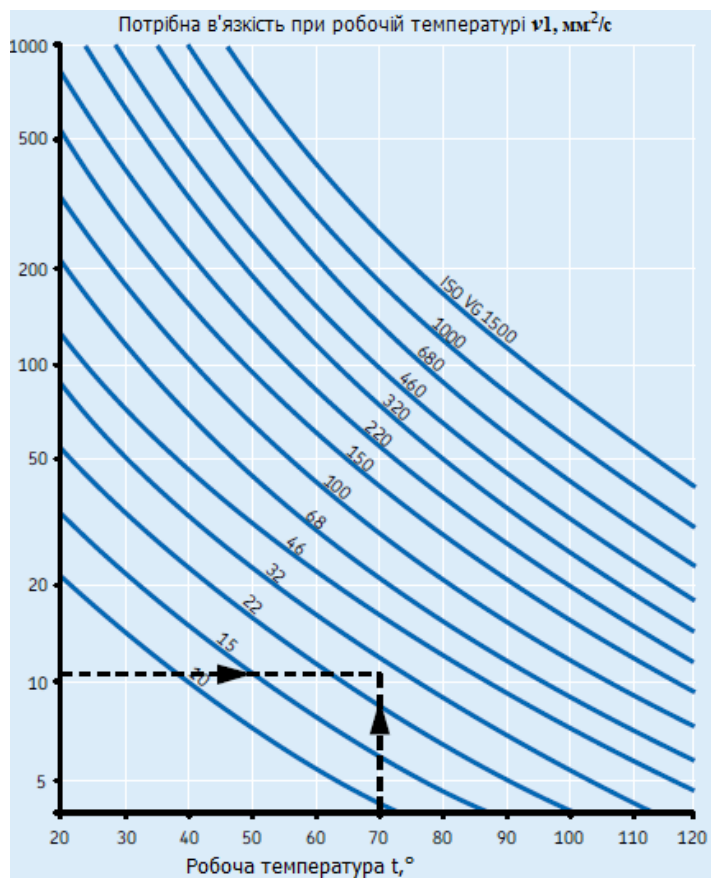


Рис. 8.7. Переведення номінальної в'язкості ν_1 в кінематичну в'язкість ν (класифікація ISO VG)

Коефіцієнт забрудненості η_c був введений для обліку рівня забрудненості мастильного матеріалу при розрахунку ресурсу підшипника. Вплив забрудненості на втому підшипника залежить від цілого ряду параметрів, включаючи розмір підшипника, відносну товщину мастильної плівки, розмір і розподіл твердих забруднюючих частинок, тип забруднень (м'які, тверді частинки і т.д.). Оскільки вплив перерахованих параметрів на ресурс підшипника носить складний характер і багато параметрів практично не піддаються кількісному аналізу, призначити точні загальнозначущі величини η_c , не є можливим. Однак деякі рекомендовані фірмою SKF величини наведені в табл. 8.10.

Таблиця 8.10

Орієнтовні величини коефіцієнта η_c для різних рівнів забрудненості

Умови	Коефіцієнт η_c ¹⁾	
	Для підшипників $d_m < 100$ мм	Для підшипників $d_m \geq 100$ мм
Особлива чистота. Розмір частинок приблизно дорівнює товщині мастильної плівки. Лабораторні умови.	1	1
Високий ступінь чистоти. Масло профільтроване через фільтр особливо тонкого очищення. Типові умови для підшипників з ущільненнями і пластичним мастилом.	0,8...0,6	0,9 ... 0,8
Нормальна чистота. Масло профільтроване через фільтр тонкого очищення. Типові умови для підшипників з захисними шайбами і пластичним мастилом.	0,6...0,5	0,8...0,6
Мала забрудненість. Мала забрудненість мастильного матеріалу.	0,5...0,3	0,6 ... 0,4
Типова забрудненість. Типові умови для підшипників без вбудованих ущільнень при грубому очищенні масла, наявності частинок зносу і проникненні забруднюючих частинок ззовні.	0,3...0,1	0,4...0,2
Сильна забрудненість. Сильно забруднене середовище підшипника і недостатнє ущільнення підшипникового вузла.	0,1...0	0,1...0
Дуже сильна забрудненість (при екстремальних величинах забрудненості η_c може перебувати за межами шкали, що викликає більш суттєве зменшення ресурсу від її величини за рівнянням для L_{nm}).	0	0

¹⁾ Приведені значення η_c вказують тільки типовий рівень забрудненості твердими частинками. Забрудненість водою чи іншою рідиною, що викликає зменшення ресурсу підшипника, не враховується. У разі дуже сильного забруднення ($\eta_c = 0$) відмова викликається зносом і фактичний ресурс підшипника може бути меншим його номінального ресурсу.

Значення еквівалентного динамічного навантаження на підшипник P після введення даних в діалоговому вікні "Различные состояния нагрузки" (рис. 8.2) і натиснення кнопки "Рассчитать" буде доступним у результатах. Його можна використати для величини $\eta_c \cdot (P_u/P)$. І після цього для радіальних шарикопідшипників вибрати величину коефіцієнта a_{SKF} на діаграмі $a_{SKF} = f\left(\eta_c \cdot \left(\frac{P_u}{P}\right), \kappa\right)$ (рис. 8.5). Для інших типів підшипників дивіться діаграми $a_{SKF} = f\left(\eta_c \cdot \left(\frac{P_u}{P}\right), \kappa\right)$ на рис. И.2÷И.4.

Після введення всіх необхідних параметрів і натиснення кнопки "ОК" отримаємо в моделі твердо тільну модель підшипника, який встановлено на

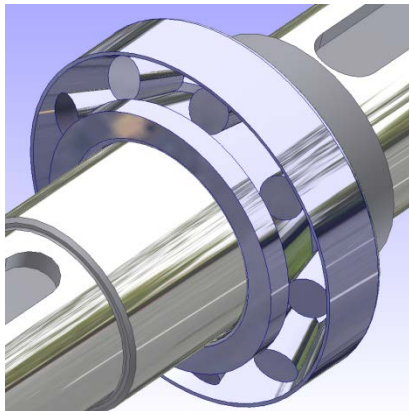


Рис. 8.8. Результат генерації підшипника

вибраних поверхнях вала з відповідними конструктивними зв'язками (рис. 8.8).

Потрібно зауважити, що з бібліотеки стандартних деталей підшипники вставляються не у вигляді складальної моделі, а у вигляді деталі. Тому у складальному кресленні стандартні підшипники будуть штрихуватись як одна деталь.

8.3. Результати розрахунку підшипника

На панелі результатів відображаються два розділи вихідних параметри:

- "Результаты" - загальні результати, що відображаються в однойменному розділі звіту генератора (див. додаток И).
- "Подшипник" – три основні розміри підшипника, що відображаються в однойменному розділі звіту генератора (див. додаток И).

Питання для самоперевірки

1. Опишіть процедуру моделювання опори вала з використанням генератора підшипників.
2. Поясніть сенс процедури і процедуру розрахунку підшипника в генераторі підшипників.

3. Приведіть порядок дій при побудові діаграми навантаження підшипника.

4. Поясніть за яких умов вибір підшипника виконується за статичною вантажопідйомністю і за яких – за динамічною.

5. Назвіть порядок визначення терміну служби підшипника конкретного типу при заданих умовах експлуатації та надійності.

РОЗДІЛ 9

ГЕНЕРАТОР ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ

За допомогою "Генератора шпоночного соединения" можна виконати наступні операції:

- розрахувати шпонкове з'єднання: виконати проектний та перевірочний розрахунки;
- вставити шпонку з застосуванням до неї та приєднуваної деталі конструктивних зв'язків;
- виконати пази в валу;
- виконати пази в маточині деталі, що встановлена на валу.

Останні три операції можна виконати одночасно або кожен окремо.

Для запуску генератора шпонкових з'єднань на інструментальній палітрі "Мастера проектирования" (рис. 1.5) виберіть "Шпонка". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор шпоночного соединения" (рис. 9.1). При проектуванні нової шпонки генератор шпонок відкривається з останніми дійсними значеннями вставленого шпонкового з'єднання.

9.1. Вкладка модель: вибір і установка шпонки

В групі параметрів "Шпонка" зі списку вибирається стандарт і тип шпонки, та її основні характеристики: діаметр, довжина, кількість та кут між шпонками у разі, якщо їх кілька.

Вибір шпонки з бібліотеки компонентів виконується аналогічно до вибору підшипників (див. розділ 8.1). За допомогою кнопки  "Обновить" на основі наданих розмірів (діаметр валу) можна відновити список шпонок бібліотеки компонентів. Якщо змінити значення діаметру валу, а список шпонок, рекомендований для такого типу діаметру валу неточний, кнопка "Обновить" стає доступною. Якщо натиснути кнопку "Обновить", список шпонок бібліотеки компонентів оновиться відповідно до значення діаметру валу. Попередньо діаметр валу можна змінити вручну, або ж виміряти за допомогою команди "Измерить" із випадного меню. Після завдання діаметру в

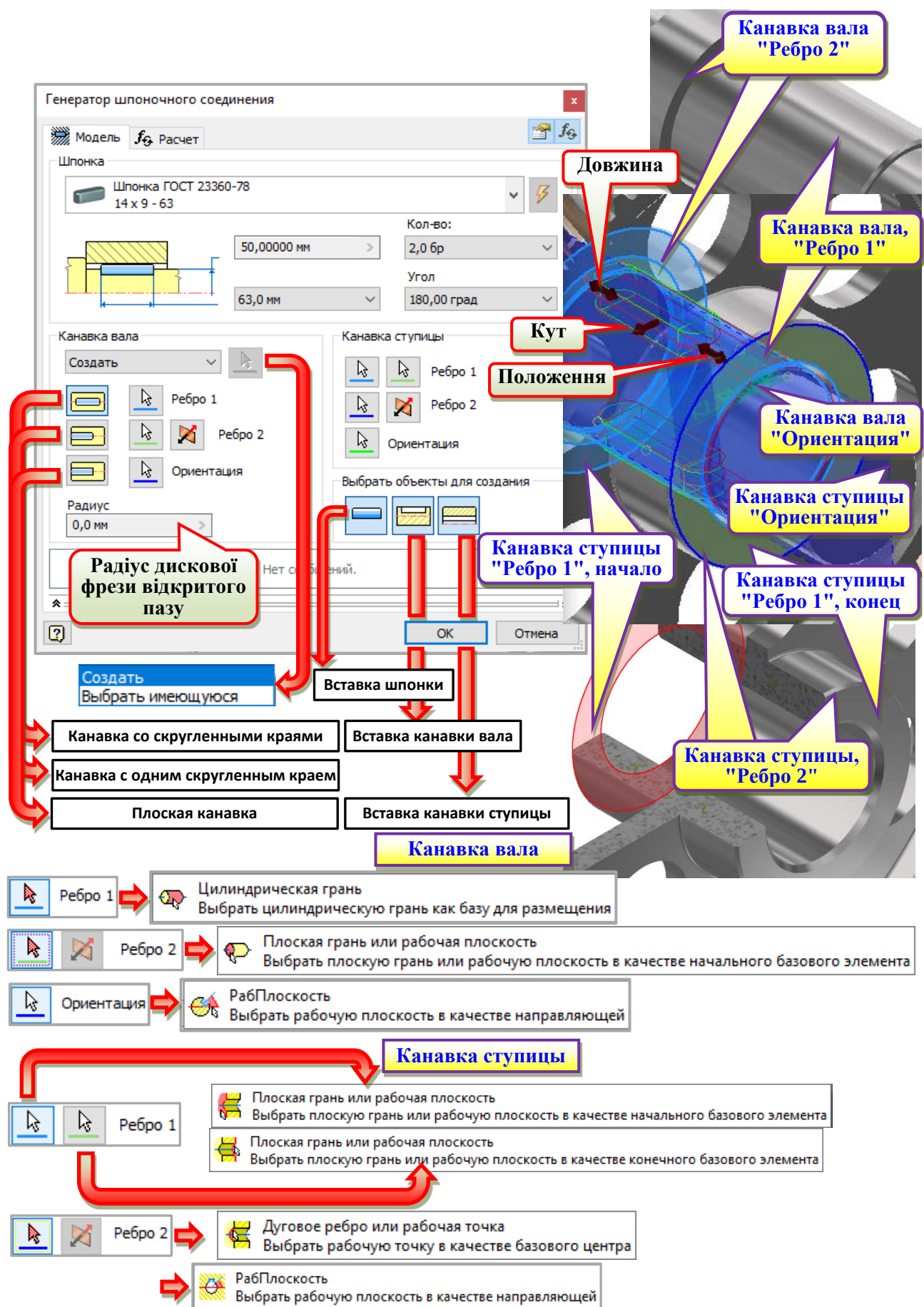


Рис. 9.1. Диалоговое окно "Генератор шпоночного соединения", вкладка "Модель"

в нижньому вікні стане доступним список стандартних довжин шпонок. Якщо у вікні "Кол-во" вибрати кількість шпонок більшу ніж "1", то стане доступним список "Угол", в якому можна вибрати кутовий крок між шпонками.

Якщо потрібно виконати тільки розрахунок шпонкового з'єднання, то після цього можна відразу перейти на вкладку "Расчеты" (розділ 9.2, рис. 9.3).

Для вибору типу моделі у групі параметрів "Канавка вала" є список із якого можна вибрати один із двох параметрів:

- "Создать" – створення нового шпонкового пазу.
- "Выбрать имеющуюся" - вибір існуючого шпонкового пазу (створеного "Генератором шпоночного соединения"). На основі його розмірів виконається пошук підходящої шпонки.

Далі при вибраному параметрі "Создать" для вставки однієї, кількох або всіх моделей (шпонкових пазів на валу та маточині), потрібно вибрати:

- при натиснутій кнопці  Ребро 1 потрібно вибрати циліндричну поверхню валу, де буде розміщений паз. Наприклад, це може бути циліндрична поверхня ступеню валу, на якому базується зубчасте колесо. Значення діаметру валу вводиться автоматично в поле редагування. Потім поле редагування блокується і подальше редагування неможливе.

- при натиснутій кнопці   Ребро 2 потрібно вибрати плоску грань (наприклад, це можуть бути заплечики на валу, в які упирається маточина зубчатого колеса) або робочу площину, відносно якої буде задаватись положення пазу в осьовому напрямку. Зміна напрямку виконується за допомогою кнопки  "Сменить сторону". Площини створені в складальних моделях не вибираються.

- при натиснутій кнопці  Ориентация можна вибрати площину для кутової орієнтації шпонкового пазу. Ця площина повинна бути осьовою і створеною в деталі. Програма автоматично вибирає площину ХУ і стінки шпонкового пазу паралельні їй. Але при необхідності її можна змінити, вибравши площину в моделі деталі.

- при натиснутій кнопці  "Канавка со скругленными краями" утворюється шпонковий паз з двома округленими краями (закритий, виконується шпонковою пальцевою фрезою);

- при натиснутій кнопці  "Канавка с одним скругленным краем" утворюється напіввідкритий шпонковий паз з одним округленим краєм (виконується шпонковою пальцевою фрезою);

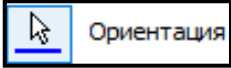
- при натиснутій кнопці  "Плоская канавка" утворюється напіввідкритий шпонковий паз, що виконується дисковою фрезою.

- параметр "Радиус" стає доступним тільки для канавки, яка виконується дисковою фрезою. Він задає діаметр дискової фрези.

Група параметрів "Канавка ступицы" призначена для завдання розміщення шпонкового пазу маточини.

- при натиснутих послідовно кнопках   "Ребро 1" потрібно вибрати початкову та кінцеву плоскі грані або робочі площини маточини деталі в якій буде утворено паз. При активізації цієї кнопки потрібно вказати на одну із торцевих граней маточини або площину. Якщо вказати на торцеву грань маточини, то кінцева грань буде вибрана автоматично, протилежна торцева грань. Попереднє зображення пазу не обов'язково повинне знаходитись в тілі маточини, але паз буде створено через всю маточину. За необхідності можна вибрати іншу грань або площину. Якщо вказати першою на площину, то активізується друга кнопка в групі "Ребро 1" і тоді потрібно самостійно вказати на кінцеву грань. Не є необхідним, щоб паз в маточині був наскрізним. Якщо потрібно, щоб він був глухим, то на кінці пазу в маточині повинна бути розточка.

- при натиснутій кнопці   "Ребро 2" потрібно вибрати дугове (кругове) ребро або робочу точку для завдання центру, відносно якого буде розташовуватись паз маточини в радіальному напрямку. Кнопка  "Сменить сторону" доступна, тільки якщо вибраний елемент деталі необхідного типу.

- дія кнопки  в групі "Канавка вала" така ж сама як і в групі "Канавка ступицы".

Наступні три параметри в групі "Выбрать объекты для создания" визначають, який елемент буде вставлений:

-  "Вставка шпонки" - вставка шпонки вибраного типу (стандарту) з бібліотеки компонентів;
-  "Вставка канавки вала" - створення пазу валу;
-  "Вставка канавки ступицы" - створення пазу маточини.

Якщо об'єкт (наприклад, паз валу або маточини) вставлений, його не можна змінити в ході редагування. Якщо пази валу і маточини вставлені, їх взаємне розташування автоматично закріплюється і їх розміщення не можна змінити окремо.

Шпонка автоматично розміщується у вибраній геометрії відповідно до наступних умов:

- якщо створений паз валу і канавка маточини, то шпонка буде розміщена в пазу валу;
- якщо паз валу не створений або він вибраний як такий, що існує, а паз маточини створений, шпонка буде розміщена в пазу маточини.
- якщо пази не створюються, то шпонка вставляється в початковій точці системи координат збірки (точка "Центр" в папці "Начало" браузера).

Графічне зображення вибраної геометрії і створювані пази та шпонка відображаються в вікні моделі. Можна використовувати 3D-ручки для завдання довжини пазу, довжини шпонки та її положення кутового та вздовж осі валу. Для перших двох перших типів пазу ( "Канавка со скругленными краями" та  "Канавка с одним скругленным краем") доступні три 3D-ручки (рис. 9.1, рис. 9.2, а), а для третього ( "Плоская канавка") – чотири (рис. 9.2, б). В останньому випадку можна регулювати ще і довжину пазу на валу. При

створенні відкритих пазів при натиснутій кнопці  **Ребро 2** краще вибрати відкритий торець ступеню валу, на якому розміщується шпонковий паз.

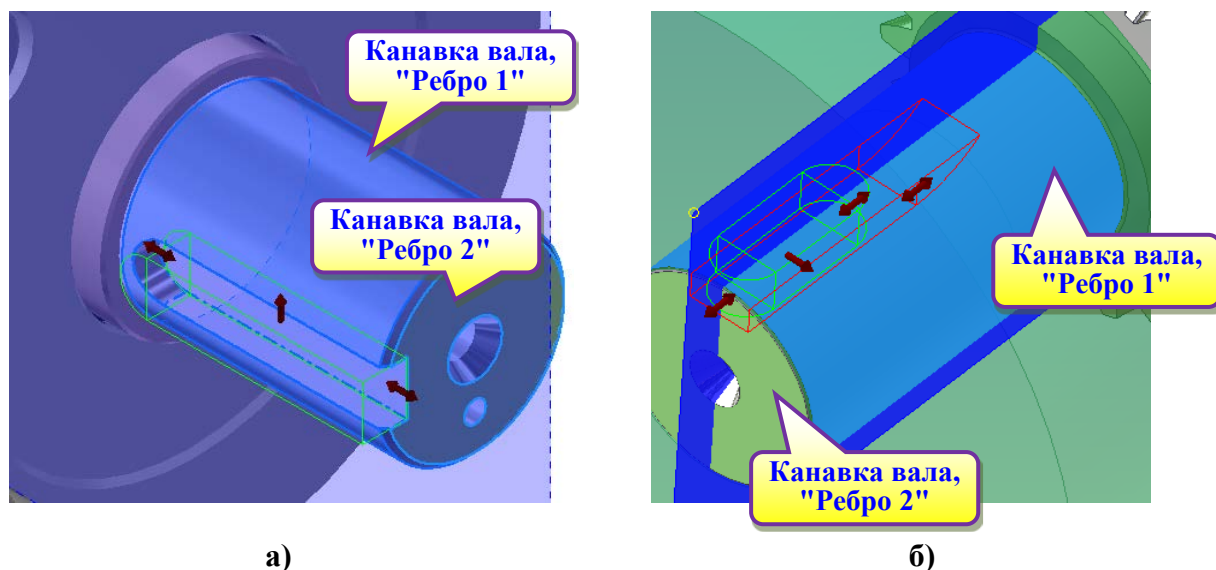


Рис. 9.2. Створення відкритого пазу: а) що виготовляється шпонковою (пальцевою) фрезою; б) що виготовляється дисковою фрезою

9.2. Розрахунок шпонкового з'єднання

Для розрахунку шпонкового з'єднання на основі даних, введених на вкладці "Модель", потрібно перейти на вкладку "Расчет" (рис. 9.3).

На цій вкладці розташовані такі групи параметрів:

- "Тип расчета прочности".
- "Нагрузка".
- "Размеры".
- "Материал шпонки".
- "Материал вала".
- "Материал ступицы".
- "Свойства соединения".

В списку цієї групи "Тип расчета прочности" доступні такі параметри:

- "Проектирование длины шпонки" – розрахунок довжини шпонки для вказаних значень навантаження, розмірів поперечного перетину шпонки (вибраного для даного діапазону діаметрів валу) і характеристиках матеріалу деталей з'єднання.

Генератор шпоночного соединения

Модель **Расчет**

Проектирование длины шпонки
Проверочный расчет

Тип расчета прочности
Проектирование длины шпонки

☒ Упрощенный расчет

Нагрузка
Крутящий момент, скорость --> мощность

Мощность P 3,1 кВт
Скорость n 75,0 об/мин
Крутящий момент T 399,3 Н·м

Размеры

Диаметр вала d 50,00000 мм
Внутр. диаметр полого вала d_h 0,0 мм
Размер шпонки b 14,0 мм
h 9,0 мм
Длина шпонки l 50,0 мм

Материал шпонки
☒ Цементированная сталь
Допустимое давление p_A 300,0 МПа

Материал вала
☒ Цементированная сталь
Допустимое давление p_A 300,0 МПа
Доп. напряжение среза τ_A 340,0 МПа

Материал ступицы
☒ Цементированная сталь
Допустимое давление p_A 300,0 МПа

Свойства соединения
Количество шпонок N 2,0 бр
Необходимый запас прочности S_v 1,3 бр

Условия нагрузки

19:42:46 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Рассчитать OK Отмена

Условия нагрузки

Определение условий нагрузки

Тип соединения
Фиксированный

Кэф. внеш. динамической нагрузки K_a 1,2 бр
Кэф. усталостной долговечности K_f 0,5 бр
Кэф. срока до полного износа K_w 1,0 бр
Кэф. распределения нагрузки K_m 0,6 бр

OK Отмена

Коэффициент усталостной долговечности

Количество циклов крутящего момента	Коэффициент усталостной до...	
	Односторонний	Симметричный
1000	1,8	1,8
10000	1,0	1,0
100000	0,5	0,4
1000000	0,4	0,3
10000000	0,3	0,2

OK Отмена

Коэффициент срока службы до полного износа

Количество оборотов	Коэффициент срока службы до полного износа, K _w
10000	4,0
100000	2,8
1000000	2,0
10000000	1,4
100000000	1,0
1000000000	0,7
10000000000	0,5

OK Отмена

Рис. 9.3. Диалоговое окно "Генератор шпоночного соединения", вкладка "Расчет"

- "Проверочный расчет" - виконання перевірки міцності для вказаних значеннях навантажень, розмірів і характеристиках матеріалу деталей з'єднання.

Розрахунок мінімальної довжини шпонки для передачі заданого крутного моменту виконується за наступними формулами.

- Для фіксованого (нерухомого в осьовому напрямку) з'єднання:

$$\begin{aligned} L_{min_S} &= \frac{F_S \cdot K_a \cdot S_v}{p_{Dmin_S} \cdot h_S \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}; \\ L_{min_h} &= \frac{F_h \cdot K_a \cdot S_v}{p_{Dmin_h} \cdot h_h \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}, \end{aligned} \quad (9.1)$$

де $F_S = 2 \cdot (T \cdot 10^3) / d_S$ - сила на вал, Н; $F_h = 2 \cdot (T \cdot 10^3) / d_h$ - сила на маточину, Н; K_a - коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження; K_f - коефіцієнт терміну служби до повного зносу; K_m - коефіцієнт розподілу навантаження між шпонками; S_v - необхідний запас міцності; N - кількість канавок; h - висота канавки; h_S - висота точки прикладання сили до валу; h_h - висота точки прикладання сили до маточини; p_{Dmin_S} - мінімальний допустимий тиск матеріалу валу, МПа; p_{Dmin_h} - мінімальний допустимий тиск матеріалу валу маточини, МПа; d_S - діаметр валу, на який діє сила F_S , мм; d_h - діаметр валу, на який діє сила F_d , мм.

- Для рухомого (в осьовому напрямку) з'єднання⁵⁶:

$$\begin{aligned} L_{min_S} &= \frac{F_S \cdot K_a \cdot S_v}{p_{Dmin_S} \cdot h_S \cdot N \cdot K_m \cdot K_W}; \\ L_{min_h} &= \frac{F_h \cdot K_a \cdot S_v}{p_{Dmin_h} \cdot h_h \cdot N \cdot K_m \cdot K_W}, \end{aligned} \quad (9.2)$$

де K_W - коефіцієнт зовнішньої динамічного навантаження.

Перевірка міцності виконується за залежностями:

$$p_{min_S} \leq p_{D_S}, p_{min_h} \leq p_{D_h}, \quad (9.3)$$

де: p_{min_S} - мінімальний розрахунковий тиск на вал при зсуві, МПа;

⁵⁶ У списку "Тип соединения" (рис. 9.3) цей тип з'єднання має назву "С несвязными компонентами"

p_{min_h} - мінімальний розрахунковий тиск на маточину при зсуві, МПа;
 p_{D_s} - допустимий тиск матеріалу валу, МПа; p_{D_h} - допустимий тиск матеріалу маточини, МПа.

Мінімальна довжина шпонки для передачі крутного моменту при спрощеному розрахунку виконується за наступними залежностями.

- Для фіксованого з'єднання:

$$L_{min} = \frac{T \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot S_v}{\frac{d}{2} \cdot p_{Dmin} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}; \quad (9.4)$$

де T - крутний момент, Нм; d - діаметр валу, мм; h_{st} - висота з'єднання $h_{st} = h - 2 \cdot s$, мм; h - висота канавки; p_{Dmin} - допустимий тиск на опорній поверхні валу, канавки або маточини, МПа.

- Для рухомого з'єднання:

$$L_{min} = \frac{T \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot S_v}{\frac{d}{2} \cdot p_{Dmin} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_w}; \quad (9.5)$$

Активація прапорця "Упрощенный расчет" приводить до розрахунку сили з крутного моменту та плеча $d/2$, без фаски, за глибиною канавки $h/2$, і робочої довжини шпонки за залежностями (9.4) та (9.5).

Групи параметрів "Нагрузка" та "Размеры" дозволяє ввести параметри навантаження на шпонкове з'єднання та його розміри. Призначення параметрів зрозумілі з їх назв у діалоговому вікні і додаткових пояснень не вимагають.

Параметр "Внутр.[енний] диаметр полого вала" впливає на розмір навантаження валу при крученні і значно впливає на визначення мінімального можливого діаметру валу. Його значення можна задати при обох типах розрахунку.

Необхідні характеристики матеріалів шпонки, валу та маточини можна задати у групах "Материал шпонки", "Материал вала" та "Материал ступицы". Порядок роботи з цими групами параметрів, такі ж, наприклад, як і у генераторів болтових та штифтових з'єднань (див. розділи 3.1, 4.2).

У групі параметрів "Свойства соединения" знаходяться наступні параметри.

- "Количество шпонок" – завдання кількості шпонок у з'єднанні.

- "Необходимый запас прочности" - параметр враховує точність і достовірність інформації, що вводиться, важливість з'єднання, якість виготовлення і точність розрахунку.

- Кнопка запуску діалогового вікна "Условия нагрузки".

У списку "Количество шпонок" можна вибрати до чотирьох шпонок. Але при цьому потрібно прийняти до уваги наступне. Для передачі значних крутних моментів, можна використовувати в з'єднанні дві шпонки. Шпонки зазвичай розміщуються симетрично у валу (один напроти одного). Несиметричне розташування також використовується для передачі циклічних моментів (при інтервалі в 120°). Хоча несуча здатність з'єднання з двома шпонками повинна теоретично подвоюватися, фактично вона менше із-за неточності при виготовленні. Вважається, що на практиці несуча здатність в 1,5 рази більше, ніж з однією шпонкою.

Параметр "Необходимый запас прочности" S_p , вибирається в діапазоні від 1,3 до 3. При виборі можна керуватись такими рекомендаціями:

- від 1,3 до 1,5. Ви маєте дуже точну інформацію, повні дані про характеристики матеріалу, забезпечена висока якість виготовлення деталей з'єднання;

- від 1,5 до 1,8. Менш точний розрахунок без експериментальної перевірки, нижча точність та якість виготовлення;

- від 1,8 до 2,5. Приблизно визначені характеристики матеріалу, неточні дані про дійсне навантаження. Великі діаметри валів, важливі з'єднання, пошкодження яких може привести до небезпеки для життя або значних втрат матеріалу. Найвищі рівні безпеки використовуються в з'єднаннях, що працюють в агресивному середовищі при високій температурі.

Додаткові параметри навантаження вводяться в діалоговому вікні, яке викликається кнопкою "Условия нагрузки".

В списку "Тип соединения" присутні два параметри:

- "Фиксированный" - для нерухомих шпонкових з'єднань.

- "С несвязанными компонентами" - для рухомих шпонкових з'єднань.

В залежності від вибору будуть доступні для введення два або три із чотирьох коефіцієнтів: для типу з'єднання "Фиксированный" – перші два коефіцієнти, а для типу "С несвязанными компонентами" - перші три коефіцієнти.

"Коэффициент внешней динамической загрузки" K_a характеризує вплив характеру і типу навантаження у міру зменшення несучої здатності з'єднання. Він визначається відповідно до емпіричних величин, заданих в таблиці (рис. 9.4), яка з'являється при натисненні кнопки  навпроти вікна введення значення коефіцієнта у діалоговому вікні "Условия нагрузки" (рис. 9.3).

Коэффициент внешней динамической загрузки				
Источник питания	Тип нагрузки			
	Объединенный	Легкий удар	Прерывистый удар	Сильный удар
	(Вентилятор генератора)	(Возвратно-поступательные насосы, и т.д.)	(Исполнительные насосы)	(Высечки, ножницы, и т.д.)
Прерывистый удар	1,0	1,2	1,5	1,8
Сильный удар	1,2	1,3	1,8	2,1
Однородный (турбина, двигатель)	2,0	2,2	2,4	2,8

Рис. 9.4. Діалогове вікно "Коэффициент внешней динамической нагрузки" генератора шпонкового з'єднання

"Коэффициент усталостной долговечности" K_f характеризує спосіб експлуатації і необхідний термін служби з'єднання (вимірюваний числом циклів крутного моменту) у міру збільшення його несучої здатності. Він визначається відповідно до емпіричних величин, заданих у таблиці однойменного діалогового вікна, яке з'являється при натисненні кнопки  навпроти вікна введення значення коефіцієнта K_f у діалоговому вікні "Условия нагрузки".

"Коэффициент срока службы до полного износа" K_w характеризує вплив зносу контактуючих поверхонь протягом необхідного терміну служби з'єднання (вимірюваного числом циклів запуску) у міру збільшення його несучої здатності. Він визначається відповідно до емпіричних величин, заданих в таблиці однойменного діалогового вікна, яке з'являється при натисненні

кнопки  навпроти вікна введення значення коефіцієнта K_w у діалоговому вікні "Условия нагрузки".

"Коэффициент распределения загрузки" K_m характеризує нерівномірність розподілу навантаження у з'єднанні з двома шпонками через похибки виготовлення і складання. Фактична несуча поверхня в з'єднанні менша, ніж геометрично визначена несуча поверхня. Співвідношення між геометричною і фактичною поверхнями, що несуть навантаження в з'єднанні, визначається коефіцієнтом розподілу навантаження. Залежно від точності виготовлення робочої поверхні коефіцієнт можна змінювати в діапазоні від 0,6 до 0,8. При звичайній точності виготовлення і установки, як правило, використовується коефіцієнт 0,75. У з'єднаннях з однією шпонкою використовується коефіцієнт, що дорівнює 1. Тому вікно введення для цього коефіцієнта доступне тільки для двох і більше шпонок.

Потрібно зауважити, що з генератора шпонкових з'єднань неможливо виконати експорт даних.

9.3. Результати моделювання та розрахунку

Після введення всіх необхідних даних і натиснення кнопки "Рассчитать" отримаємо результати розрахунків у діалоговому вікні "Расчет" праворуч на панелі результатів (табл. 9.1). Одиниці вимірювання значень результатів можна змінити. Двічі клацніть задане значення, яке потрібно змінити.

Таблица 9.1.

Вихідні параметри розрахунку шпонкового з'єднання

"Результаты"	
- Мінімальний діаметр валу	d_{min}
- Мінімальна функціональна довжина шпонки	l_{min}
- Функціональна довжина	l_f
"Деформация шпонки"	
- Запас міцності	S
- Розрахунковий тиск	P_c
"Деформация шпоночной канавки вала"	
- Запас міцності	S
- Розрахунковий тиск	P_c
"Деформация шпоночной канавки ступицы"	
- Запас міцності	S
- Розрахунковий тиск	P_c

Результати розрахунку шпонкового з'єднання також відображаються в звіті генератора (див. додаток К).

Після натиснення кнопки "ОК" отримаємо в вікні моделі шпонкове з'єднання (рис. 9.5).

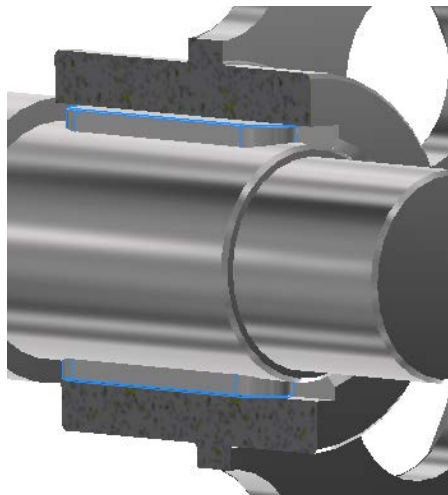


Рис. 9.5. Модель шпонкового з'єднання, створеного "Генератором шпоночного соединения"

9.4. Видалення компонента, створеного "Генератором шпоночного соединения"

При необхідності видалити із моделі створені компоненти, потрібно виділити їх в моделі або браузері і із контекстного меню викликати команду

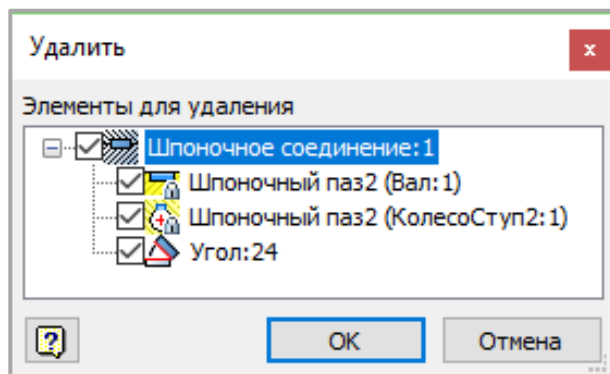


Рис. 9.5. Діалогове вікно команди "Удалить компонент мастера проектирования" при видаленні шпонкового з'єднання

"Удалить компонент мастера проектирования". Для шпонкового з'єднання буде виведене діалогове вікно (рис. 9.6), в якому ви повинні уточнити, які елементи з'єднання ви хочете видалити. Для тих елементів з'єднання, які ви не хочете видаляти, потрібно зняти галочки на кнопці-прапорці навпроти імені компонента.

Питання для самоперевірки

1. Назвіть основні можливості генератора шпонкових з'єднань.
2. Опишіть процедуру створення моделі шпонкового з'єднання.
3. Відтворіть процедуру розрахунку шпонкового з'єднання.

РОЗДІЛ 10

ГЕНЕРАТОРИ ШЛІЦОВИХ З'ЄДНАНЬ

Генератори компонентів прямобічного та евольвентного шліцевих з'єднань призначені для проектування і розрахунку прямобічних і евольвентних шліців. Генератори розраховують вали зі шліцами і виконують перевірку міцності.

Шліцеве з'єднання утворюється виступами (зубцями) на валу (рис. 10.1) і відповідними впадинами (шліцами) у маточині деталі. На валу зубці нарізують методами профілювання або обкатування, а пази в маточинах виконують протягуванням. Шліцеве з'єднання умовно можна розглядати як багатошпонкове, у якого шпонки виконані як одне ціле з валом.

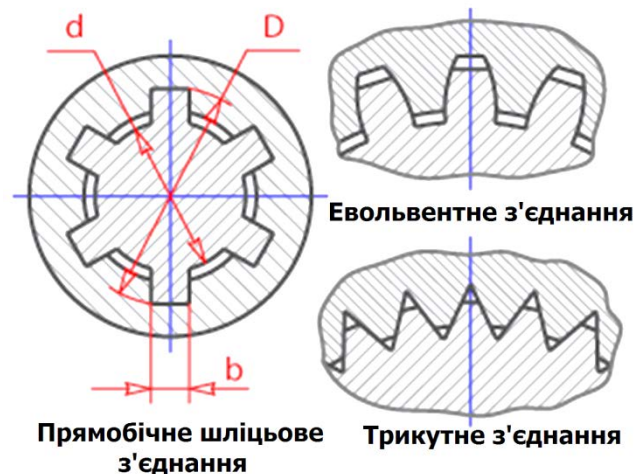


Рис. 10.1. Типи шліцевих з'єднань

Порівняно зі шпонковими шліцеві з'єднання мають низку переваг:

- висока навантажувальна здатність в результаті збільшення сумарної робочої поверхні, зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по поперечному перерізу валу;
- висока надійність під час дії динамічних і реверсивних навантажень;
- більш точне центрування маточини на валу.

Технологія виготовлення шліцевих з'єднань порівняно зі шпонковими складніша, але в умовах масового виробництва це не має вирішального значення, а названі переваги дозволяють використовувати їх в навантажених швидкохідних машинах (трансмисії автомобілів, тракторів та інших

сільськогосподарських машин, у верстатах тощо). Шліцьові з'єднання забезпечують жорстке фіксування деталей в коловому напрямі і допускають їх взаємне осьове переміщення (рухомі з'єднання).

За формою поперечного перерізу зубців розрізняють три типи з'єднань: прямобічні (за ГОСТ 1139-80); евольвенті (за ГОСТ 6033-80); трикутні (за галузевими стандартами).

З'єднання з прямобічними зубцями найбільш поширені. Залежно від числа зубців ($z = 6 \dots 20$) і їх висоти стандарт передбачає з'єднання трьох серій: легку ($D = 26 \div 120$ мм), середню ($D = 14 \div 125$ мм) і важку ($D = 20 \div 125$ мм). 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.

Легка серія рекомендується для нерухомих з'єднань, середня - для рухомих, важка - для нерухомих і рухомих під час передачі великих моментів і важких умовах за зношуванням.

Центрування з'єднуваних деталей виконується за зовнішнім або внутрішнім діаметром зубців, а також за бічними сторонами зубців.

Для перших двох типів центрування з'єднання мають мінімальні зазори за поверхнями діаметрів D і d відповідно (рис. 10.1) і обмежений зазор за боковими поверхнями. За центрувальним діаметром передбачається значний зазор. Під час центрування за розміром b мінімальний зазор установлюють за боковими поверхнями зубців і значні зазори за поверхнями діаметрів d і D .

Центрування за зовнішнім або внутрішнім діаметром виконується в з'єднаннях, до яких ставляться підвищені вимоги до точності обертання спряжених деталей (наприклад, зубчастих коліс).

Центрування за зовнішнім діаметром технологічно найбільш просте і економічне, оскільки центрувальна поверхня валу може виконуватись точінням і круглим шліфуванням, а маточини - протягуванням. Це можливо тільки за невисокої твердості маточини (до 350 НВ). Центрування з'єднання за внутрішнім діаметром виконується за високої твердості маточини (понад 350

НВ), при цьому обробка центрувальних поверхонь валу і маточини - шліфування.

Центрування за боковими поверхнями зубців сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубцями, але не забезпечує точної співвісності маточини і валу. Використовуються порівняно рідко - тільки в з'єднаннях, що передають динамічні реверсивні навантаження, наприклад, у шліцьових з'єднаннях карданних валів автомобілів.

У сучасних конструкціях успішно використовується центрування шліцьових з'єднань за допоміжними поверхнями, винесеними за межі з'єднання.

Шліцьові вали і маточини виготовляються із середньовуглецевих і легованих сталей з розривним зусиллям $\sigma_T > 500 \text{ Н/мм}^2$.

10.1. Генератор прямобічного шліцьового з'єднання

Прямобічні шліці підходять для передачі великих циклічних крутних моментів. Цей тип шліців найбільш поширені – складають приблизно 80% з використовуваних шліців, і використовується для фіксованих і рухомих з'єднань.

За допомогою "Генератора прямобочного шлицевого соединения" можна виконати наступні операції:

- розрахувати шліцьове з'єднання: виконати проектний та перевірочний розрахунки;
- виконати шліці на валу та в маточині з застосуванням до них конструктивних зв'язків.

Останні дві операції можна виконати одночасно або кожен окремо.

Для запуску генератора прямобічного шліцьового з'єднання на інструментальній палітрі "Мастера проектирования" (рис. 1.5) потрібно вибрати кнопку  "Прямобочное шлицевое соединение". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор прямобочного шлицевого соединения" (рис. 10.2).

10.1.1. Вкладка модель: вибір вихідних параметрів і генерація моделі з'єднання

В цілому порядок роботи з вкладкою "Модель" генератора прямобічних шліцьових з'єднань такий же як і з аналогічною вкладкою генератора

ШПОНКОВИХ з'єднань.

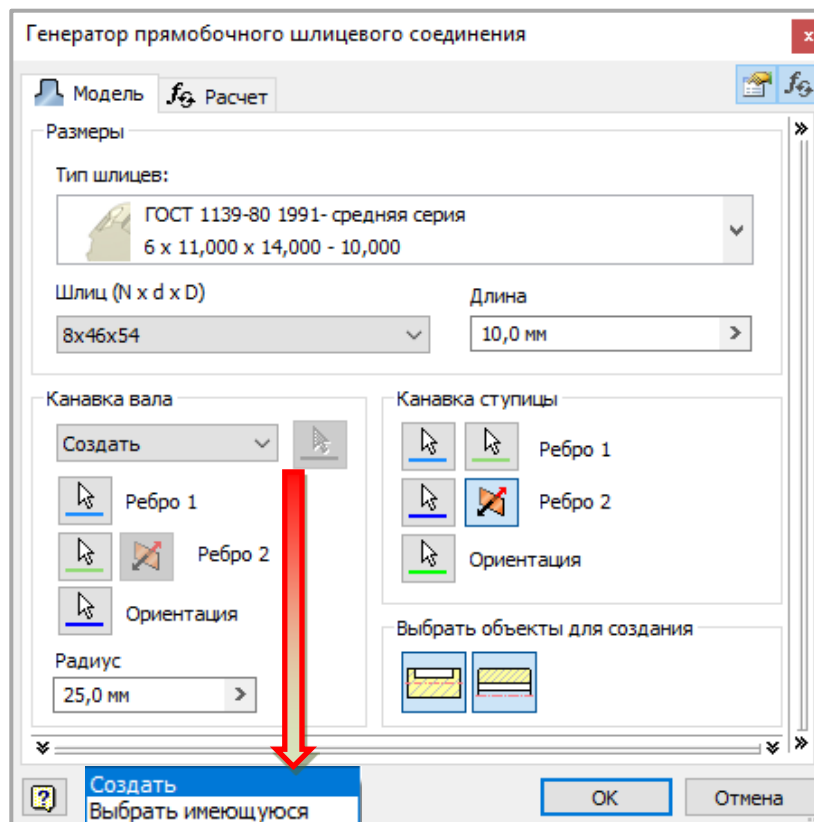


Рис. 10.2. Діалогове вікно "Генератор прямобочного шлицевого соединения", вкладка "Модель"

Єдина суттєва відмінність полягає в тому, що якщо після вибору шліців (стандарту і серії для ГОСТ) за допомогою кнопки  **Ребро 1** вибрати циліндричну поверхню валу, можна отримати попередження майстра проектування:



"Ни один размер шлица выбранного типа не подходит для выбранного диаметра вала. Диаметр вала должен быть большим или равным наружному диаметру шлица".

Для того щоб вибрати потрібний розмір шліца необхідно вийти з генератора, привести розміри циліндричного ступеню у відповідність до розмірів шліца, повернутись у генератор і повторити процедуру вибору.



Найкраще, якщо розміри ступеню відповідатимуть розмірам шліца. В противному разі генератор лишній матеріал по діаметру видалить, але не у всіх випадках це буде зроблено коректно.

У віконечку "Длина" задається робоча довжина шліців на валу.

11.1.2. Розрахунок прямобічного з'єднання

Для розрахунку прямобічного шліцевого з'єднання на основі даних, введених на вкладці "Модель", потрібно перейти на вкладку "Расчет" (рис. 10.3). Порядок роботи з даною вкладкою такий же, як із "Расчет" генератора шпонкових з'єднань, в тому числі викликається те ж саме діалогове вікно "Условия нагрузки" однойменною кнопкою.

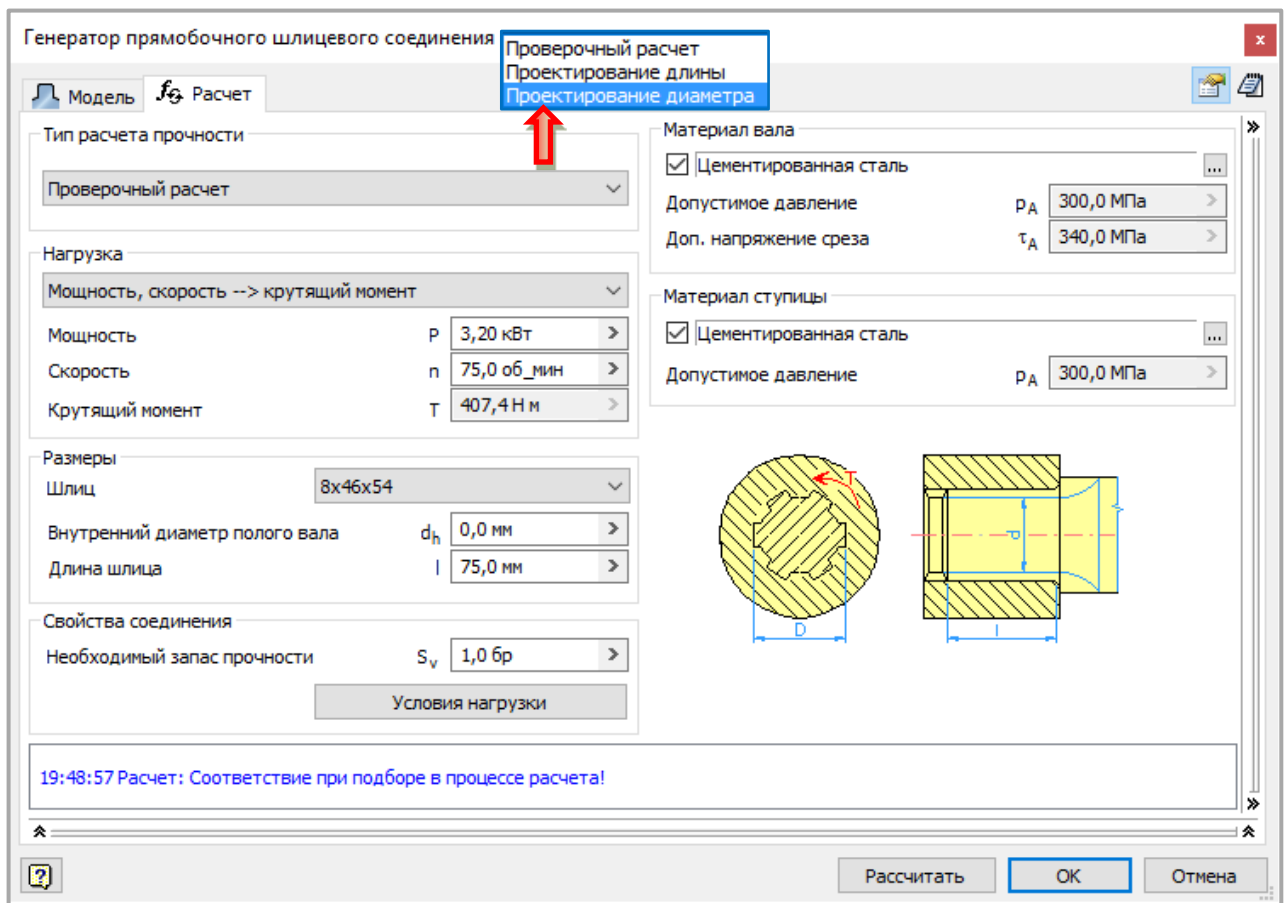


Рис. 10.3. Діалогове вікно "Генератор прямобичного шлицевого соединения", вкладка "Расчет"

Розрахунок шліцевого з'єднання виконується за тими ж залежностями, що і шпонкове з'єднання (дивіться, наприклад, залежності (9.1) - (9.5) або блокнот інженера). Орієнтовні допустимі напруження та тиски в шліцевих з'єднаннях наведені в додатку Л.

Приклад результату моделювання прямобічного шліцевого з'єднання представлений на рис. 10.4. Результати моделювання та розрахунку представлені також у звіті генератора (додаток Л). Розміри шліцевого валу

представлені у таблиці з іменем "Канавка вала", а результати розрахунку на міцність у таблицях з іменами "Результаты", "Деформация стенок канавки" та "Вращение вала".

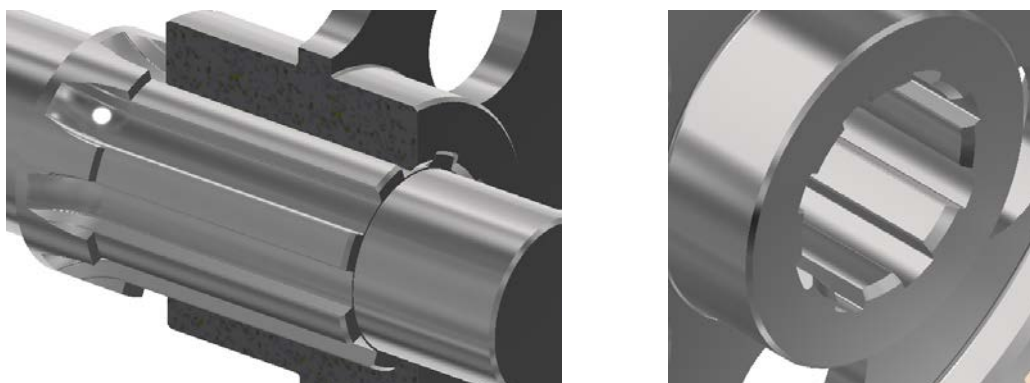


Рис. 10.4. Прямобічне шліцьове з'єднання маточини зубчастого колеса з валом

10.2. Генератор евольвентного шліцьового з'єднання

З'єднання з евольвентними зубцями (рис. 10.1) порівняно зі з'єднаннями із прямобічними зубцями має низку переваг: більшу міцність зубців унаслідок їх потовщення до основи і кращу технологічність шліцьових валів. Але виготовлення евольвентних шліців у маточинах значно складніше, оскільки евольвентні протяжки дорогі і шліфування шліців є більш трудомістким.

Профіль зубців подібний до профілю зубців зубчастих коліс, відрізняється тільки більшим кутом профілю ($\alpha = 30^\circ$) і меншою висотою зубців, що пов'язано з відсутністю перекошування. Аналогічна і технологія виготовлення.

Центрування евольвентних шліцьових з'єднань виконується за бічними поверхнями зубців і зрізка за зовнішнім діаметром.

Генератор компонентів евольвентних шліців виконує розрахунок необхідної ширини шліца, а також перевірку навантажень вигину і тиску. У розрахунку беруть участь тільки зуби валу⁵⁷, оскільки напруження в зубах валу більші, ніж напруження в зубах маточини, яка має велику товщину.

10.2.1. Вкладка модель: вибір вихідних параметрів і генерація моделі з'єднання

Для запуску генератора евольвентного шліцьового з'єднання на

⁵⁷ Для методів розрахунку "Метрический метод" і "Стандартный" згідно стандартів ГОСТ, ISO, DIN, CSN.

інструментальній палітрі "Мастера проектирования" (рис. 1.5) потрібно вибрати кнопку  "Эвольвентное шлицевое соединение". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор эвольвентного шлицевого соединения" (рис. 10.5) з активною вкладкою "Модель".

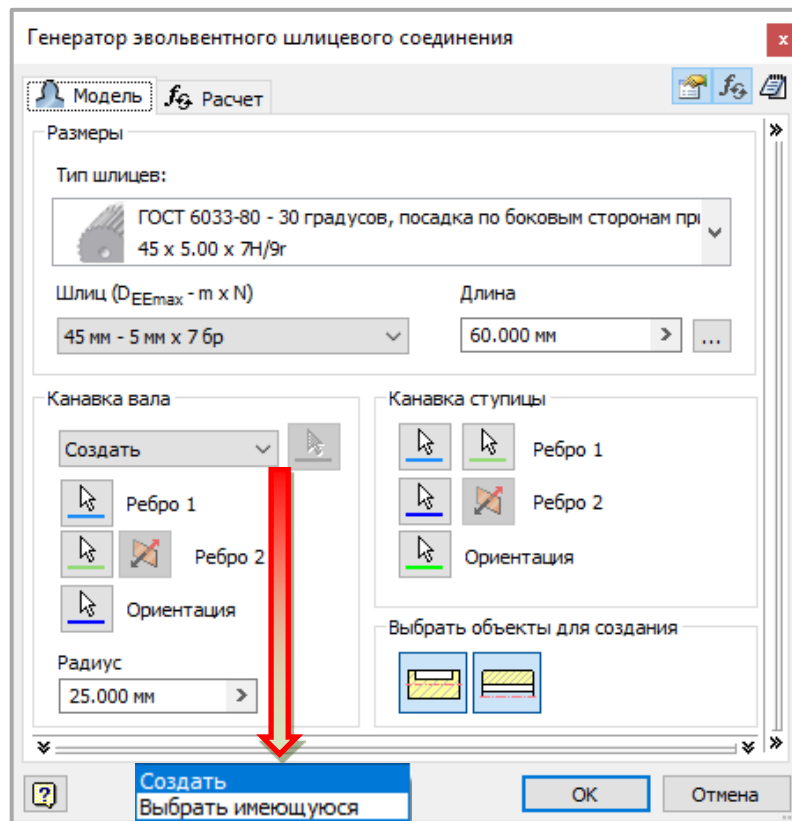


Рис. 10.5. Діалогове вікно , вкладка "Модель"

Порядок роботи з вкладкою модель генератора евольвентних шліцевих з'єднань такий же як і з аналогічною вкладкою генератора прямобічного шліцевого з'єднання.

10.2.2. Розрахунок евольвентного шліцевого з'єднання

Для розрахунку евольвентного шліцевого з'єднання на основі даних, введених на вкладці "Модель", потрібно перейти на вкладку "Расчет" (рис. 10.6).

На цій вкладці розташовані такі групи параметрів:

- "Расчет прочности".
- "Нагрузка".
- "Размеры".
- "Свойства соединения".
- "Материал вала".

- "Материал ступицы".

В списке цієї групи "Расчет прочности", на відміну від діалогового вікна розрахунку прямобічного шліцевого з'єднання є список з назвою "Метод".

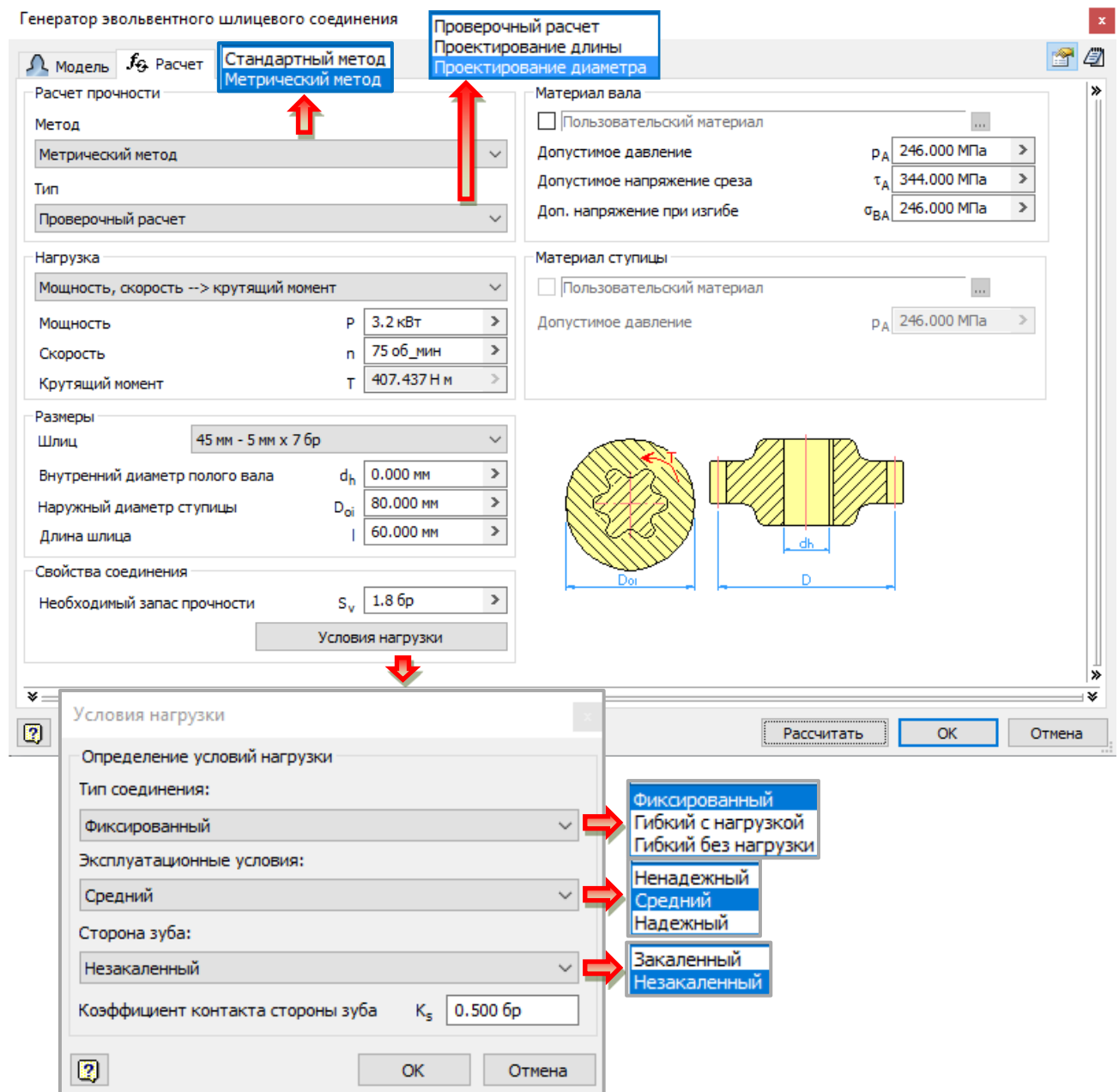


Рис. 10.6. Діалогове вікно "Генератор эвольвентного шлицевого соединения", вкладка "Расчет"

Вміст списку з назвою "Метод" залежить від того, шліц якого стандарту був вибраний:

- "Метод ANSI" - виконання розрахунку відповідно до стандартів ANSI (цей метод доступний⁵⁸, тільки якщо вибрати шліц ANSI в дюймовій системі на

⁵⁸ І тільки "Метод ANSI", інші недоступні.

вкладці "Проект"⁵⁹);

- "Стандартный метод" – виконання розрахунку за припущення, що тиск розподіляється рівномірно по бічній стороні зуба шліца.

- "Метрический метод"⁶⁰ - виконання розрахунку на основі стандарту CSN 014950.

Розрахунок евольвентного шліцевого з'єднання з використанням метричних одиниць відповідно до стандарту CSN 01 4950 виконується за наведеними далі залежностями (дивіться також блокнот інженера).

Мінімальний діаметр валу при $d_h > 0$:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot K_a \cdot S_v}{\pi \cdot \tau_A \cdot K_f}}, \quad (10.1)$$

де d_h - діаметр осевого отвору валу; τ_A - допустиме напруження зрізу.

Якщо $d_{min} \leq d_h$, то $d_{min} = 1,1 \cdot d_h$, і якщо $d_{min} \leq 1,5 \cdot d_h$, то $d_{min} = 1,5 \cdot d_h$.

Мінімальна довжина шліца для передачі крутного моменту:

- для рухомого з'єднання:

$$L_{min} = \frac{T \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot S_v}{d_s \cdot p_{Dmin} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}; \quad (10.2)$$

- для рухомого з'єднання:

$$L_{min} = \frac{T \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot S_v}{d_s \cdot p_{Dmin} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_W}; \quad (10.3)$$

де K_m - коефіцієнт розподілу навантаження між шліцами.

Тиск p_{min} у з'єднанні розраховується за формулами (10.2) - (10.3), вирішеними відносно p_{Dmin} .

Перевірка міцності виконується за:

- Допустимим тиском у з'єднанні

⁵⁹ Порядок розрахунку за стандартом ANSI дивіться у блокноті інженера.

⁶⁰ За останніми двома методами розраховуються шліцеві з'єднання вибрані у списку "Тип шлицев" (вкладка "Модель") згідно стандартів ГОСТ, ISO, DIN, CSN.

$$p_{min} \leq p_{ds}; p_{min} \leq p_{dh};$$

де: p_{min} - мінімальний розрахунковий тиск; p_{ds} - допустимий тиск у валі;
 p_{dh} - допустимий тиск в маточині.

- Напруженням вигину зуба

$$\sigma = \frac{12 \cdot 1000 \cdot T \cdot h}{K_S \cdot m \cdot L \cdot N^2 \cdot s_{sf}^2} = \frac{2548.3569 \cdot T \cdot h}{K_S \cdot m^3 \cdot L \cdot N^2}; \quad (10.4)$$

де s_{sf} - товщина ніжки зуба валу по хорді, $s_{sf} = 2,17 \cdot m$; h - висота зубів валу
($h = 1,1 \cdot m - 0,05$ при центруванні по бокових сторонах зуба, дно канавки –
пласке; $h = 1,28 \cdot m - 0,05$ при центруванні по бокових сторонах зуба, дно
канавки – округлене; $h = 1,2 \cdot m$ при центруванні по зовнішньому діаметрі);
 K_S - коефіцієнт бокового контакту шліців (розподілу тиску по бічній поверхні
зуба), $K_S = 0,5$ для шліцевих коліс зі звичайною і підвищеною точністю
установки, $K_S = 0,3$ для шліцевих коліс з низькою точністю виготовлення і
установки.

Тиск на опорній поверхні пазу:

$$p = \frac{2 \cdot 1000 \cdot T}{K_S \cdot m \cdot h_n \cdot L \cdot N^2}; \quad (10.5)$$

де: h_n - висота шліца, що сприймає навантаження ($h_n = 0,9 \cdot m - 0,05$).

Мінімальна довжина шліца дорівнює:

$$L_{min} = \max\{L_1, L_2\}, \quad (10.6)$$

де:

$$L_1 = \frac{2548.3569 \cdot T \cdot h}{K_S \cdot m^3 \cdot \sigma_D \cdot N^2}, \quad L_2 = \frac{2 \cdot 1000 \cdot T}{K_S \cdot m \cdot h_n \cdot p_D \cdot N^2} \quad (10.7)$$

σ_D - допустиме напруження при вигині; p_D - допустимий тиск на поверхнях
дотику зубів.

Рекомендується значення робочої довжини шліца приймати в
діапазоні $L = (0,8 \div 1,6) D$.

При перевірконому розрахунку шліца повинні виконуватись вимоги
 $p \leq p_D$ і $\sigma \leq \sigma_D$.

Орієнтовні допустимі напруження та тиски в шліцевих з'єднаннях

наведені в додатку Л.

Порядок розрахунку евольвентного шліцевого з'єднання такий же, як і прямобічного шліцевого з'єднання.

Параметр "Необходимый запас прочности" S_v можна призначати згідно рекомендацій приведених у розділі 10.2 для шпонкових з'єднань.

Особливістю є те, що у групі параметрів "Размеры" потрібно ввести значення зовнішнього діаметру маточини D_{oi} . Крім того:

- вміст діалогового вікна "Условия нагрузки" співпадає для методу розрахунку міцності "Стандартный метод", а для "Метрического метода" він трохи інший (рис. 10.6). При цьому параметри "Ненадежный", "Средний" та "Надежный" (із списку "Эксплуатационные условия") потрібно розуміти у сенсі термінів, використаних у таблиці Л.2 – "Несприятливі", "Помірні" та "Сприятливі";

- доступні властивості матеріалів тільки валу. Як було сказано раніше, у розрахунку беруть участь тільки зуби валу, оскільки напруження в зубах валу більші, ніж напруження в зубах маточини, яка має велику товщину.

- база даних матеріалів для методів розрахунку "Метрический метод" і "Стандартный" має тільки один запис.

10.2.3. Результати моделювання та розрахунку

Приклад результату моделювання прямобічного шліцевого з'єднання представлений на рис. 10.7.

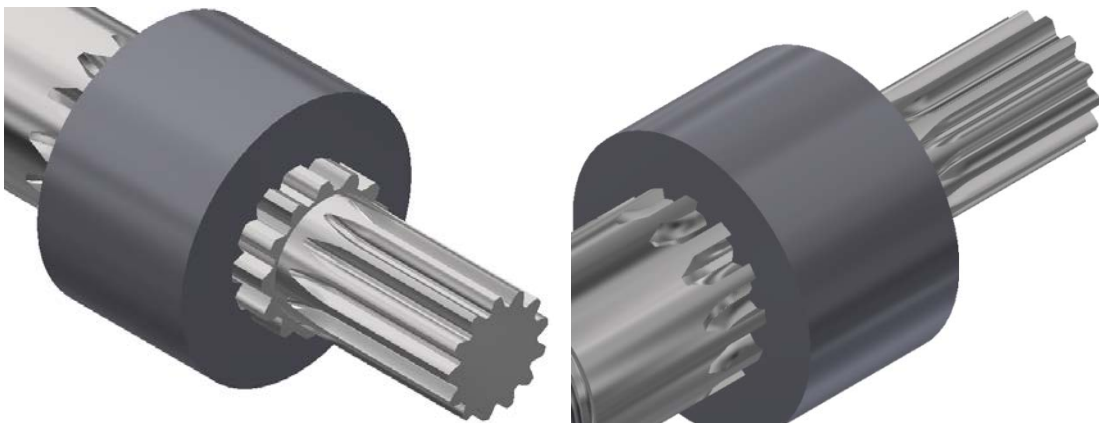


Рис. 10.7. Евольвентне шліцеве з'єднання втулки з валом

Результати моделювання та розрахунку представлені також у звіті

генератора (додаток Л). Розміри шліцьового валу представлені у таблиці з іменем "Канавка вала", а результати розрахунку на міцність у таблицях з іменами "Результаты", "Деформация стенок канавки" та "Вращение вала".

Питання для самоперевірки

1. Назвіть основні можливості генератора шліцьових з'єднань.
2. Відтворіть процедуру створення моделі шліцьового з'єднання.
3. Опишіть процедуру розрахунку шліцьового з'єднання.

РОЗДІЛ 11

ГЕНЕРАТОРИ КОМПОНЕНТІВ КУЛАЧКІВ

Проектування і розрахунків дискового, лінійного і циліндричного кулачків зі штовхачами поворотного або прямолінійно переміщуваного типу. Якщо відомі параметри руху кулачка та штовхача, то можна повністю розрахувати геометричні та силові параметри кулачкового приводу і отримати його модель. При створенні моделі приводу можна вибрати тип підйому профілю кулачка, або ж додати свій тип підйому у текстовому файлі.

За допомогою генераторів проектуються кулачки з урахуванням максимального прискорення, швидкості або кута зачеплення.

11.1. Генератор компонентів дискового кулачка

Для запуску генератора дискового кулачка на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Привод" вибираємо команду  "Дисковый кулачок". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентов дискового кулачка" (рис. 11.1) з активною вкладкою "Модель".

11.1.1. Вкладка модель

У групі "Кулачок" розташовані елементи вікна для завдання параметрів кулачка. В цілому процедура їх завдання подібна до процедури завдання параметрів зубчастих циліндричних передач (див. розділ 6.1).

У першому списку цієї групи доступні параметри "Компонент" або "Нет модели". При обраному параметрі "Компонент" будуть активовані команди "Цилиндрическая грань" і "Начальная плоскость". Якщо вибрано "Нет модели" то ці команди недоступні. За активних кнопок "Цилиндрическая грань" і "Начальная плоскость" потрібно вибрати елементи, які визначають положення кулачка (рис. 11.2, а). В даному випадку кулачок буде знаходитись на вихідному валу зубчато-пасової передачі. В якості початкової площини вибрана робоча площина, спеціально створена на відстані 2 мм від торця веденого шків, оскільки передбачається установка шайби товщиною 2 мм між веденим шківом і кулачком.

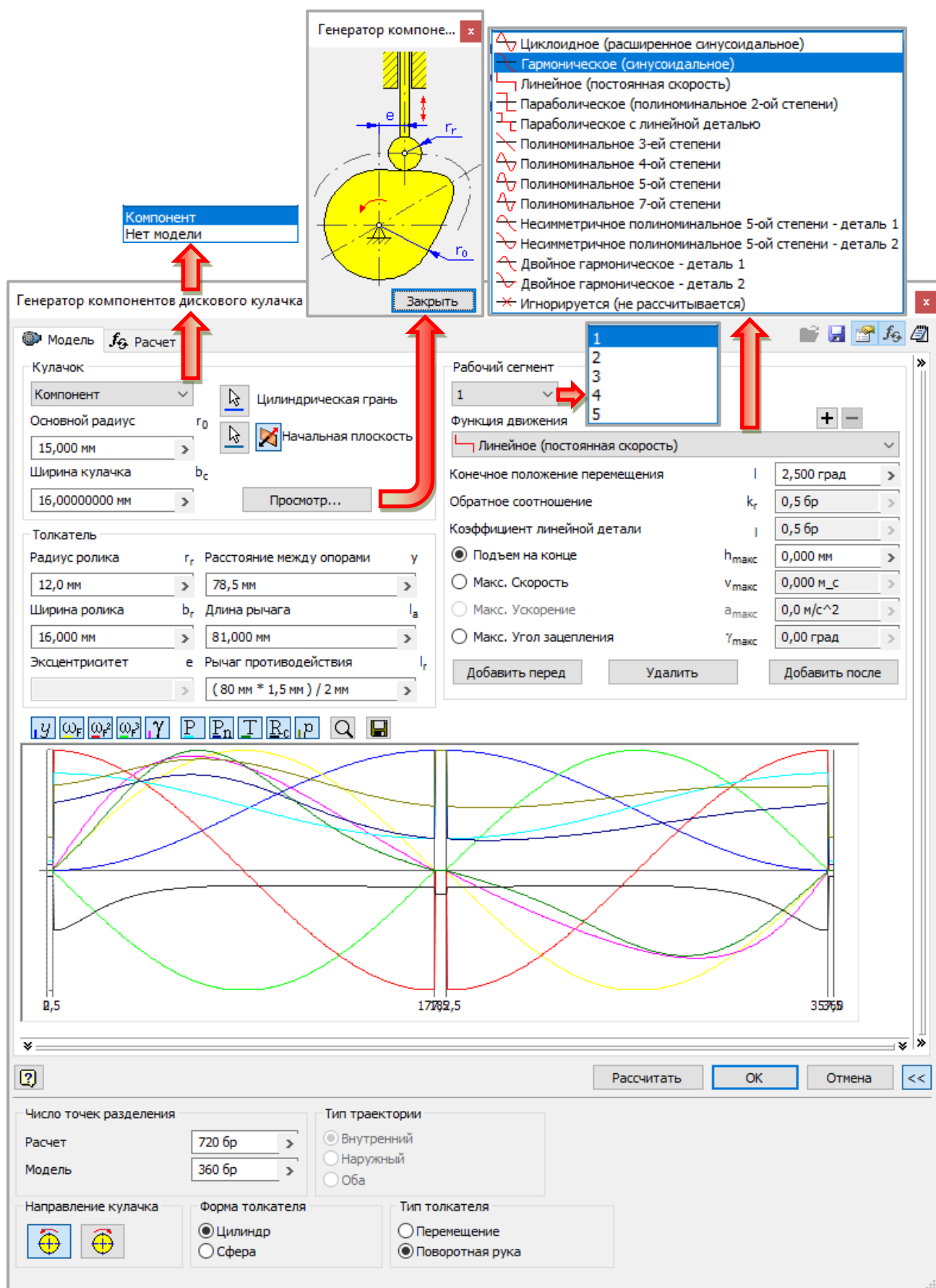


Рис. 11.1. Диалоговое окно "Генератор компонентов дискового кулачка", вкладка "Модель"

Тип штовхача: з поступальним рухом (штовхач) або обертовим рухом (коромисло) в розділі додаткових параметрів () в групі "Тип толкателя". Параметр "Перемещение" визначає кулачковий механізм зі штовхачем, а параметр "Поворотная рука" – з коромислом. Схему механізму вибраного типу з позначеннями його геометричних розмірів можна побачити в діалоговому вікні, що з'являється після натиснення кнопки "Просмотр" в групі "Кулачок" (ліворуч у верхній частині рис. 11.1 та рис. 11.2, б).

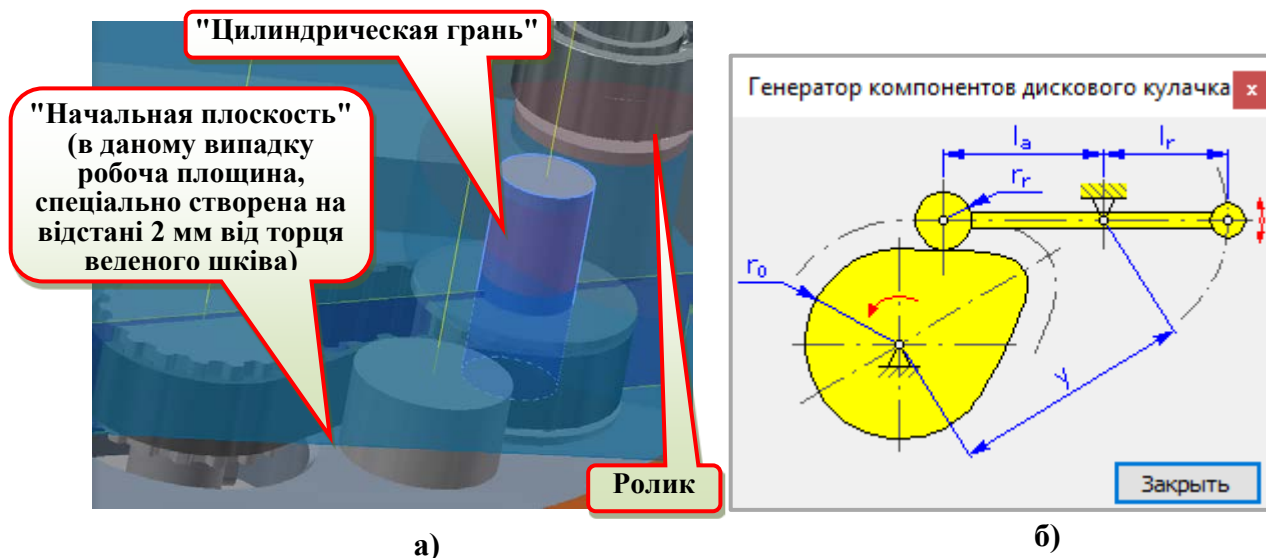


Рис. 11.2. Завдання параметрів кулачкового механізму: а) вибір поверхонь для базування кулачка; б) схема кулачкового механізму при активному параметрі "Перемещение" в групі "Тип толкателя"

Крім названих у додаткових параметрах є ще декілька груп:

- "Число точек разделения" – завдання точного детального розрахунку профілю кулачка і значень експорту у файл командою  (параметр "Расчет") та точності профілю кулачка деталі при вставці моделі (параметр "Модель"). Кут між точками профілю може бути заданий або у вигляді кількості точок на колі (значення 360 точок дає кутову відстань між точками 1 градус).

- "Тип траектории" – параметри даної групи визначають тип генерованого кулачка: "Внутренний" – з внутрішнім конструктивним профілем, "Наружный" – з зовнішнім конструктивним профілем (як на схемі при перегляді), "Оба" – з обома конструктивними профілями. В останньому випадку генерується кулачок з геометричним замиканням (рис. 11.3).

- "Направление кулачка" – кнопками  та  можна задати напрямок

обертання кулачка.

- "Форма толкателя" – у групі задається форма робочої частини наконечника штовхача (коромисла): циліндрична "Цилиндр" або сферична "Сфера".

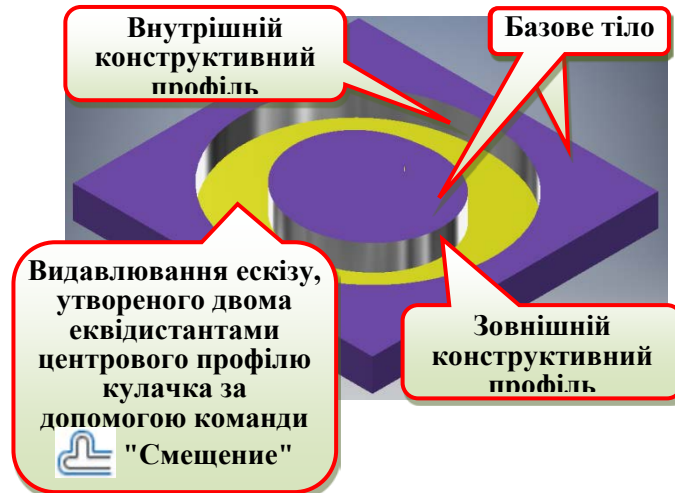


Рис. 11.3. Зовнішній вигляд кулачка, утвореного генератором дискових кулачків за активного параметру "Оба" у групі "Тип траєкторії"

Призначення таких параметрів як "Основной радиус" r_0 , "Ширина кулачка" b_c у групі "Кулачок" та "Радиус ролика" r_r , "Ширина ролика" b_r , "Эксцентриситет" e , "Расстояние между опорами" y , "Длина рычага" l_a , "Рычаг противодействия" l_r у групі "Толкатель" зрозумілі із схем механізмів на рис. 11.1 та рис. 11.2, а.

При виборі основних розмірів кулачка та ролика потрібно керуватись такими рекомендаціями.

Щоб контактні напруження були близькі до мінімуму вибирають радіус ролика $r_r = (0,4 \dots 0,5)r_0$. Для запобігання загостренню профілю кулачка приймають радіус ролика $r_r \leq 0,8\rho_{min}$, де ρ_{min} – мінімальний радіус кривизни центрального профілю кулачка.

Праворуч у верхній частині діалогового вікна знаходиться група "Рабочий сегмент"⁶¹ у якій можна задати параметри профілю кулачка.

У першому списку цієї групи перераховані номери сегментів, які

⁶¹ Не потрібно плутати слово "Рабочий" у цьому діалоговому вікні із цим словом у терміні "Рабочий профіль" що зустрічається у вітчизняній літературі (див., наприклад, у [3, 21]). В даному випадку так іменуються всі сегменти профілю кулачка.

складають профіль кулачка. Потрібно зауважити, що при створенні нової моделі кулачка у діалоговому вікні "Генератор компонентів дискового кулачка" (рис. 11.1) встановлюються параметри попереднього сеансу роботи з генератором.

Далі у списку "Функция движения" можна вибрати закон руху вихідної ланки на фазах віддалення та наближення. Опис законів руху наведений у додатку М або у блокноті інженера довідкової системи Autodesk Inventor.

Вибір законів руху може полегшити інформація про максимальні відносні значення швидкостей, прискорень та імпульсу при використанні кожного із законів (табл. 11.1).

Таблиця 11.1

Порівняння відносних значень параметрів різних типів рухів

Рух	Швидкість	Прискорення	Імпульс
Циклоїдний (розширений синусоїдальний)	2	6.28	39.5
Гармонійний (синусоїдальні коливання)	1.57	4.93	15.5
Лінійний	1	∞	∞
Параболічний (поліноміальний 2-го ступеня)	2	4	∞
Поліноміальний 3-го ступеня	1.5	6	12
Поліноміальний 4-го ступеня	2	6	48
Поліноміальний 5-го ступеня	1.88	5.77	60
Поліноміальний 7-го ступеня	2.19	7.51	52.5
Недзеркально відображений поліноміальний 5-го ступеня	1.73	6.67	40
Подвійний гармонійний	2.04	9.87	42.4

У даному випадку профіль кулачка визначається його призначенням. Він входить до складу роторної головки для магнітно-абразивної обробки зубчастих коліс, схема рухів якої показана на рис. 11.4.

При обробці колеса повинні здійснювати наступні рухи:

- обертання ротора навколо осі кільцевої ванни зі швидкістю $\vec{\omega}_P$ - головний рух різання;

- обертання колеса навколо власної осі зі швидкістю $\vec{\omega}_S$ - рух кругової

подачі;

- додатковий обертовий коливальний рух $\vec{\omega}_a$ навколо проекції осі "кільцевої ванни" на площину, дотичну до її серединного циліндра, на кут $\pm \alpha_{don}$ – рух першої додаткової кругової подачі;

- додатковий обертовий коливальний рух на кут $\pm \xi_{don}$ відносно положення, при якому вісь колеса є горизонтальною (паралельна торцю кільцевої ванни), зі швидкістю $\vec{\omega}_k$ в площині, дотичній до серединного циліндру кільцевої ванни – рух другої додаткової кругової подачі;

- переміщення T_z вздовж осі кільцевої ванни для занурення колеса у робочу зону зі швидкістю V_{BP} – рух врізання.

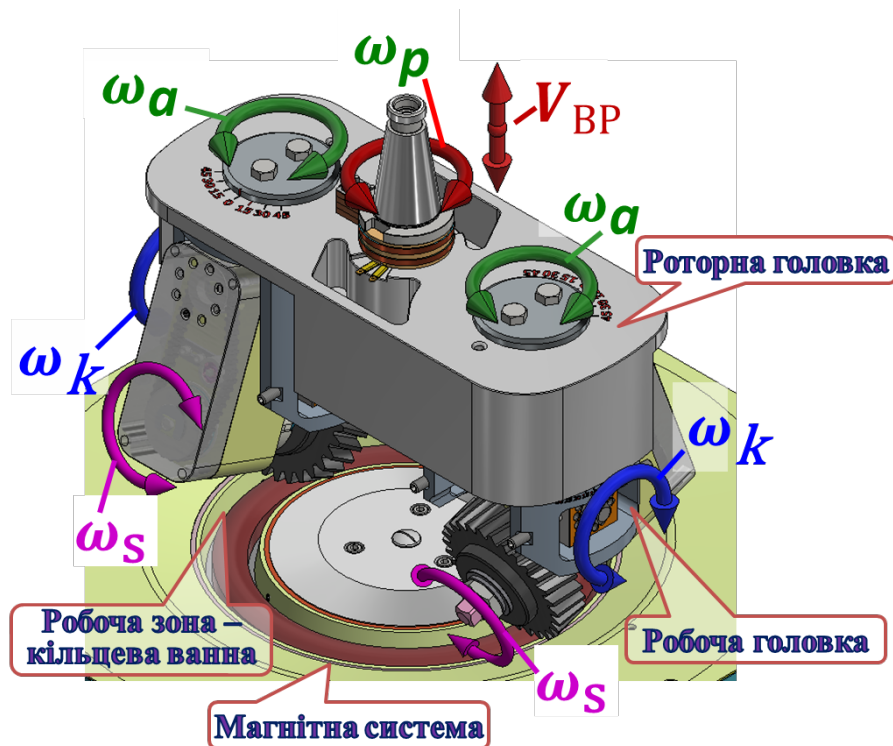


Рис. 11.4. Схема рухів зубчастого колеса при магнітно-абразивній обробці над кільцевою ванною

При цьому рухи додаткових кругових подач повинні виконуватись за залежностями: $\xi(\varphi) = \xi_{don} \cdot \sin(n_o \cdot \varphi)$ - в русі першої додаткової кругової подачі, $\alpha(\varphi) = \alpha_{don} \cdot \sin(n_A \cdot \varphi)$ - в русі другої додаткової кругової подачі. В цьому випадку швидкості додаткових кругових подач будуть визначатись за наступними виразами:

$$\omega_{a_z} = \frac{d\alpha(\varphi)}{dt} = \alpha_{don} \cdot n_A \cdot \cos(n_A \cdot \varphi),$$

$$\omega_{k_Y} = \frac{d\xi(\varphi)}{dt} = \xi_{don} \cdot n_k \cdot \cos(n_k \cdot \varphi),$$

де $\alpha(\varphi) = \alpha_{don} \cdot \sin(n_A \cdot \varphi)$ - кут повороту в русі першої додаткової кругової подачі, а n_A - кількість коливань за оберт колеса в русі кругової подачі; $\xi(\varphi) = \xi_{don} \cdot \sin(n_k \cdot \varphi)$ - кут повороту в русі другої додаткової кругової подачі, а n_k - кількість коливань за оберт колеса в русі кругової подачі.

Всі рухи кругових подач виконує робоча головка 4 роторної головки 1, кінематична схема якої представлена на рис. 11.5. Вона складається із корпусу 1, який закріплено, наприклад на оправці 2 з конусом 7:24. Оправка встановлюється і закріплюється в шпинделі базового верстата, наприклад, вертикально-фрезерного безконсольного. В корпусі 1 на підшипнику 3 з перехресними роликами встановлено корпус 4, що містить привод першої додаткової кругової подачі (коливального руху розвороту на кут α) з електромеханічним приводом МЗ. В нижній частині корпусу 4 в дуговому пазу розміщені ролики 5, на яких встановлено корпус 6 з робочим шпинделем (валом) І, приводом кругової подачі з електромеханічним приводом М1 та приводом другої додаткової подачі (коливального руху нахилу на кут ξ) з електромеханічним приводом М2.

Робочий шпиндель І з оброблюваною заготовкою встановлений на постійній задній опорі 7 з двома підшипниками та передній відвідній опорі 8 зі сферичними підшипниками 9. Стержень 10 слугує для підтримки опори при відведенні/підведенні. Шпиндель І з'єднано валом ІІ з приводом кругових подач М1 зубчасто-пасовою передачею $Z_{ш1} = 20$, $Z_{ш2} = 31$, $Z_{п1} = 71$.

На корпусі 6 встановлено електромеханічний привід М2 другої додаткової подачі, що валом ІІІ з'єднаний з кулачковим механізмом КМ1. Штовхач цього механізму з'єднаний з зубчатою рейкою ЗР1, яка з'єднана зубчастими секторами $Z1=17$ та $Z2=153$ (на двох бокових сторонах корпусу 6) з зубчастими секторами $Z3=115$, що закріплені на двох внутрішніх сторонах

Рис. 11.5. Кінематична схема робочої головки

корпусу 4 співвісно дуговому пазу *a*. В пазу *a* встановлені ролики 5, осі яких закріплені на двох бокових сторонах корпусу 6. Вісь повороту сектора *Z3* (і, відповідно, корпусу 6 на роликах 5 по дугових пазах *a*) є центром коливання заготовки. Ця вісь є дотичною до зовнішнього циліндру зубів оброблюваного колеса в площині середній до торців вінця.

Електромеханічний привід *M3* першої додаткової подачі встановлено в верхній частині корпусу 4. Привід *M3* валом *IV*, зубчасто-пасовою передачею $Z_{ш3} = 17$, $Z_{ш4} = 17$, $Z_{ш2} = 36$ з'єднаний з валом *V*, на якому встановлений кулачок кулачкового механізму *KM2*. Коромисло кулачкового механізму *KM2* встановлено на валу *VI*. На його кінці, протилежному ролику, встановлено зубчастий сектор *Z4*, зчеплений з зубчастим сектором *Z5*, що нерухомо закріплений на корпусі 1. При цьому вісь зубчастого сектору *Z5* співпадає з віссю повороту корпусу 4 в підшипнику 3 та проходить через центр коливань заготовки.

Обробка виконується наступним чином. Розкріплюється передня відвідна опора 8, переміщається в напрямку від корпусу 4 і знімається з валу *I* (шпинделя) і повертається таким чином, щоб дати можливість зняти або/та встановити на шпиндель заготовку. При цьому опора 9 залишається висіти на стержні 10. Після цього на шпинделі встановлюється і закріплюється оброблювана заготовка, підводиться і закріплюється на корпусі 4 опора 8. Вмикається двигун головного руху базового верстата (на рисунку не показаний), приводиться в рух його шпиндель, в якому закріплена оправка 2 роторної головки 1. Роторна головка 1 обертається зі швидкістю $\vec{\omega}_p$, переміщується вниз зі швидкістю $\vec{V}_{BP}$ разом з шпиндельною бабкою базового верстата від його приводу вертикальних подач (на рисунку не показаний) і оброблювані зубчасті колеса занурюються в МАП за величину *h*, вертикальна подача вмикається. Вмикаються регульовані електромеханічні приводи кругових подач *M1*, *M2* та *M3*. Від приводу *M1* через зубчасто-пасову передачу $Z_{ш1}$, $Z_{ш2}$, $Z_{п1}$ отримує обертання (рух основної кругової подачі зі швидкістю

$\vec{\omega}_S$) шпіндель робочої головки (вал I), на якому закріплене оброблюване колесо. Від приводу M2 обертається кулачок кулачкового механізму KM1, який приводить в рух штовхач, що з'єднаний з зубчастою рейкою ЗР1. Від рейки ЗР1 через важіль з зубчастими секторами $Z1=17$ та $Z2=153$ рух передається на зубчастий сектор $Z3=115$, що жорстко з'єднаний з корпусом 6. В результаті корпус 6 рухається в пазах *a* корпусу 4 на роликах 5 і виконує обертальний коливальний рух зі швидкістю $\vec{\omega}_a$ навколо осі, що дотична до зовнішнього циліндра найбільшого оброблюваного колеса - рух першої додаткової кругової подачі. Від приводу M3 через зубчато-пасову передачу $Zш3, Zш4, Zп2$ отримує обертання вал V з кулачком кулачкового механізму KM2. Коромисло повертає вал VI з зубчастим сектором $Z4=80$, що зачеплений з зубчастим сектором $Z5=106$. Таким чином корпус 4 отримує коливальний рух зі швидкістю $\vec{\omega}_k$ - рух другої додаткової кругової подачі. За половину машинного часу виконується обробка при одному напрямку головного руху та руху основної кругової подачі. Після цього виконується реверс головного руху та руху основної кругової подачі. Після закінчення обробки роторна головка піднімається вгору і виводить оброблювані деталі із робочої зони магнітної системи.

Основні параметри профілю кулачка кулачкового механізму KM2: початкове положення руху Φ_0 , кінцеве положення руху Φ , величина сегмента руху $d\varphi = \Phi - \Phi_0$, підйом сегмента $d_h = h - h_{\text{макс}} - h_0$, розраховується за величиною допустимого кута розвороту $\alpha_{\text{дон}} = \pm 15^\circ$, розмірами коромисла $l_a = 80$ мм, важеля противаги $l_r = 60$ мм, міжцентрової відстані $Y = 78,5$ мм та зубчастих сегментів $Z4 = 80$ та $Z5 = 106$ з модулем $m = 1,5$ мм.

Корпус 4 повинен повертатись на кут $\alpha = 2 \cdot |\alpha_{\text{дон}}| = 30^\circ$, тоді зубчастий сегмент $Z4$ і коромисло повинні повернутись на кут $\alpha_{Z4} = \alpha \cdot (Z4/Z5) = 30^\circ \cdot (80/106)$. Тоді підйом дорівнює величині хорди, яка стягує дугу величиною, $Y = 2l_a \cdot \sin(|\alpha_{\text{дон}}| \cdot (\pi/180) \cdot (Z4/Z5)) \approx 31$ мм.

Для реалізації поворотного коливального руху використаємо цикл з вистоями між фазами підйому та спуску. На вистой відведемо по п'ять градусів $\Delta\Phi_{\text{вист}} = 5^\circ$, а на фазі підйому і спуску – по 175° . Для симетричності профілю кулачка відносно осі Y перший сегмент профілю розіб'ємо на дві рівні частини. В цьому випадку отримаємо п'ять сегментів профілю кулачка: $\Delta\Phi_1 = 2.5^\circ$, $\Delta\Phi_2 = 175^\circ$, $\Delta\Phi_3 = 5^\circ$, $\Delta\Phi_4 = 175^\circ$, $\Delta\Phi_5 = 2.5^\circ$.

Оскільки перший сегмент починається завжди з нуля $\Phi_{01} = 0^\circ$, то у групі "Рабочий сегмент" для кожного сегменту тільки кінцеве положення переміщення. Тобто $\Phi_1 = 2.5^\circ$ (рис. 11.1); $\Phi_{02} = \Phi_1 = 2.5^\circ$, $\Phi_2 = \Phi_{02} + \Delta\Phi_2 = 177.5^\circ$ (рис. 11.6, а); $\Phi_{03} = \Phi_2 = 177.5^\circ$, $\Phi_3 = \Phi_{03} + \Delta\Phi_3 = 182.5^\circ$ (рис. 11.6, б); $\Phi_{04} = \Phi_3 = 182.5^\circ$, $\Phi_4 = \Phi_{04} + \Delta\Phi_4 = 357.5^\circ$ (рис. 11.6, в); $\Phi_{05} = \Phi_4 = 357.5^\circ$, $\Phi_5 = \Phi_{05} + \Delta\Phi_5 = 360^\circ$ (рис. 11.6, г). В даному випадку для сегменту віддалення (підйому) (сегмент 2 на рис. 11.6, а) та наближення (опускання) (сегмент 4 на рис. 11.6, в) виберемо закон руху гармонійний - синусоїдальні коливання (табл. 2.1, додаток М1.). Для сегменту (фази) ближнього (сегмент 1 на рис. 11.1 та сегмент 5 на рис. 11.6, г) та дальнього стояння (сегмент 3 на рис. 11.6, б) формально можна вибрати будь-який закон (сегмент 3 на рис. 11.6, б). Але для сегментів стояння призначений закон "Игнорируется (не рассчитывается)" (рис. 11.1, рис. 11.6, г).

Далі у групі "Рабочий сегмент" присутні такі параметри:

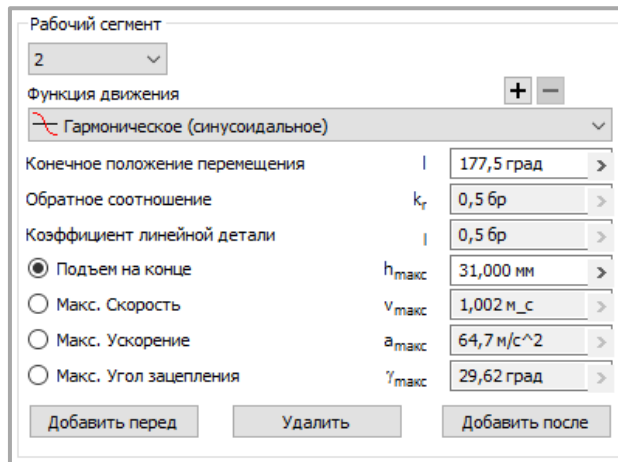
- "Обратное соотношение" – коефіцієнт зворотного напрямку $k_r = 0,01 \div 0,99$. Він забезпечує "розтягнення" в середині руху і допускає зміну коефіцієнта прискорення і гальмування. Застосовується тільки для параболічного руху і параболічного руху з лінійною частиною (рис. М.1, д, е).

- "Коэффициент линейной детали" – коефіцієнт k_l ⁶² лінійної ділянки залежності швидкості $f_v(z)$ ($k_l = 0 \div 0,99$).

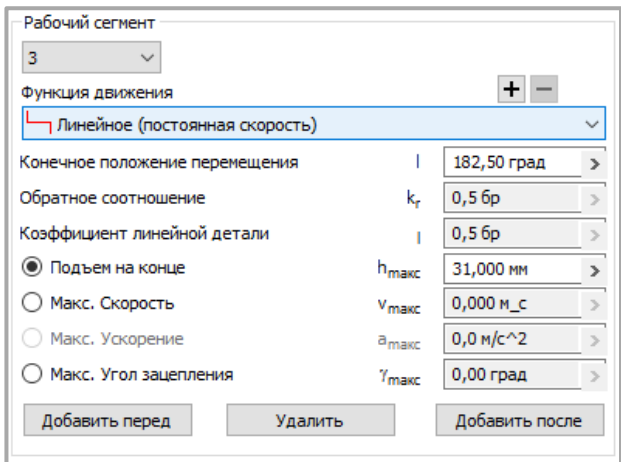
- "Макс. Скорость $v_{\text{макс}}$ " та "Макс. Ускорение $a_{\text{макс}}$ " – максимальні значення швидкостей та прискорень на даному сегменті профілю.

⁶² Ще один приклад неправильного перекладу і помилки в позначенні: в діалоговому вікні "l", а в блокноті інженера – k_l .

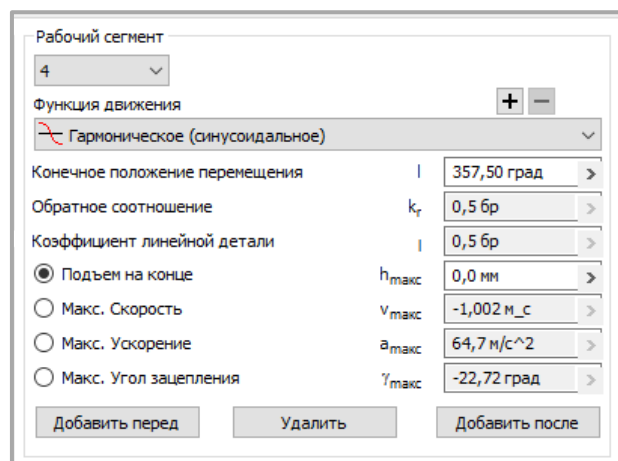
- "Подъем на конце $h_{\text{макс}}$ " – завдається максимальний підйом в кінці кожного сегменту. В даному випадку $h_{\text{макс}1} = 0$, $h_{\text{макс}2} = 31$ мм, $h_{\text{макс}3} = 31$ мм, $h_{\text{макс}4} = 0$ мм, $h_{\text{макс}5} = 0$ мм.



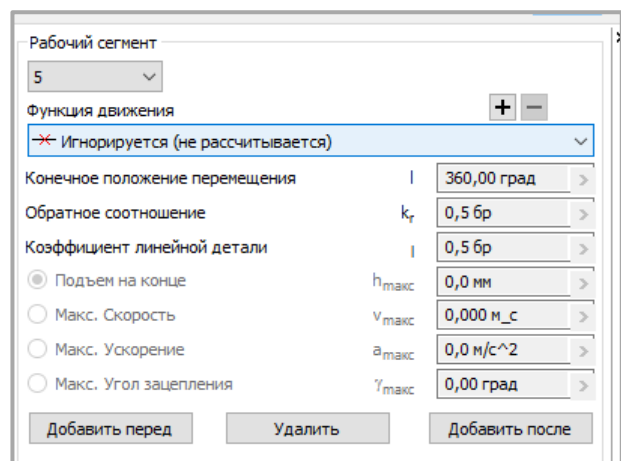
а)



б)



в)



г)

Рис. 11.6. Дані сегментів профілю кулачка: а) сегмент 2; б) сегмент 3; в) сегмент 4; г) сегмент 5

- "Макс. Угол зацепления"⁶³ γ – максимальний кут тиску на даному сегменті. Максимальне припустиме значення γ_{max} приймається для кулачкових механізмів з штовхачами – $\gamma_{\text{max}} = 30^\circ$, а з коромислами – $\gamma_{\text{max}} = 45^\circ$.

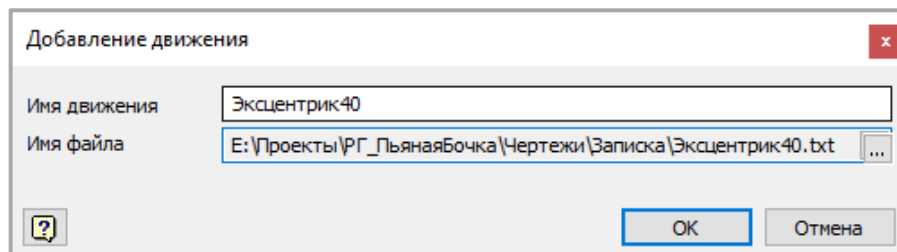
Останніми в групі "Рабочий сегмент" знаходяться три кнопки (рис. 11.1):

- "Добавить перед" - додавання сегмента перед обраним сегментом.
- "Удалить" - видалення поточного сегмента.
- "Добавить после" - додавання сегмента після обраного сегмента.

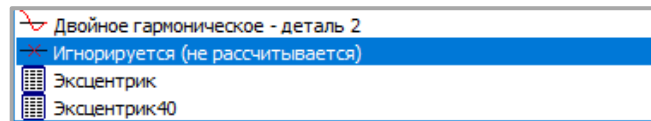
⁶³ При підведенні курсора до кривої γ у графічному вікні з'являється підказка "Угол профиля". Насправді це кут тиску і у вітчизняній літературі позначається буквою θ .

Тепер потрібно зупинитись на двох кнопках, що знаходяться праворуч над списком "Функция движения":  "Добавить новое пользовательское движение"  "Удалить текущее пользовательское движение".

Після натиснення  з'явиться діалогове вікно "Добавление движения" (рис. 11.7, а). У вікні "Имя движения" потрібно задати ім'я функції руху, а за допомогою кнопки  викликати діалогове вікно "Открыть", вказати на файл (файл руху), у якому записані дані про функцію руху. Його повне ім'я буде занесене до вікна "Имя файла". Після натиснення кнопки "ОК" вміст файлу буде прочитано і в списку "Функция движения" з'явиться ім'я функції руху (рис. 11.7, б).



а)



б)

Рис. 11.7. Додавання закону руху в список "Функция движения": а) діалогове вікно "Добавление движения"; б) результат додавання в список функцій руху користувача

Файл руху - це текстовий файл, що містить дві стовпчики значень, які розділені символами табуляції або ";" чи "|". Перше значення має дорівнювати нулю (початок сегменту), останнє значення має дорівнювати 1, або по-іншому усі значення розраховуються по формулі: $\frac{\text{значення}_{\text{поточне}}}{\text{значення}_{\text{останнє}}}$. Наприклад, якщо останнє значення в стовпчику дорівнює 30, то перше буде дорівнювати $0/30 = 0$, а останнє - $30/30 = 1$. Значення мають бути розташовані в порядку зростання. Перший стовпчик вказує положення на сегменті – є відносним положенням. Другий стовпчик є відносним підйомом.

Наприклад, текст файлу може мати такий вигляд:

0;0

0.1;0.028
0.2;0.104
0,3;0,216
0,4;0,352
0.5;0.5
0.6;0.648
0.7;0.784
0.8;0.896
0.9;0.972
1;1

У додатку М (розділ М.3) наведено приклад програми Mathcad для розрахунку простого профілю кулачка (коло з ексцентриситетом відносно початку координат) і виведення результатів у файл. На жаль Mathcad (до версії 15 включно) не має розвинутих засобів введення/виведення. При виведенні у файл Excel (функція WRITEEXCEL()) отримаємо два стовпчики значень. При виведенні у файл з розширенням "csv" (функція WRITECSV()) отримаємо текстовий файл з таблицею, значення у рядках якої розділені комою, у даному випадку файл з іменем "Exsc_40.csv". Такий файл відкривається в Excel, або у будь-якому текстовому редакторі. В обох випадках для застосування записаного файлу в Inventor необхідно виконати додаткові дії. У файлі з розширенням "csv" потрібно коми замінити на символ табуляції або ";" чи "|" і записати його з розширенням "txt" або ж замінити на це розширення у файловому менеджері. У файлі з розширенням "xls" або "xlsx" потрібно копіювати дві колонки даних і вставити їх із буфера, наприклад, у блокноті (Windows). В результаті отримаємо дві колонки, що розділені символами табуляції. У РТС Mathcad Prime можна скористатись функцією запису WRITEFILE() для запису в текстовий файл. В результаті отримаємо дві колонки, що розділені символами табуляції.

У нижній частині діалогового вікна "Генератор компонентів дискового кулачка" на вкладці "Модель" (рис. 11.1) перед групою додаткових параметрів

знаходиться вікно для графічного відображення параметрів кулачка у кожному сегменті профілю. Вмикання/вимикання відображення параметрів виконується кнопками, що знаходяться над графічним вікном:  "Подъем",  "Скорость",  "Ускорение",  "Импульс",  "Угол профиля"⁶⁴,  "Сила толкателя",  "Нормальная сила",  "Крутящий момент",  "Радиус кривизны",  "Удельное давление". Останні дві кнопки виконують функції масштабування зображення -  "Зумировать", та запису даних графіків у файл текстового формату -  "Сохранить данные графика в файл". Зберегти всі дані графіка в файл, незалежно від активності відповідної кнопки над графічним вікном. Дані зберігаються в текстовому файлі з роздільником табуляцією. При необхідності збережений файл можна відкрити в Microsoft Excel.

Після введення всіх даних на вкладці "Модель" можна перейти на вкладку "Расчет".

11.1.2. Вкладка "Расчет"

У вкладці "Расчет" необхідно задати мінімум даних, повний перелік яких представлено на цій вкладці (рис. 11.8). У віконечку з назвою "Вес элементов ускорения" потрібно записати загальну вагу компонентів, які переміщуються або повертаються разом з штовхачем чи коромислом.

Параметр "Жесткость пружины" потрібно задавати незалежно від типу замикання – силового чи геометричного. В останньому випадку, за відсутності пружини, цим значенням повинен бути 0.

Перелік матеріалів у діалоговому вікні "Материалы SI" після натискання кнопки  приблизно такий же як і у вкладці "Расчет" діалогового вікна "Генератор компонентов цилиндрического зубчатого зацепления". Усі інші параметри цього діалогового вікна не потребують пояснення.

Силові параметри механізму розраховуються за наступними залежностями.

Зусилля на ролику:

⁶⁴ Це кут тиску і у вітчизняній літературі позначається буквою θ .

$$F_i = F + m \cdot a_i + c \cdot y_i, \text{ Н.}$$

Генератор компонентов дискового кулачка

Модель **Расчет**

Данные цикла

☐ Время цикла t 0,1000 с

☒ Скорость ω 600,000 об/мин

Нагрузки для толкателя

Усилие на ролике F 250,000 Н

Вес элементов ускорения m 38,00 кг

Жесткость пружины c 100,000 Н/мм

Материал кулачка

☒ Сталь 30ХЗСЗГМЛ ГОСТ 977-88

Допустимое давление R_A 1200,000 МПа

Модуль упругости E 200000 МПа

Коэффициент Пуассона μ 0,300 бр

Материал толкателя

☒ Сталь 30ХЗСЗГМЛ ГОСТ 977-88

Допустимое давление R_A 1200,000 МПа

Модуль упругости E 200000 МПа

Коэффициент Пуассона μ 0,300 бр

Результаты

$h_{\text{макс}}$	31,0 мм
$h_{\text{мин}}$	0,0 мм
$v_{\text{макс}}$	1,0 м/с
$v_{\text{мин}}$	-1,0 м/с
$a_{\text{макс}}$	64,7 м/с ²
$a_{\text{мин}}$	-64,7 м/с ²
$j_{\text{макс}}$	4183,8 м/с ³
$j_{\text{мин}}$	-4183,8 м/с ³
$\gamma_{\text{макс}}$	29,62 град
$\gamma_{\text{мин}}$	-22,72 град
$F_{\text{макс}}$	3350,0 Н
$F_{\text{мин}}$	250,0 Н
$F_{n\text{макс}}$	5107,5 Н
$F_{n\text{мин}}$	265,1 Н
$T_{\text{макс}}$	31,7 Н·м
$R_{C\text{мин}}$	-137,9 мм
$R_{C\text{мин}2}$	-15,0 мм
$p_{\text{макс}}$	1066,1 МПа

14:19:41 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Расчитать OK Отмена

Рис. 11.8. Диалоговое окно "Генератор компонентов дискового кулачка", вкладка "Расчет"

Нормальная сила:

$$F_{n_i} = F_i / \cos(\gamma_i), \text{ Н.}$$

Момент:

$$T_i = F_i \cdot r_i \cdot \tan(\gamma_i), \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Питомый тиск (за формулою Герца) на даному сегменті:

$$p_i = \sqrt{\frac{\frac{F_{n_i}}{\pi b} \left(\frac{1}{r_r} - \frac{1}{r_c} \right)}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}}, \text{ МПа.}$$

$$b = \min(b_r, b_c),$$

де b_c , b_r – ширина кулачка та ролика; r_c , r_r – радіуси кривизни.

Після введення всіх даних на вкладці "Расчет" і натиснення кнопки "ОК" отримаємо модель кулачка (рис. 11.9).

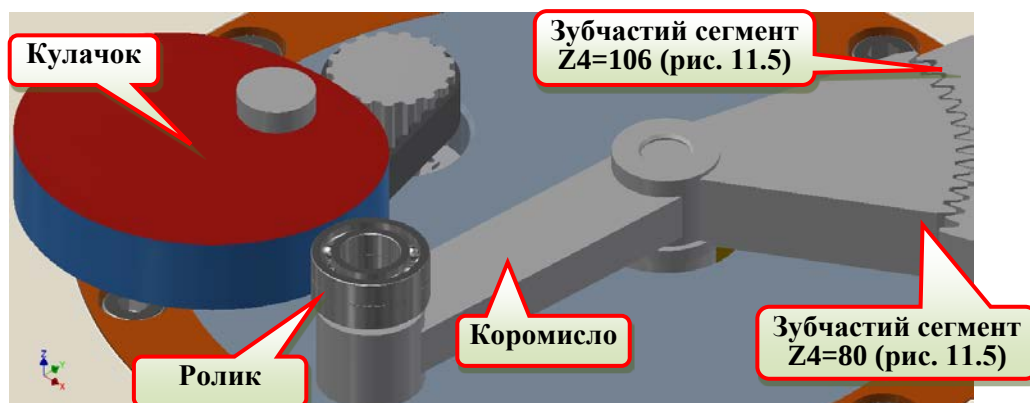


Рис. 11.9. Модель кулачкового механізму

У вкладках "Модель" (рис. 11.1) та "Расчет" (рис. 11.8) генератора у вікнах "Результаты" представлені основні результати розрахунку геометричних, кінематичних та силових параметрів механізму. У більш розширеному вигляді вони представлені у звіті генератора (Додаток М, розділ М.4).

Отримана модель кулачка потребує конструкторського доопрацювання до готової конструкції механізму. В даному випадку коромисло є важелем, у якого зі сторони кулачка передбачена бобишка, в отворі якої потрібно розмістити вісь ролика. В якості ролика можна використати кілька підшипників, можливо у стаканчику із відповідного матеріалу. Другий кінець важеля є зубчастим сектором, змоделювати який можна за допомогою генератора зубчастих циліндричних коліс (див. розділ 6.1).

11.2. Генератор компонентів циліндричного кулачка

Прикладом застосування циліндричних кулачків є шестилітровий бітурбодвигун W12 з рухомими кулачками на розподільчих валах (рис. 11.10). Це дозволяє на неповних навантаженнях (до 3000 об/хв або 300 Н·м) деактивувати половину циліндрів. При цьому у закриті камери не подається паливо і не працює запалювання.

Для запуску генератора дискового кулачка на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Привод" вибираємо команду  "Цилиндрический кулачок". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентів

циліндрического кулачка" (рис. 11.11) з активною вкладкою "Модель".

Порядок створення моделі циліндричного кулачка такий же як і циліндричного кулачка. Єдине зауваження, яке потрібно зробити до елементів цієї вкладки, стосується параметрів "Основной радиус" r_0 та "Глубина канавки" b_c . Основний радіус r_0 завдається по центру ролика (рис. 11.11, а), а глибина канавки b_c відкладається в обидві сторони від центра на однакову величину. Тому зовнішнього діаметра циліндричного кулачка $d_a = 2r_0 + b_c$.

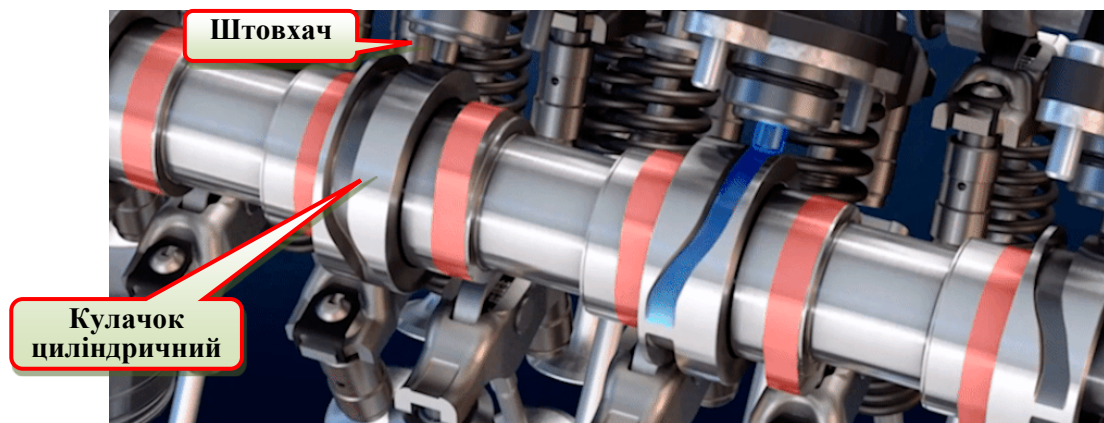


Рис. 11.10. Розподільчий вал двигуна W12 автомобіля Bentley Bentayga

Як і для дискових кулачків в якості циліндричної грані (рис. 11.11, б) може служити вісь (системи координат, робоча вісь) або циліндрична грань валу. А в якості початкової площини може служити площина (системи координат, робоча площина), торцева грань ступеню (запличики) валу або плоска поверхня.

Зовнішній вигляд вкладки "Расчет", перелік параметрів та порядок розрахунку такий же як і для дискового кулачка.

Приклад генерованої моделі циліндричного кулачка з роликовим штовхачем при кутовому ексцентриситеті (за термінологією, прийнятому у генераторі) $\alpha=0^\circ$ представлено на рис. 11.12, а. Базовий ескіз циліндра кулачка створюється на початковій площині (рис. 11.2, б), яка знаходиться на відстані $d9 = da_{minh} - da_{rk} - da_{r0} * 0,5$ бр від площини XY, де da_{minh} – мінімальний підйом профілю, da_{rk} – радіус ролика, da_{r0} – початковий радіус кулачка. Циліндр кулачка видавлюється від початкової площини на величину $-d9 + da_{maxh} + da_{rk} + da_{r0} * 0,5$ бр, де da_{maxh} –

максимальний підйом профілю.

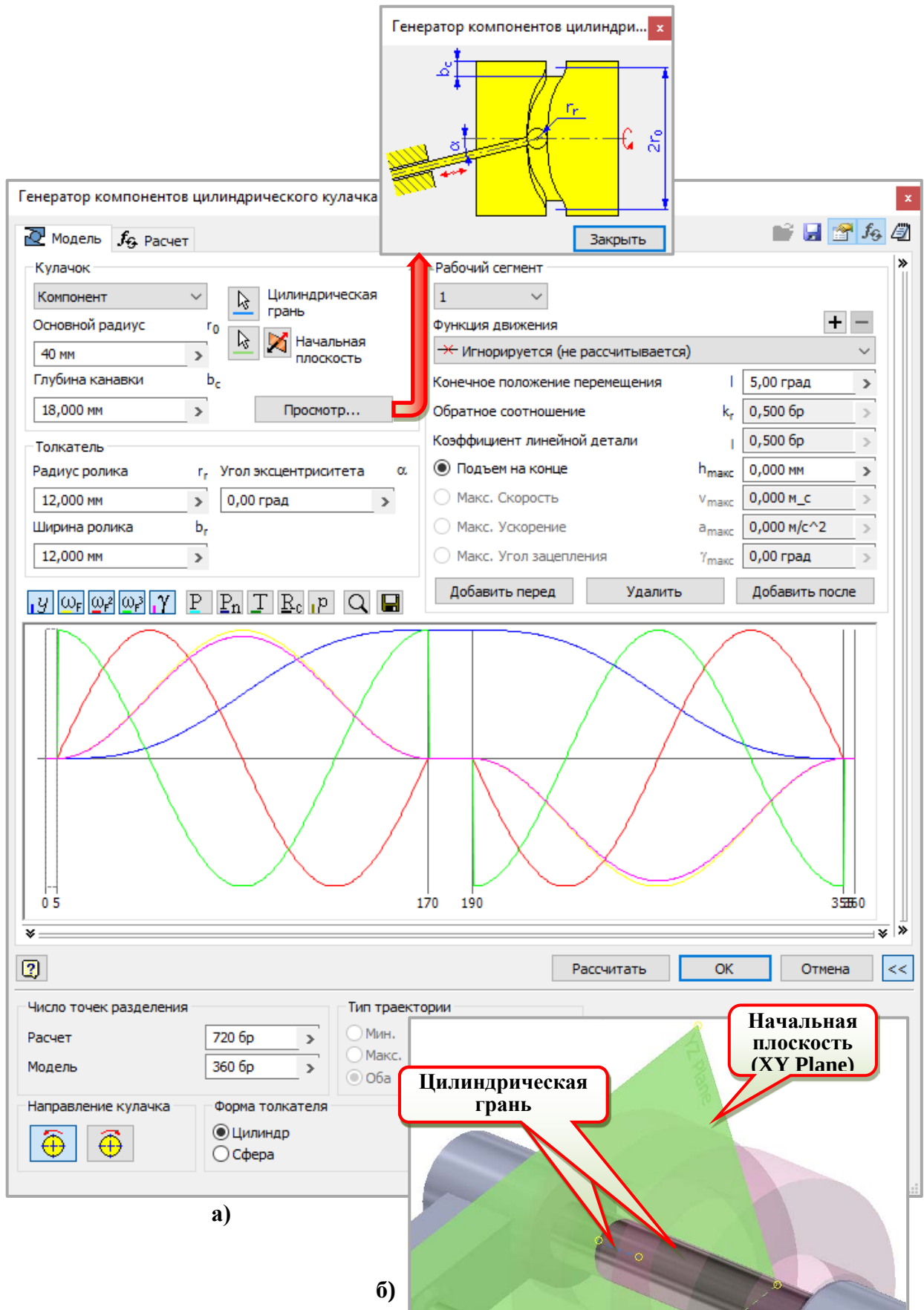


Рис. 11.11. Диалоговое окно "Генератор компонентов цилиндрического кулачка", вкладка "Модель"

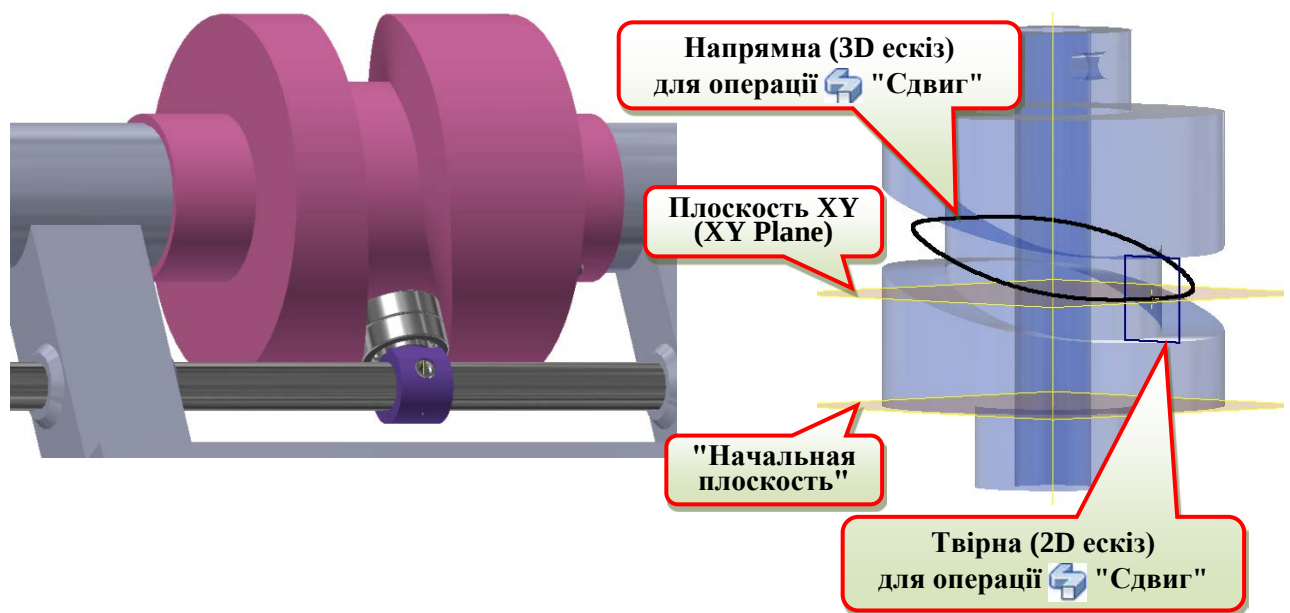


Рис. 11.12. Модель кулачкового механізму: а) циліндричний кулачок в складі вузла; б) елементи моделі кулачка

За необхідності ці величини можна змінити у моделі деталі кулачка за допомогою команди f_x "Параметры". Зміни зберігаються навіть після редагування моделі кулачка командою χ "Редактировать с помощью мастера проектирования".

11.3. Генератор компонентів лінійного кулачка

Для запуску генератора лінійного кулачка на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Привод" вибираємо команду  "Линейный кулачок". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентов линейного кулачка" (рис. 11.13) з активною вкладкою "Модель".

На відміну від попередніх аналогічних двох діалогових вікон є параметр, притаманний моделюванню лінійного кулачка - "Длина перемещения" (відстань між крайніми положеннями кулачка). Всі інші параметри зрозумілі без додаткових пояснень. Крім того, для базування система вимагає одну базову площину. До базової площини кулачок прив'язується площиною XY системи координат моделі деталі кулачка за допомогою конструктивного зв'язку "Заподлицо". За необхідності вона може бути змінена.

Базове тіло для генерованої моделі утворене видавлюванням прямокутника (рис. 11.14), розміри якого задаються програмно, і користувачем

не можуть бути змінені. Але, за необхідності, у ескізі базового тіла можна додати

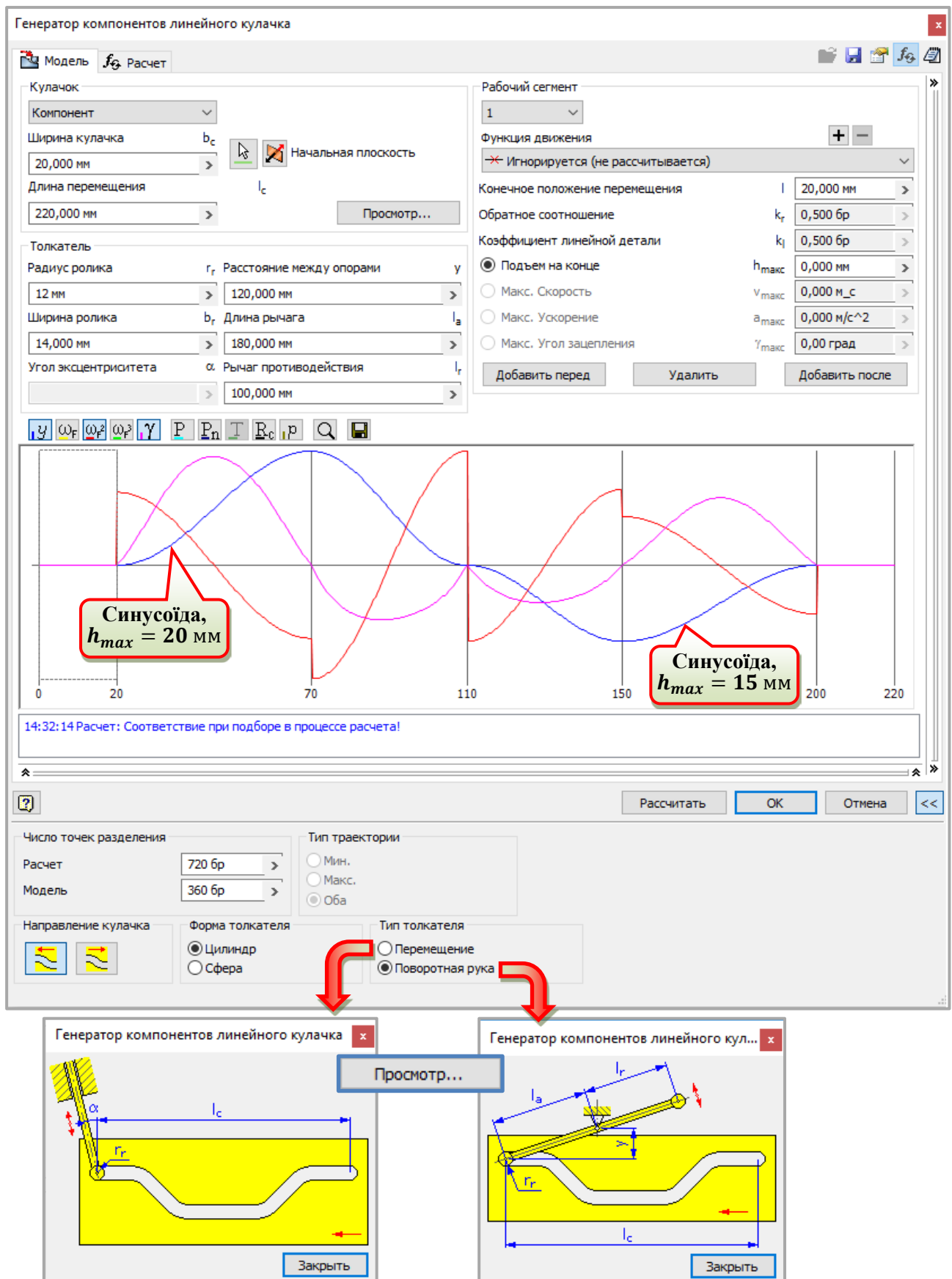


Рис. 11.13. Діалогове вікно "Генератор компонентів циліндричного кулачка", вкладка "Модель"

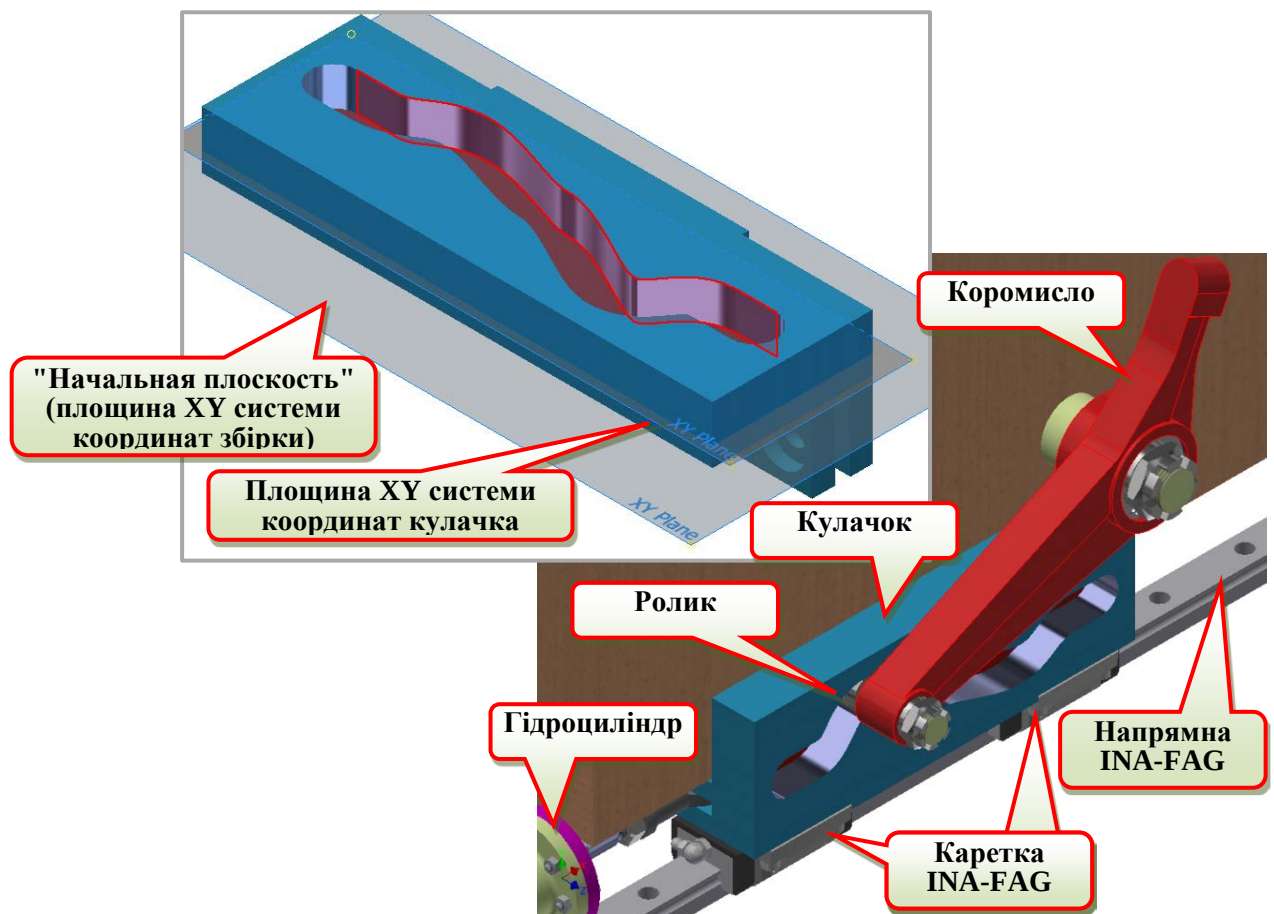


Рис. 11.14. Модель кулачкового механізму: а) циліндричний кулачок в складі вузла; б) елементи моделі кулачка

розміри контрольні розміри і послатись на них. Для надання потрібної форми кулаку можна застосувати всі доступні команди моделювання елементів деталей. Це продемонстровано на рис. 11.14, де представлена компоновка кулачкового механізму.

Вкладка "Расчет" діалогового вікна "Генератор компонентів лінійного кулачка" аналогічна вкладкам попередніх двох діалогових вікон. Єдиною відмінністю є лінійна швидкість замість кутової.

Питання для самоперевірки

1. Назвіть основні можливості дискового кулачка та опишіть послідовність дій при моделюванні кулачкового механізму.
2. Опишіть процедури вибору закону переміщення коромисла або штовхача та створення профілю кулачка.
3. Відтворіть процедуру створення нового закону переміщення коромисла або штовхача.

4. Надайте перелік вихідних параметрів кулачкового механізму та опишіть можливості та процедуру їх графічного відображення у діалоговому вікні генератора дискового кулачка.

5. Назвіть вхідні параметри, необхідні для розрахунку кулачкового механізму, та опишіть процедуру розрахунку механізму.

6. Приведіть перелік особливостей моделі циліндричного кулачкового механізму у порівнянні з дисковим та необхідних процедур доопрацювання його моделі.

РОЗДІЛ 12 ГЕНЕРАТОРИ ПРУЖИН

12.1. Генератор пружин стиснення

Проектування пружини стиснення за допомогою генератора пружин стиснення розглянемо на прикладі пружини кліщів робота, що входить до складу робото-технічного комплексу (РТК) для магнітно-абразивної обробки кінцевого і осевого інструменту (рис. 12.1).

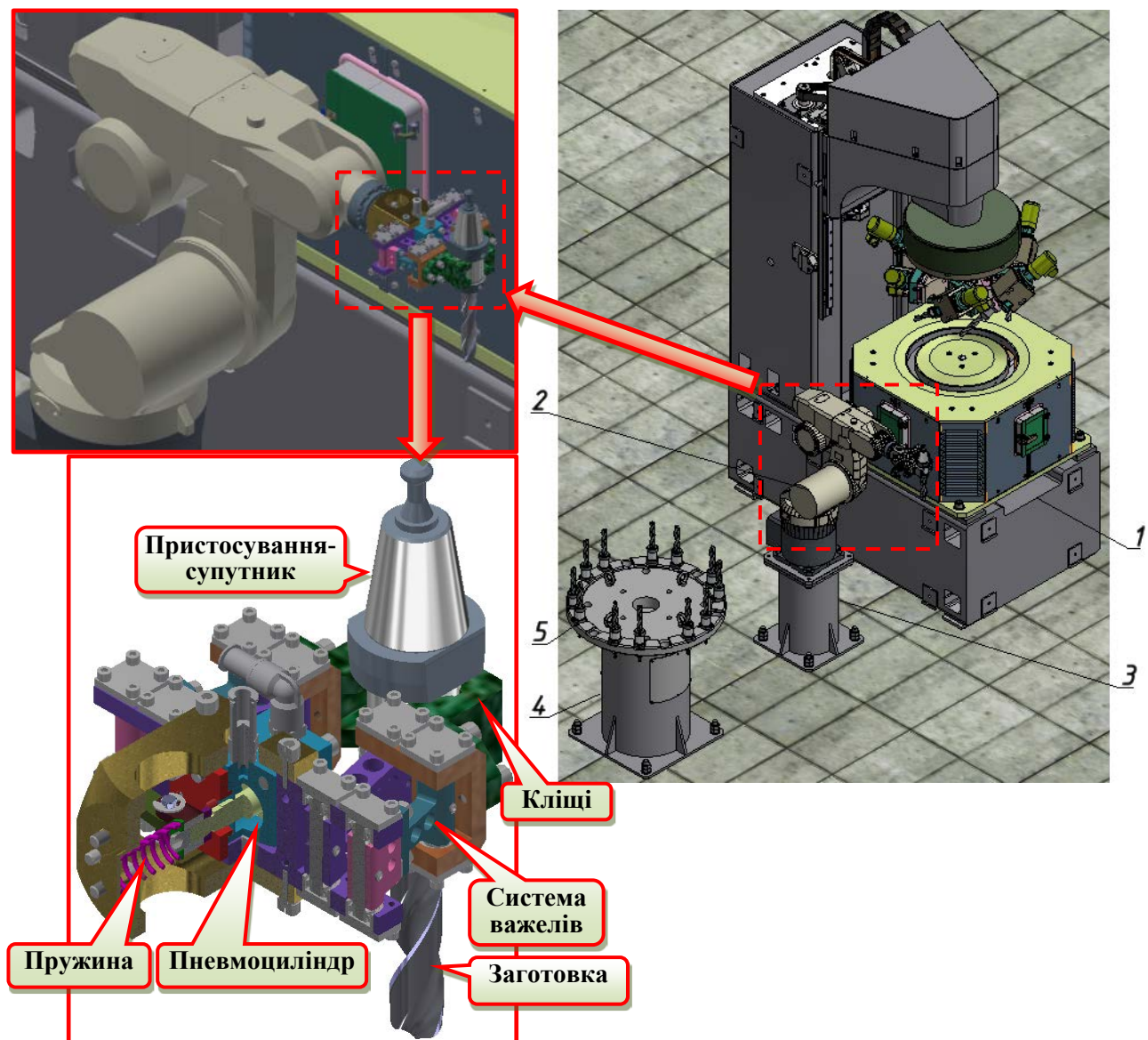


Рис. 12.1. Загальний вигляд РТК для МАО кінцевого і осевого інструменту:
1 - шестишпиндельний роторний верстат; 2 - універсальний легкий шестивісний промисловий робот моделі KR5-SIXX-R650 компанії KUKA Roboter GmbH (Німеччина) з ангулярною системою координат; 3 – колона; 4 - поворотний стіл індексації; 5 – змінний лоток на 18 місць з пристосуваннями-супутниками

Промисловий робот 2 послідовно витягує з шпинделя кожної робочої головки верстата 2 оброблені деталі з пристосуваннями-супутниками, встановлює в гніздо лотка 5, витягує з гнізда пристосування-супутник з заготовкою і встановлює в затискне електромеханічне пристосування робочої головки.

Розрахунок сили затиску проводимо для найбільш несприятливого положення захватного пристрою (рис. 12.2), при якому найбільша вірогідність зміщення або вивільнення об'єкта маніпулювання з затискних елементів захватного пристрою.

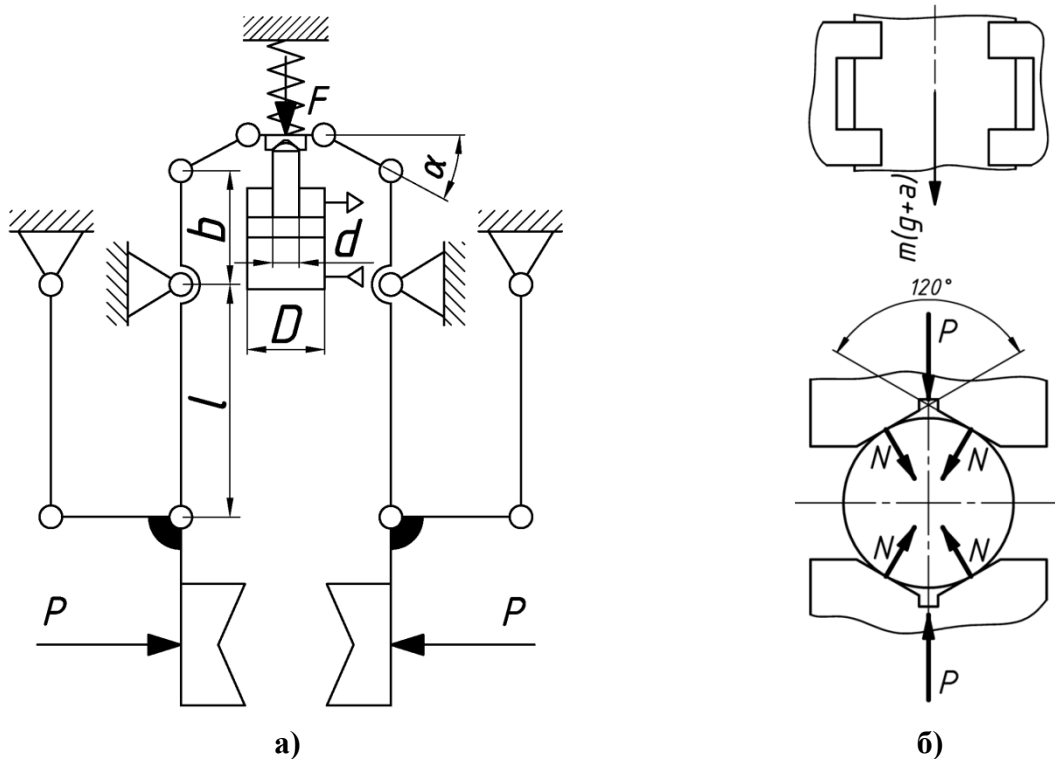


Рис. 12.2. Розрахункова схема для визначення сили затиску: а)

Маса оправки супутника $m_c = 0,68$ кг, максимальна маса оброблюваного інструменту $m_i = 1$ кг, максимальна розрахункова маса:

$$m = m_c + m_i = 1,68 \text{ кг.}$$

За принципом Д'Аламбера, з умови рівноваги визначаємо необхідну силу затиску при максимально можливому прискоренні захватного пристрою та для найбільш несприятливого положення захватного пристрою, коли сила тяжіння та сила інерції, що діють на об'єкт, направлені в один бік.

Умова рівноваги:

$$m(g + a) = 4F_{\text{тр}} = 4Nf = \frac{4Pf}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{2Pf}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

звідси мінімально необхідна сила затиску:

$$P = \frac{m(g + a) \sin \frac{\alpha}{2}}{2f},$$

де $\alpha = 120^\circ$ – кут призми; $m = 1,68$ кг – маса об'єкта; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; $a = 20$ м/с² – максимальне прискорення захватного пристрою; $f = 0,15 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя:

$$P = \frac{1,68(9,81 + 20) \sin \frac{120^\circ}{2}}{2 \cdot 0,15} = 145 \text{ Н.}$$

Визначаємо необхідне зусилля приводу. Приймаємо діапазон зміни кута $\alpha = 5^\circ \dots 35^\circ$; $b = \frac{1}{2}l$; орієнтовний механічний ККД $\eta = 0,95$.

З умови статичної рівноваги:

$$F = \frac{2Pl \tan \alpha}{b\eta} k_3,$$

де $k_3 = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу.

Приймаємо при затисненому об'єкті орієнтовний кут $\alpha = 6^\circ$, тоді при $b = \frac{1}{2}l$ необхідна сила:

$$F = \frac{4P \tan \alpha}{\eta} k_3 = \frac{4 \cdot 145 \cdot \tan 6^\circ}{0,95} \cdot 1,3 = 83,4 \text{ Н.}$$

Враховуючи те, що механізм затиску є пневмо-механічним (затискання виконується пружиною, а розтискання – пневмоциліндром), то цю силу приймаємо за силу пружини при попередній деформації F_1 . Сила, яку повинен забезпечити пневмоциліндр в кінці робочого ходу є сила пружини при робочій деформації F_2 . Її можна визначити в процесі проектування пружини стиснення.

Таким чином сила пружини при попередній деформації $F_1 = 83$ Н. З аналізу руху захватного пристрою встановлено, що для затиску пристосування-супутника хід повинен становити $H = 13$ мм.

12.1.1. Вкладка "Модель"

Для запуску генератора дискового кулачка на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Пружина" вибираємо команду  "Сжатия". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентов пружины сжатия" (рис. 12.3) з активною вкладкою "Модель".

Першою групою параметрів є група "Размещение". В ній вимагається завдати два параметри: "Ось" та "Начальная плоскость". В якості параметра "Ось" можна вибрати будь-яку циліндричну поверхню або робочу вісь, яка співвісна осі пружини. В якості параметра "Начальная плоскость" можна вибрати будь-який компонент – площину, плоску грань або поверхню, по якому буде базуватись торець пружини. За необхідності базовий торець пружини можна змістити за допомогою ручки-маніпулятора ("Изменить расстояние установки") під час моделювання, або ж редагуванням конструктивного зв'язку "Заподлицо" у браузері збірки.

Далі у цій групі іде два зв'язаних параметри. Перший із них – "Установочная длина" – довжина моделі пружини, яка буде генеруватись після натиснення кнопки "ОК". Довжину моделі можна вибрати із списку, в якому відображається тип навантаження, при якій потрібно згенерувати модель пружини: "Мин. нагрузка", "Рабочая нагрузка", "Макс. нагрузка"⁶⁵, "Прочие". При виборі певного типу навантаження навпроти нижнього вікна введення з'являється відповідна назва. Наприклад, для параметра "Мин. нагрузка" повідомлення має вигляд "Длина при минимальной нагрузке". При цьому у вікні можна ввести потрібне значення (другий зв'язаний параметр), яке буде прийняте як вхідний параметр при розрахунку пружини і як довжина з якою буде генеруватись модель. І тільки при виборі параметра "Прочие" введена довжина буде використовуватись тільки для генерації моделі. Співвідношення значень перших трьох типів навантажень та їх відповідність ГОСТ 13765 – 86 дивіться позначення на діаграмах навантажень пружин на рис. Н.1 (Додаток Н).

⁶⁵ Ці назви та позначення навантажень не відповідають прийнятим у ГОСТ 13765 – 86 "Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров". Дивіться у Додатку Н.

Третім параметром у групі "Установочная длина" є напрямок навивки пружини "Направление навивки", доступний завжди. Параметр "Диаметр проволоки" доступний тільки при виконанні перевірного розрахунку, що вибирається на вкладці "Расчет" (див. наступний розділ).

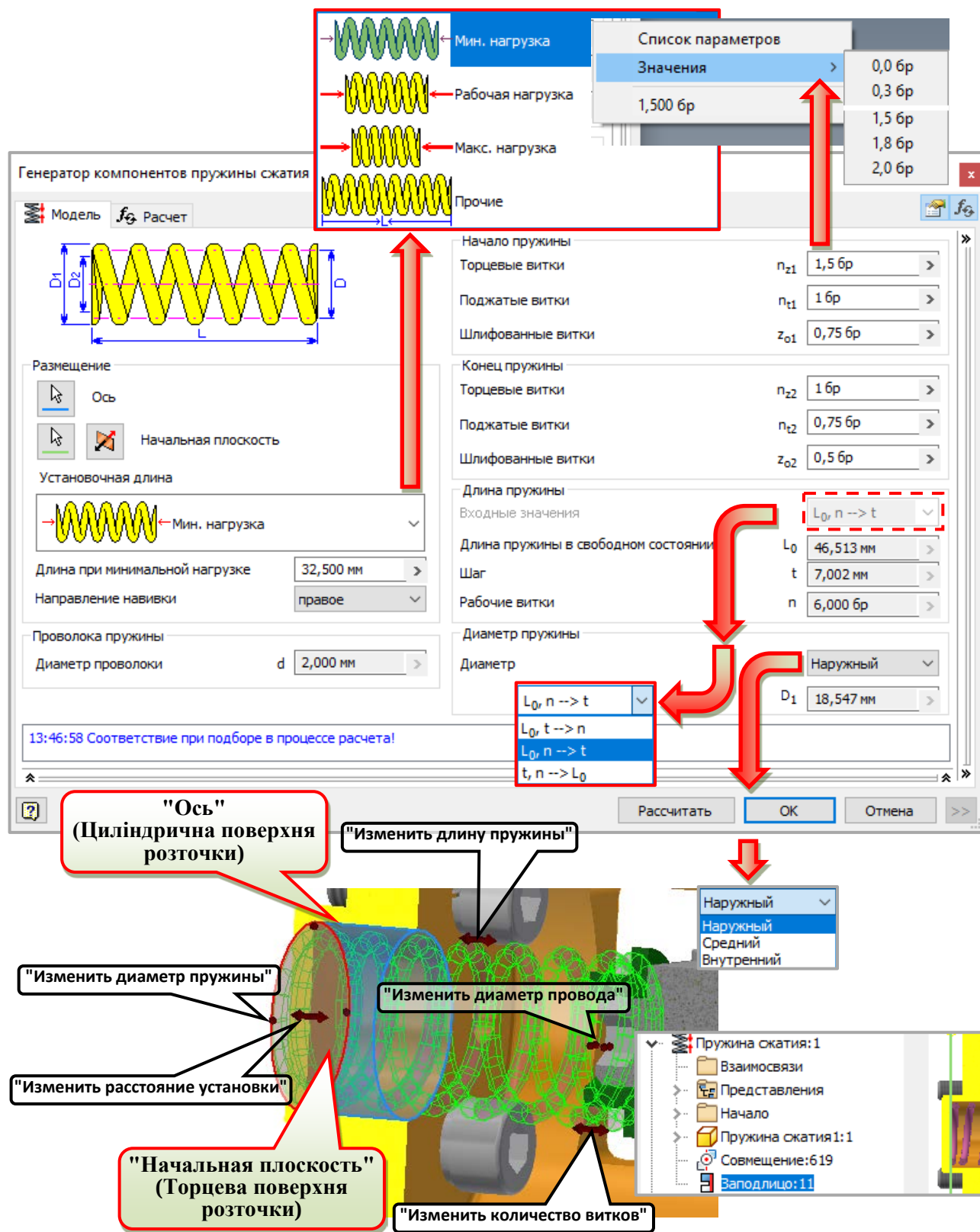


Рис. 12.3. Діалогове вікно "Генератор компонентов пружины сжатия", вкладка "Модель"

У групах "Начало пружины" та "Конец пружины" задаються параметри форми кінців пружини. Параметри "Торцевые витки"⁶⁶ n_{z1} (n_{z2}), "Поджатые витки" n_{t1} (n_{t2}) та "Шлифованные витки" z_{o1} (z_{o2}) в кожній із груп задають кількість осаджених, стиснутих та шліфованих витків. Зокрема, рекомендується кількість осаджених витків приймати $n_{z1} = 1.5 \div 2.0$, що відображено у списку вікна цього параметру.

Далі ідуть дві групи параметрів "Длина пружины" та "Диаметр пружины". Значення параметрів зрозумілі без додаткових пояснень. Слід тільки зауважити, що значення параметрів групи доступні, якщо на вкладці "Расчет" у списку "Расчет прочности пружины" вибрано перевірочний розрахунок або розрахунок робочих сил (див. наступний розділ). В залежності від значення параметру "Входные значения" один із параметрів, що знаходяться нижче, буде недоступним.

У списку "Диаметр" із трьох значень "Наружный", "Средний" та "Внутренний" можна вибрати діаметр, за яким будуть вибиратись діаметральні розміри пружини при її розрахунку. Відповідно навпроти віконечка введення з'явиться відповідний напис D_1 , D або D_2 та можна буде ввести значення. Зазвичай вибирається конструктивний розмір, який задає розміри простору, куди потрібно вписати пружину. Для кліщів робота, в даному випадку, це є діаметр розточки в корпусі. І для підбору діаметру пружини потрібно вибрати значення "Наружный".

Після введення необхідних даних переходимо на вкладку "Расчет".

12.1.2. Вкладка "Расчет"

Першими параметрами вкладки "Расчет" у групі "Расчет прочности пружины" (рис. 12.4) є:

⁶⁶ "Торцевые витки" відповідають осадженим виткам (див. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. / Под ред. П.Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.: Машиностроение, Кн. 2 -1988. - 560 с., Кн.2-1989. - 544 с.). Вони використовуються для того, щоб під навантаженням шліфовані торці не занадто деформувались.

- "Проектирование пружин сжатия" - проектування розмірів пружини для заданого навантаження.

- "Проверочный расчет пружины" - розраховуються складальні розміри і перевіряється міцність пружини для заданих значень навантаження і розмірів пружини.

- "Расчет рабочих сил" - розрахунок сил, викликаних пружиною заданих розмірів.

Далі у групі "Параметры расчета" задаються вхідні параметри розрахунку:

- "Тип проекта" – цей параметр доступний, тільки якщо вибрати "Проектирование пружин сжатия" в списку групи "Расчет прочности пружины". Із списку можна вибрати такі значення:

- " $F, \text{сборочные размеры} \Rightarrow d, L_0, n, D$ " – відповідний діаметр дроту, кількість витків і діаметр пружини будуть спроектовані відповідно до заданих навантажень F_1, F_8 і складальних розмірів L_1, L_8, H пружини стиснення.

- " $F, D \Rightarrow d, L_0, n, \text{сборочные размеры}$ " – відповідний діаметр дроту, кількість витків, довжина та складальні розміри L_1, L_8, H пружини будуть спроектовані відповідно до введенного навантаження F_1, F_8 і діаметру пружини.

- " $F_8, D, \text{сборочные размеры} \Rightarrow d, L_0, n, F_1$ " – відповідний діаметр дроту, кількість витків, довжина пружини і необхідна сила F_1 в попередньо завантаженому стані будуть спроектовані у відповідності до введених значень робочої сили F_8 , діаметру та складальних розмірів L_1, L_8, H пружини.

Далі іде список "Метод коррекции кривизны напряжения"⁶⁷. Для спіральних пружин напруження, що діють на витки пружини при заданому навантаженні, розраховується для простого кручення. Напруження зсуву мають максимальне значення по колу перерізу витка:

⁶⁷ Під цим виразом потрібно розуміти метод корекції напружень через кривизну витка пружини.

$$\tau = \frac{8PD}{\pi d^3},$$

де P – осьова сила, що діє на пружину; D – середній діаметр пружини (рис. Н.1, додаток Н); d – діаметр дроту пружини.

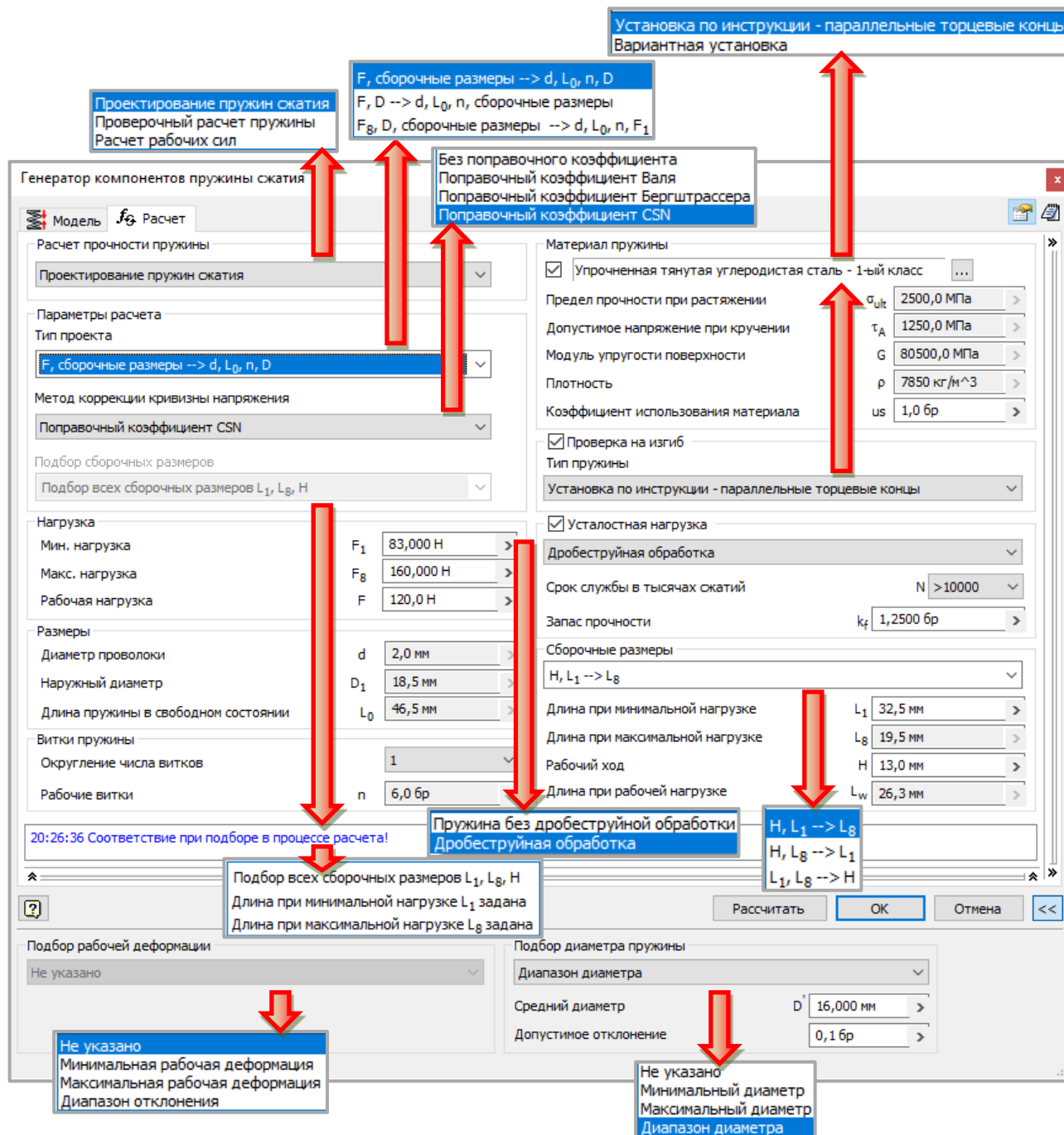


Рис. 12.4. Діалогове вікно "Генератор компонентів пружини сжатия", вкладка "Расчет"

Більш точні розрахунки методами теорії пружності показують, що вплив кривизни витків нерідко має велике значення і найбільші напруження мають місце на внутрішній стороні витків і дорівнюють:

$$\tau_{max} = K \frac{8PD}{\pi d^3},$$

де K – поправковий коефіцієнт, що в загальному випадку враховує кривизну витків (індекс C), форму поперечного перерізу дроту та кут підйому витка.

Внутрішні волокна пружини сприймають більш високі напруження в зв'язку з тим, що їх довжина менша зовнішніх волокон, тому при крученні витка деформації зсуву внутрішніх волокон більші ніж деформації зовнішніх, причому ця різниця збільшується зі зменшенням індексу $C = D/d$. Тобто коефіцієнт K є функцією від індексу пружини C .

Оскільки, зазвичай, використовується кілька різних коефіцієнтів, потрібно вибрати у списку поправковий коефіцієнт, який відповідає локальним вимогам щодо застосування або рекомендованим стандартам. Наприклад при розрахунку міцності пружини, яка працює при статичному навантаженні, найкращий результат досягається при використанні поправкового коефіцієнта Генера (Göhner).

У списку "Метод коррекции кривизны напряжения" доступні такі значення:

– "Без поправочного коэффициента" – метод використовується, коли навантаження близьке до статичного.

– "Поправочный коэффициент Валя" – поправковий коефіцієнт Валя (Wahl), що визначається за формулою:

$$K_W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1 + \frac{5.46}{4C} + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{C^2} + \frac{1}{C^3} + \frac{1}{C^4} + \dots \right).$$

Ця формула застосовується у методиці розрахунку спіральних пружин за ГОСТ 13765 – 86.

– "Поправочный коэффициент Бергштрассера" – поправковий коефіцієнт Бергштрассера (Bergstrasser), що визначається за формулою:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}.$$

Ця формула застосовується, наприклад, у методиці розрахунку пружини стиснення, приведений в [15].

– "Поправочный коэффициент CSN" – поправковий коефіцієнт, що застосовується у методиці розрахунку спіральних пружин за чеським стандартом "ČSN 02 6004 (026004) N Spirálové pružiny. Základní pojmy a výpočet (Спіральні пружини. Термінологія і розрахунок)". Визначається за формулою:

$$K = \frac{C + 0.2}{C - 1}.$$

Результати розрахунку коефіцієнта за формулами Бергштрассера та Валя зазвичай відрізняються менш ніж на 1%.

Останнім параметром у групі "Расчеты" є "Подбор сборочных размеров". У однойменному списку при виборі значення " $F, D \Rightarrow d, L_0, n$, сборочные размеры" у списку "Тип проекта" доступні такі значення:

- "Подбор всех сборочных размеров L_1, L_8, H " – відповідний діаметр дроту, число витків, довжина у вільному стані L_0 , складальні розміри L_1, L_8, H пружини спроектовані відповідно до зазначеної навантаженням F_1, F_8 і діаметром пружини стиснення.

- "Длина при минимальной нагрузке L_1 задана" – вказана довжина L_1 попередньо навантаженої пружини. Діаметр дроту, число витків, довжина у вільному стані L_0 , складальні розміри L_8, H пружини проектується відповідно до зазначеного навантаження F_1, F_8 і діаметру пружини стиснення.

- "Длина при нагрузке L_8 задана" - розраховуються діаметр дроту, робочий хід H і довжина L_1 попередньо навантаженої пружини, що відповідають зазначеним значенням навантаження, діаметру і довжині повністю навантаженої пружини L_8 .

Далі розташовані три групи параметрів: "Нагрузка", "Размеры" та "Витки пружины". Останні дві групи пояснень не потребують. А параметри групи "Нагрузка" потребують пояснення в першу чергу через різницю в позначеннях характерних сил та деформацій, прийнятих в майстрії проектування та у ГОСТ 13765 – 86 (рис. Н.1 Додатку Н та табл. 13.1).

Таблиця 12.1

Відповідність позначень параметрів пружин стиснення у генераторі і у
ГОСТ 13765 – 86

Параметр в генераторі		Параметр в ГОСТ 13765 – 86	
Назва	Позначення	Назва	Позначення
Довжина пружини у вільному стані	L_0	Довжина пружини у вільному стані	l_0
Довжина пружини при мінімальному навантаженні (Максимальна довжина пружини під час виконання операції) *)	L_1	Довжина пружини при попередній деформації	l_1
Довжина при максимальному навантаженні (Мінімальна довжина пружини під час виконання операції) *)	L_8	Довжина пружини при робочій деформації	l_2
Теоретична гранична довжина пружини	L_9	Довжина пружини при максимальній деформації	l_3
Довжина пружини при робочому навантаженні (Довжина робочої пружини під час виконання операції) *)	L_W	-	-
Робочий хід	H	Робочий хід	h
Мінімальне навантаження (Мінімальна сила при монтажі пружини) *)	F_1	Сила пружини при попередній деформації	F_1
Максимальне навантаження (Максимальна сила в стисненому стані пружини) *)	F_8	Сила пружини при робочій деформації (Відповідає найбільшому примусовому переміщенню рухомої ланки в механізмі) **)	F_2
Граничне зусилля	F_9	Сила пружини при максимальній деформації	F_3
Робоче навантаження (Максимальна сила, з якою діє пружина при виконанні операції) *)	F	-	-

*) З підказки у діалоговому вікні генератора.

**) З таблиці 1 у ГОСТ 13765 – 86.

Далі праворуч зверху на вкладці "Расчет" діалогового вікна генератора розташована група параметрів "Материал пружины" (рис. 12.4). При натисненні кнопки  праворуч від першого вікна введення з'являється діалогове вікно бази даних для трьох стандартів ISO, DIN та ГОСТ (рис. 12.5). Порядок роботи з ним такий же, як і в інших генераторів. Єдина відмінність полягає в тому, що при подвійному клацання в стовпчику "ДП" з'являється список з таблицею, в

якій введена залежність границі міцності при розтягуванні σ_{ult} від діаметру дроту. Що стосується змісту, то крім сталевого дроту там є дані тільки стандартів DIN та ISO. Тому для поповнення бази даних по матеріалів потрібно звернутись до довідкової літератури (див. також Додаток Н).

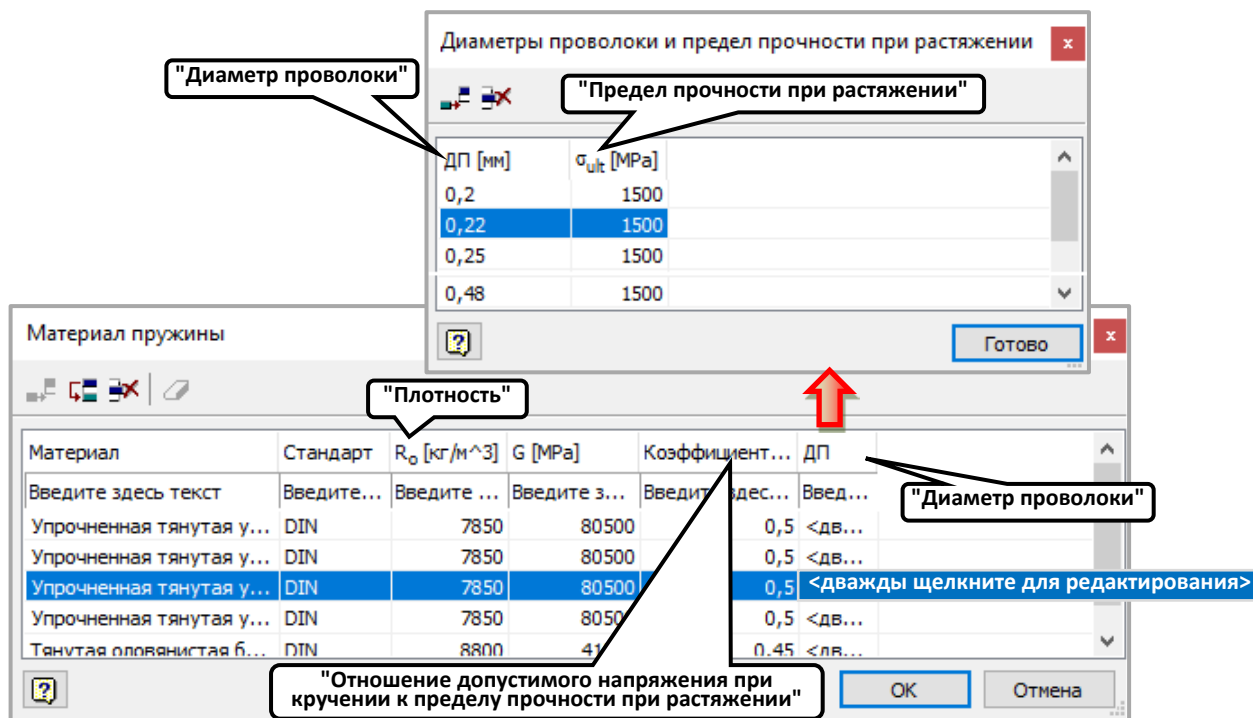


Рис. 12.5. Діалогове вікно вибору матеріалу пружини

Останнім параметром у цій групі є "Коэффициент использования материала u_s ". Цей коефіцієнт дає співвідношення між напруженням при крученні повністю навантаженої пружини і допустимим напруженням при крученні (наприклад, $u_s \sim \tau_8 / \tau_A$, де τ_8 – дотичне напруження при максимальному навантаженні F_8 ; τ_A – допустиме напруження при крученні). Чим більша величина коефіцієнта, тим менше матеріалу йде на її виготовлення і тим меншими виходять її розміри і необхідне посадочне місце. Але при цьому стає гірша експлуатаційна стабільність пружини. Тому даний коефіцієнт є по суті зворотною величиною по відношенню до коефіцієнта запасу міцності k_f . При звичайних умовах експлуатації рекомендується значення коефіцієнта використання матеріалу в діапазоні $u_s = 0,75 \dots 0,95$. Якщо ж пружина працює в агресивному середовищі, при підвищеній температурі або при високих навантаженнях, коефіцієнт слід знижувати.

Значення коефіцієнта використання матеріалу вибирається в діалоговому вікні з повзунком (рис. 12.6), в якому рекомендовані значення виділені на шкалі темним кольором.

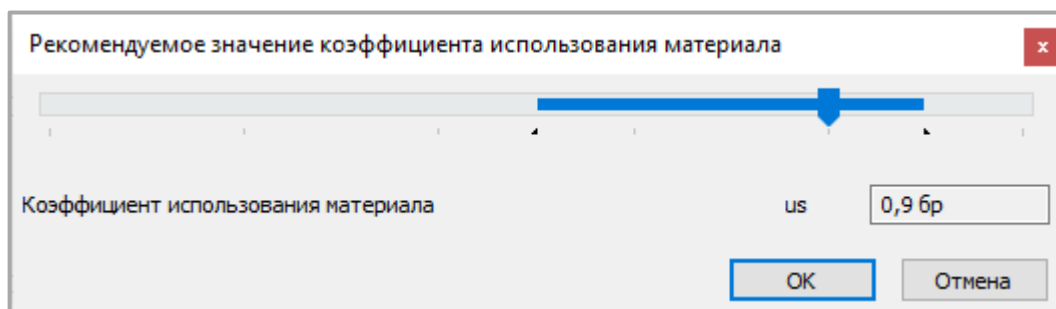


Рис. 12.6. Діалогове вікно вибору значення коефіцієнта використання матеріалу u_s

Для виконання перевірки на згин потрібно активувати прапорець "Проверка на изгиб" (рис. 12.4). Після цього стає доступним список "Тип пружины", в якому є два параметри:

- "Установка по инструкции – параллельные торцевые концы" – вибір цього значення передбачає, що витримані вимоги щодо виготовлення кінців пружини (площинність поверхні контакту пружини з опорами і перпендикулярність її осі пружини, тощо) та її монтажу (дивіться, наприклад, [15], стор. 492-499).

- "Вариантная установка" – інші варіанти конструкції пружини та її монтажу, що призводять до появи бокових сил.

Для виконання додаткового розрахунку на втомну міцність потрібно активувати прапорець "Усталостная нагрузка". Після активації доступними стають три параметри:

- список з двома значеннями "Дробеструйная обработка" та "Пружина без дробеструйной обработки". Дробеструменева обробка сприяє підвищенню втомної міцності.

- "Запас прочности" – коефіцієнт використовується при розрахунку динамічно навантажених пружин, тобто, коли має місце циклічне втомне навантаження протягом терміну служби $N > 10^5$ робочих ходів. Коефіцієнт дорівнює відношенню межі витривалості пружини до напруження при крученні матеріалу повністю навантаженої пружини, тобто, $k_f = \tau_e / \tau_8$, де τ_8 – дотичне

напруження при максимальному навантаженні F_8 ; τ_e – межа витривалості при зсуві пружини з втомним навантаженням). За стандартних робочих умов значення коефіцієнту запасу рекомендується в межах $k_f = 1.1 \div 1.5$. Але для пружин, які працюють в агресивному середовищі рекомендується застосовувати більші значення. Значення коефіцієнта використання матеріалу вибирається в діалоговому вікні з повзунком, в якому рекомендовані значення виділені на шкалі темним кольором.

- "Срок служби в тисячах сжатий" – із випадного списку можна вибрати значення N від 100 до 10000 або >10000 .

Далі іде група "Сборочные размеры", яка доступна при двох типах розрахунку міцності пружин (вибираються із першого списку групи "Расчет прочности пружин"): при проектувальному розрахунку ("Проектирование пружин сжатия") та при розрахунку сил за відомими геометричними розмірами пружини ("Расчет рабочих сил").

У першому списку групи які два з трьох параметрів пружини L_1, L_8, H будуть незалежними (задаватись конструктором), а інший буде визначатись в результаті розрахунку.

В додаткових параметрах в групі "Подбор диаметра пружины" із списку можна вибрати одне із чотирьох значень (рис. 12.4):

- "Не указано" - розраховується мінімально можливе значення діаметра пружини, що підходить для заданих значень навантаження і складальних розмірів пружини;

- "Минимальный диаметр" - розраховується мінімально можливе значення внутрішнього діаметра пружини, що перевищує мінімально допустиме значення $D2_{min}$ відповідне для заданих значень навантаження і складальних розмірів пружини;

- "Максимальный диаметр" - підбір відповідного зовнішнього діаметра пружини, що не перевищує максимальну допустиме значення $D1_{max}$ для заданих навантаження і складальних розмірів пружини;

- "Диапазон диаметра" - підбір відповідного середнього діаметру пружини D , найближчого до шуканого діаметру D' (з заданою похибкою в долях), для заданих навантаження і складальних розмірів пружини.

Ця група доступна, якщо в групі "Расчет прочности пружин" вибрати "Проектирование пружин сжатия", а зі списку "Тип проекта" вибрати " F , сборочные размеры $\Rightarrow d, L_0, n, D$ ".

Якщо ж вибрати $F, D \Rightarrow d, L_0, n$, сборочные размеры, то доступною тут стане група "Подбор рабочей деформации", і із списку можна вибрати одне із чотирьох значень:

- "Не указано" - розраховується робочий хід пружини, відповідний указаним значенням навантаження і діаметру пружини;

- "Минимальная рабочая деформация" - розраховується робочий хід пружини, що перевищує мінімально допустиме значення H_{min} відповідне заданим значенням навантаження і діаметра пружини;

- "Максимальная рабочая деформация" - розраховується робочий хід пружини, менший максимально допустимого значення H_{max} відповідний указаним значенням навантаження і діаметра пружини;

- "Диапазон отклонения" - розраховується робочий хід пружини, максимально наближений до заданого H' (із заданою похибкою в долях) і відповідний заданим значенням навантаження і діаметра пружини.

12.1.3. Методика проектування пружини приводу кліщів робота РТК

Методику проектування пружини можна представити у такій послідовності:

1. З умов роботи механізму затискування кліщів робота визначається сила пружини при мінімальній деформації F_1 (при робочій деформації згідно ГОСТ) та робочий хід пружини H (див. розділ 12.1).

2. За конструкцією кліщів робота визначаються розміри робочого простору, в який потрібно вписати пружину. Визначаються деталі, в плоскі поверхні яких будуть вpirатись торці пружини, та поверхні деталей, які будуть слугувати для центрування пружини (див. [2], стор. 495-499). Зокрема

визначається довжина пружини в стані робочої деформації l_1 (пристосування-супутник розтиснуті) як відстань між зазначеними плоскими поверхнями.

3. Запускається генератор пружин стиснення. У вкладці "Модель" за допомогою кнопок "Ось" та "Начальная плоскость" вибираємо циліндричну поверхню розточки корпусу кліщів та торцеву поверхню його розточки (рис. 12.1 та рис. 12.3).

4. Із списку "Установочная длина" вибираємо параметр "Мин. нагрузка" для генерації моделі пружини в стані попередньої деформації (пристосування-супутник затиснене) (див. розділ 12.1.1).

5. У вікні "Длина при минимальной нагрузке" задаємо величину, що відповідає довжині пружини в стані робочої деформації l_1 (пристосування-супутник розтиснуті).

6. Задаємо параметри початкових та кінцевих витків пружини у групах "Начало пружины" та "Конец пружины".

7. Переходимо на вкладку "Расчет". Вибираємо значення "Проектирование пружин сжатия" в списку групи "Расчет прочности пружины", у списку "Тип проекта" вибираємо " F , сборочные размеры $\Rightarrow d, L_0, n, D$ ".

8. У групі "Нагрузки" задаємо значення F_1 , F_8 та F (значення F є попереднім, а значення F_1 та F_8 разом з робочим ходом задають жорсткість пружини).

9. Вибираємо із списку групи "Метод коррекции кривизны напряжения" параметр потрібний метод розрахунку поправкового коефіцієнта кривизни K .

10. У групі "Материал пружины" вибираємо матеріал пружини або ж задаємо його характеристики і задаємо коефіцієнт використання матеріалу u_s .

11. За необхідності можна активувати перевірку на згин та на втомну міцність.

12. Із списку "Сборочные размеры" вибрати значення " $H, L_1 \Rightarrow L_8$ " і задати вказані величини внизу під списком.

13. У списку групи "Подбор диаметра пружины" вибрати "Максимальный диаметр" і у віконечку $D1_{max}$ ввести потрібне значення.

14. Натиснути кнопку "Рассчитать", після розрахунку переглянути результати. За необхідності відкоригувати деякі вхідні дані і повторно виконати розрахунок. Після отримання задовільного результату записати на диск звіт і натиснути кнопку "ОК".

Після отримання звіту необхідний діаметр поршня пневматичного циліндру визначається за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4F_8}{\pi p \eta_{\pi}}}.$$

де в якості з урахуванням можливих втрат приймаємо $p = 0,4 \text{ МПа} = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ – тиск повітря в централізованій пневматичній системі заводу (номінальний тиск складає 0,5...0,6 МПа); $\eta_{\pi} = 0,9$ – орієнтовне значення ККД пневмомеханічного приводу; $F_8 = 160 \text{ Н}$ (див. розділ Н.2 Додатку Н).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9}} = 23,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 23,8 \text{ мм};$$

Приймаємо діаметр поршня циліндра $D = 25 \text{ мм}$.

12.2. Генератор пружин розтягування

Проектування пружини розтягування за допомогою генератора пружин розтягування розглянемо на прикладі пружини механізму натягу пасу зубчасто-пасової передачі механізму подачі прутка (труби) у верстаті для магнітно-абразивного полірування (рис. 12.7).

Натяг пасу забезпечується поворотом плити, яка повертається навколо осі ведучого шківів і фіксується двома гвинтами. Пружина розтягнення через поворотний важіль і натяжний ролик компенсує ослаблення пасу при переміщенні плити з роликом подачі під час розтискування прутка.

З розрахунку зубчасто-пасової передачі встановлено, що зусилля натягу пасу повинне становити $F = 33 \text{ Н}$. Плечі важеля відносяться як 1:1. З півторакратним запасом зусилля попереднього розтягнення приймем $F_1 = 50 \text{ Н}$.



Рис. 12.7. Механізм натягу пасу зубчасто-пасової передачі механізму подачі прутка

Робочий хід пружини повинен становити не менше $h = 3$ мм. Відстань між зачепами для пружини становить 40 мм.

В даній конструкції застосована пружина розтягування. Кінці пружин розтягування забезпечуються зачепами, за допомогою яких її з'єднують з деталями, які вона стягує. В даному випадку це важіль ролика та нерухома відносно плити стійка. На відміну від пружин стиснення, які потребують жорсткого напрямлення торців, пружини розтягування працюють у вільному стані, центруючись тільки точками опори. Кріплення зачепами по суті є шарнірним кріпленням, завдяки чому пружина може при розтягуванні змінювати просторове положення в значних межах. Це робить пружини розтягування особливо зручними для з'єднання деталей, кутове положення яких змінюється при роботі, наприклад для важелів (рис. 12.7).

Однак кріплення зачепами має недоліки. Габаритна довжина пружини розтягування за рахунок зачепів завжди більша, ніж пружин стиснення однакової жорсткості. Зачепами важко забезпечити центральне положення навантаження і пружина піддається додатковим згинаючим навантаженням, а в самих зачехах виникають високі напруження згину, які можуть привести з часом до появи залишкових деформацій. Внаслідок деформації зачепів і

ділянок переходу зачепів в спіраль пружина витягується і втрачає пружні характеристики. Пружини розтягування можуть працювати без втрати пружних властивостей тільки при знижених розрахункових напруженнях.

З цих причин пружини розтягування майже ніколи не застосовують у відповідальних силових механізмах (циклічної дії). Пружини стиску в цих умовах забезпечують і менші габарити, і більшу надійність роботи.

Однак в даній конструкції пружина працює тільки незначну частину циклу роботи подавального механізму, має невеликий робочий хід. І саме наявність зачепів робить використання цих пружин у даній конструкції доречною. Застосування пружин інших типів робить конструкцію пружинного блоку складнішою.

12.2.1. Вкладка "Модель"

Для запуску генератора пружини розтягування на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Пружина" вибираємо команду  "Растяжения". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентов пружины растяжения" (рис. 12.8) з активною вкладкою "Модель".

Першим елементом вкладки "Модель" є схема пружини даного типу з основними розмірами. При підведенні до неї вказівник миші отримує форму руки з вказівним пальцем. Якщо клацнути по рисунку з'явиться діалогове вікно з назвою генератора, у якому зображена більш докладна схема пружини з діаграмою навантаження. При цьому в залежності від значення параметра "Предварительное напряжение пружины" на вкладці "Расчет" (див. розділ 12.2.2) буде зображена пружина з попереднім напруженням (значення "С предварительным напряжением") або без нього (значення "Без предварительного напряжения").

Діалогове вікно "Модель" немає групи "Размещение". Тому після отримання моделі її потрібно базувати в механізмі в ручному режимі.

Першою групою параметрів є "Модель". Першим параметром групи є список "Установочная длина". Він та інші параметри лівої половини вкладки модель "Модель" аналогічні таким же параметрам у генераторі пружин

стиснення (розділ 12.1.1).

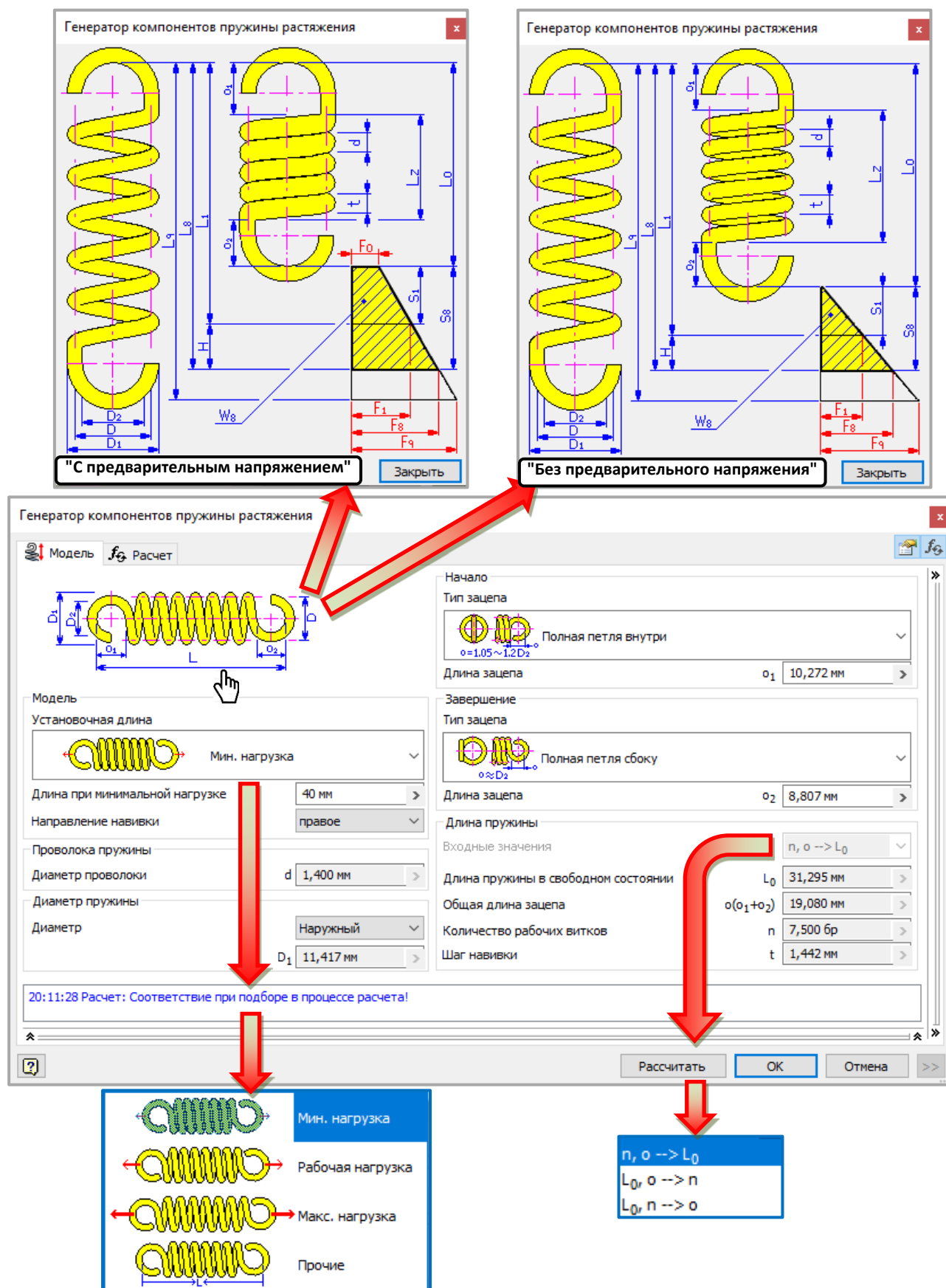


Рис. 12.8. Діалогове вікно "Генератор компонентів пружини растяжения", вкладка "Модель"

В другій половині вкладки у двох списках "Тип зацепа" груп параметрів "Начало" та "Завершение" присутні параметри, що завдають форму та розміри зачепів пружин розтягування (рис. 12.9). Звичайно, що у даних списках є далеко не всі можливі форми та розміри зачепів. У разі відсутності потрібного можна вибрати параметр "Неуказанный тип зацепа" (точніше повна відсутність зачепів) і змодельовати їх власноруч за допомогою команди  "Сдвиг", як це показано на рисунку.

Група параметрів "Длина пружины" аналогічна тій же групі в генераторі пружини стиснення. Відмінність полягає у списку параметрів "Входные значения" та додатковому параметрі – "Общая длина зацепа $o(o_1 + o_2)$ " (рис. 12.8). Значення параметрів групи "Входные значения" доступні, якщо на вкладці "Расчет" у списку "Расчет прочности пружины" вибрано перевірочний розрахунок або розрахунок робочих сил (див. наступний розділ). В залежності від значення параметру "Входные значения" один із параметрів, що знаходяться нижче, буде недоступним:

- $n, o \rightarrow L_0$ - обчислюється кількість витків пружини в вільному стані для заданих значень діаметра дроту, довжини ненавантаженої пружини і розміру і форми зачепа пружини;

- $L_0, o \rightarrow n$ - обчислюється кількість витків пружини для заданих значень діаметра дроту, довжини ненавантаженої пружини і розміру і форми зачепа пружини;

- $L_0, n \rightarrow o$ - обчислюється розмір зачепа пружини для заданих значень діаметра дроту, кількості витків і довжини ненавантаженої пружини.

12.2.2. Вкладка "Расчет"

В цілому порядок роботи з вкладкою "Расчет" генератора пружин розтягування такий же як і з генератором пружин стиснення (рис. 12.10).

Різниця полягає в кількості можливих значень параметра "Тип проекта", та у тому, що для пружини розтягування з'явився додатковий параметр "Предварительное напряжение пружины" і відсутні перевірочні розрахунки на згин та втомну міцність. Причина полягає в тому, що пружини розтягування

можуть працювати без втрати пружних властивостей тільки при знижених розрахункових напруженнях. А тому дані розрахунки виконувати не потрібно.

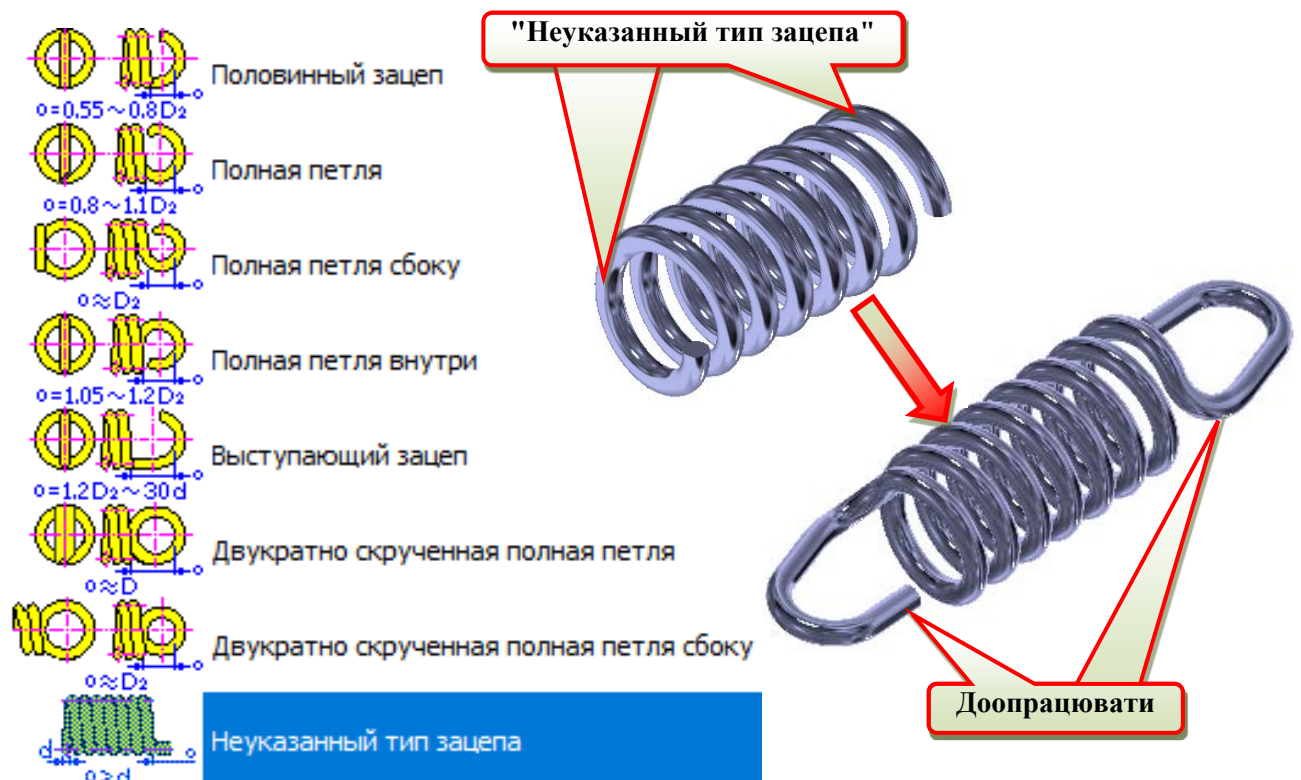


Рис. 12.9. Можливі форми та розміри зачепів пружин розтягування

Пружини розтягування, відформовані в холодному стані, виготовляються з попередньо напруженими закрученими робочими витками. Попередній натяг пружини має значний вплив на збільшення несучої здатності пружини. Для деформації пружини до необхідної довжини використовується більше навантаження, ніж для пружин без попереднього натягу. Попередній натяг діє на витки пружини в процесі навивки дроту пружини, а її розмір залежить від використовуваного матеріалу, індексу пружини і способу навивки. Попередній натяг набагато менший у пружин, навивка яких виконана за допомогою машин для автоматичної навивки пружин.

Величину "Напряжение в свободном состоянии τ_0 " можна ввести тільки якщо у списку "Расчет прочности пружины" вибрано перевірочний розрахунок або розрахунок робочих сил, а у списку групи "Предварительное напряжение пружины" вибрано значення "С предварительным напряжением".

Генератор компонентов пружины растяжения

Модель **Расчет**

Тип расчета прочности
 Проектирование пружины растяжения

Параметры расчета
 Тип проекта
 F, сборочные размеры, зацеп --> d, L₀, n, D

Метод коррекции кривизны напряжения
 Поправочный коэффициент Бергштрассера

Подбор сборочных размеров
 Подбор всех сборочных размеров L₁, L_g, H

Нагрузки
 Мин. нагрузка F₁ 50,000 Н
 Макс. нагрузка F₈ 60,000 Н
 Рабочая нагрузка F 55,000 Н

Размеры
 Диаметр проволоки d 1,400 мм
 Наружный диаметр D₁ 11,493 мм
 Длина пружины в свободном состоянии L₀ 26,922 мм

Предварительное напряжение пружины
 С предварительным напряжением
 Напряжение в свободном состоянии τ₀ 71,614 МПа

Материал пружины
☒ Проволока стальная, класс 3
 Допустимое напряжение при кручении τ_A 857,500 МПа
 Модуль упругости поверхности G 78500,000 МПа
 Плотность ρ 7860 кг/м³
 Коэффициент использования материала us 0,950 бр

Сборочные размеры
 H, L₁ --> L_g
 Длина при минимальной нагрузке L₁ 40 мм
 Длина при максимальной нагрузке L_g 43,000 мм
 Рабочий ход H 3 мм
 Длина при рабочей нагрузке L_w 41,500 мм

Витки пружины
 Округление числа витков 1/4
 Количество рабочих витков n 11,000 бр

21:51:37 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Подбор рабочей деформации
 Диапазон отклонения

Подбор диаметра пружины
 Диапазон диаметра
 Средний диаметр D' 10,000 мм
 Допустимое отклонение 0,050 бр

Расчитать OK Отмена

Рис. 12.10. Діалогове вікно "Генератор компонентів пружини сжатия", вкладка "Расчет"

12.2.3. Методика проектування пружин розтягування

Методику проектування пружини можна представити у такій послідовності:

1. З умов роботи механізму визначається сила пружини при мінімальній деформації F_1 (при робочій деформації згідно ГОСТ) та робочий хід пружини H (див. розділ 12.2.1).

2. За конструкцією механізму визначаються розміри робочого простору, в який потрібно вписати пружину. Визначаються деталі і елементи на них, за які будуть зачіплюватись зачепи пружини. Зокрема визначається довжина пружини в стані робочої деформації l_1 як найкоротша відстань між поверхнями зазначених елементів по осі пружини (рис. 12.7).

3. Запускається генератор пружин розтягування. Із списку "Установочная длина" (рис. 12.8) вибираємо параметр "Мин. нагрузка" для генерації моделі пружини в стані попередньої деформації (плита ролика подачі у крайньому лівому положенні – пруток затиснений).

5. У вікні "Длина при минимальной нагрузке" задаємо величину, що відповідає довжині пружини в стані робочої деформації l_1 .

6. У списках "Тип зацепа" груп "Начало" та "Завершение" вибираємо типи зачепів (рис. 12.9).

7. Переходимо на вкладку "Расчет" (рис. 12.10). Вибираємо значення "Проектирование пружин сжатия" в списку групи "Расчет прочности пружины", у списку "Тип проекта" вибираємо " F , сборочные размеры, зацеп $\Rightarrow d, L_0, n, D$ ".

8. У групі "Нагрузки" задаємо значення F_1 , F_8 та F (значення F є попереднім, а значення F_1 та F_8 разом з робочим ходом задають жорсткість пружини).

9. Вибираємо із списку групи "Метод коррекции кривизны напряжения" параметр потрібний метод розрахунку поправкового коефіцієнта кривизни K .

10. У групі "Материал пружины" вибираємо матеріал пружини або ж задаємо його характеристики і задаємо коефіцієнт використання матеріалу u_s .

11. Із списку "Сборочные размеры" вибрати значення " $H, L_1 \Rightarrow L_8$ " і задати вказані величини внизу під списком.

12. У списку групи "Подбор диаметра пружины" вибрати "Максимальный диаметр" і у віконечку $D1_{max}$ ввести потрібне значення (або інший із чотирьох параметрів).

13. Натиснути кнопку "Рассчитать", після розрахунку переглянути результати. За необхідності відкоригувати деякі вхідні дані і повторно виконати розрахунок. Після отримання задовільного результату записати на диск звіт і натиснути кнопку "ОК".

12.3. Генератор пружин кручення

Пружини кручення виготовляють з дроту класів 1, 2, 2А за ГОСТ 9389-75 діаметром 0,2 ... 2,5 мм включно і дроту по ГОСТ 14963-78 діаметром 3÷14 мм.

Пружини застосовують як притискні акумулюючі і пружні ланки силових передач (рис. 12.11). Інші приклади застосування можна знайти в [15].

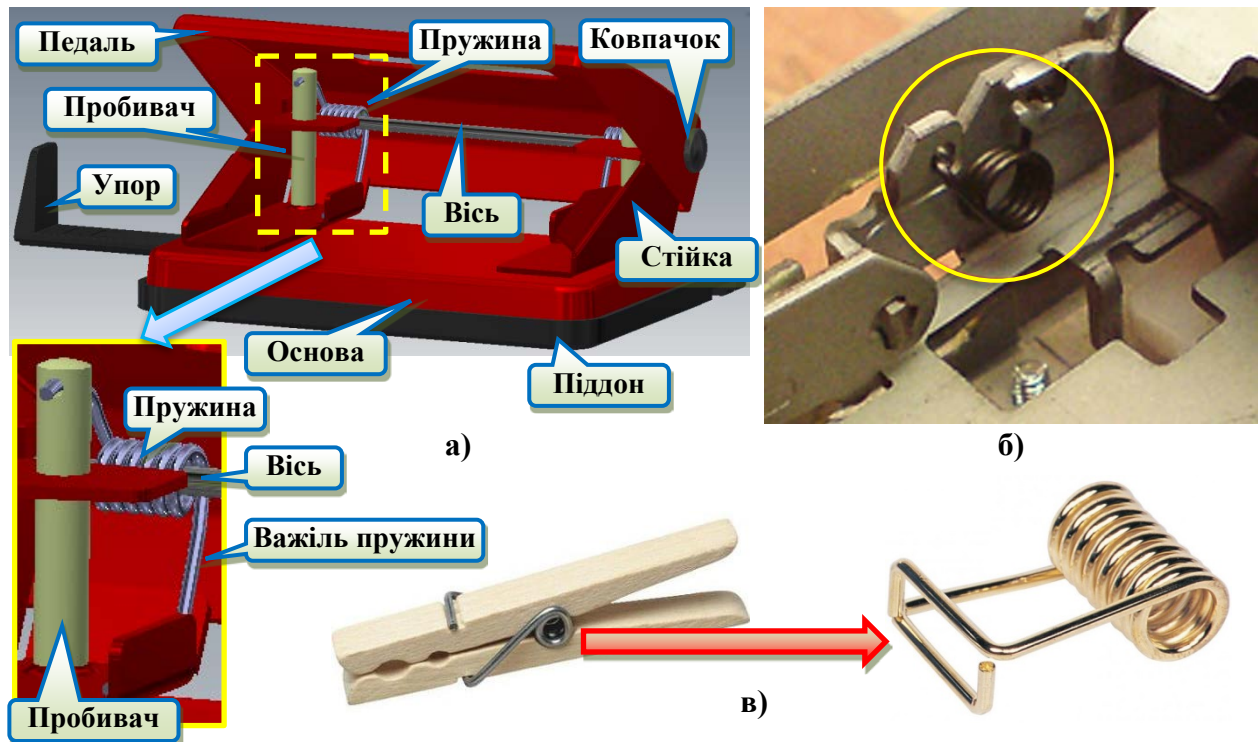


Рис. 12.11. Приклади застосування пружин кручення: а) у діркопробивачі; б) у CD-приводі автомагнітоли з двома двигунами для піднімання притискної планки; в) у прищепці для білизни

Конструктивна схема пружини кручення та її силова діаграма представлена на рис. 12.12. Проектування пружини кручення за допомогою генератора пружин кручення розглянемо на прикладі пружини діркопробивача (рис. 12.11, а).

Для запуску генератора пружини кручення на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Пружина" вибираємо команду  "Кручение". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор компонентів пружини растяжения" (рис. 12.8) з активною вкладкою "Модель".

Першим елементом вкладки "Модель" є схема пружини даного типу з основними розмірами. При підведенні до неї вказівник миші отримує форму руки з вказівним пальцем. При клацанні на рисунку з'являється діалогове вікно

зі схемою пружини та її силовою діаграмою (рис. 12.12). Усі інші параметри лівої сторони вкладки такі ж як і у генератора пружини розтягнення (за виключенням піктограм).

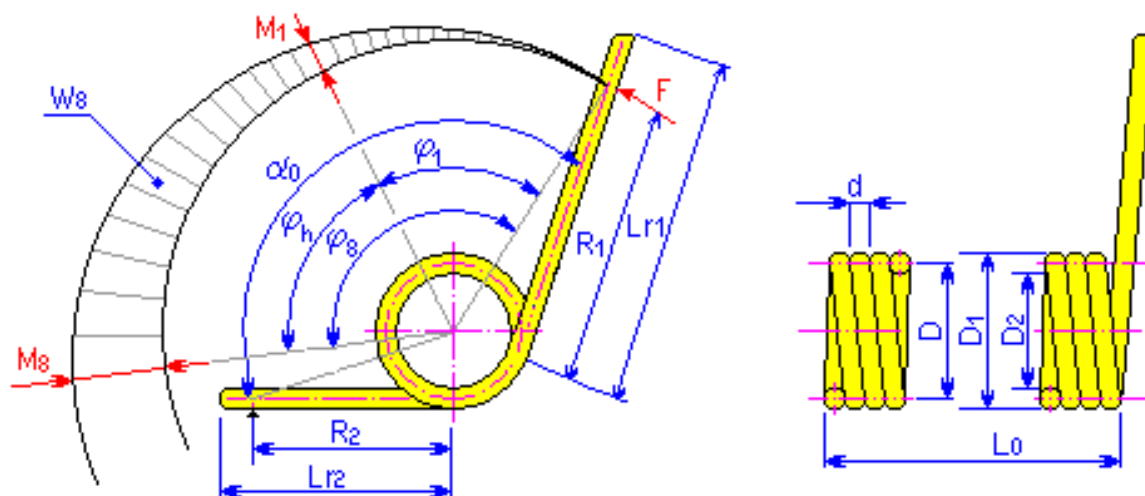


Рис. 12.12. Конструктивна схема пружини кручення та її силова діаграма

d - діаметр дроту; D - середній діаметр пружини; D_1 - зовнішній діаметр пружини; L_0 - загальна довжина частини пружини з витками у вільному стані; R_1 - плече робочого зусилля від пружини; R_2 - плече реакції опори, спричиненої пружиною; M_1 - крутний момент від попередньо навантаженої пружини; M_8 - крутний момент від повністю навантаженої пружини; W_8 - енергія деформації повністю навантаженої пружини; φ_1 - кутове відхилення робочого важеля в стані попереднього навантаження; φ_8 - кутове відхилення робочого важеля в стані повного навантаження; φ_h - кут робочого ходу; α_0 - кут між плечами у вільному стані; F - узагальнене робоче зусилля від плеча R_1

12.3.1. Вкладка "Модель"

Праворуч зверху знаходяться дві групи параметрів "Начальный рычаг" і "Конечный рычаг", які у списку "Тип рычага" задають форми опорних важелів кінців пружини. В даному випадку вибираємо на обох кінцях тип важеля "Тангенциальная прямонаправленная", а довжину важелів $L_{r1} = 4$ мм та $L_{r2} = 4$ мм оскільки важеля потрібної форми у списку "Тип рычага" немає. Тобто важіль буде доопрацьовуватись.

У групі "Длина пружины" значення параметрів мають деякі особливості використання в порівнянні з генератором пружин розтягування.

У списку "Входные значения" доступні (якщо на вкладці "Расчет" у групі "Расчет прочности пружины" вибрані значення "Проверочный расчет пружины" або "Расчет рабочих сил") такі значення:

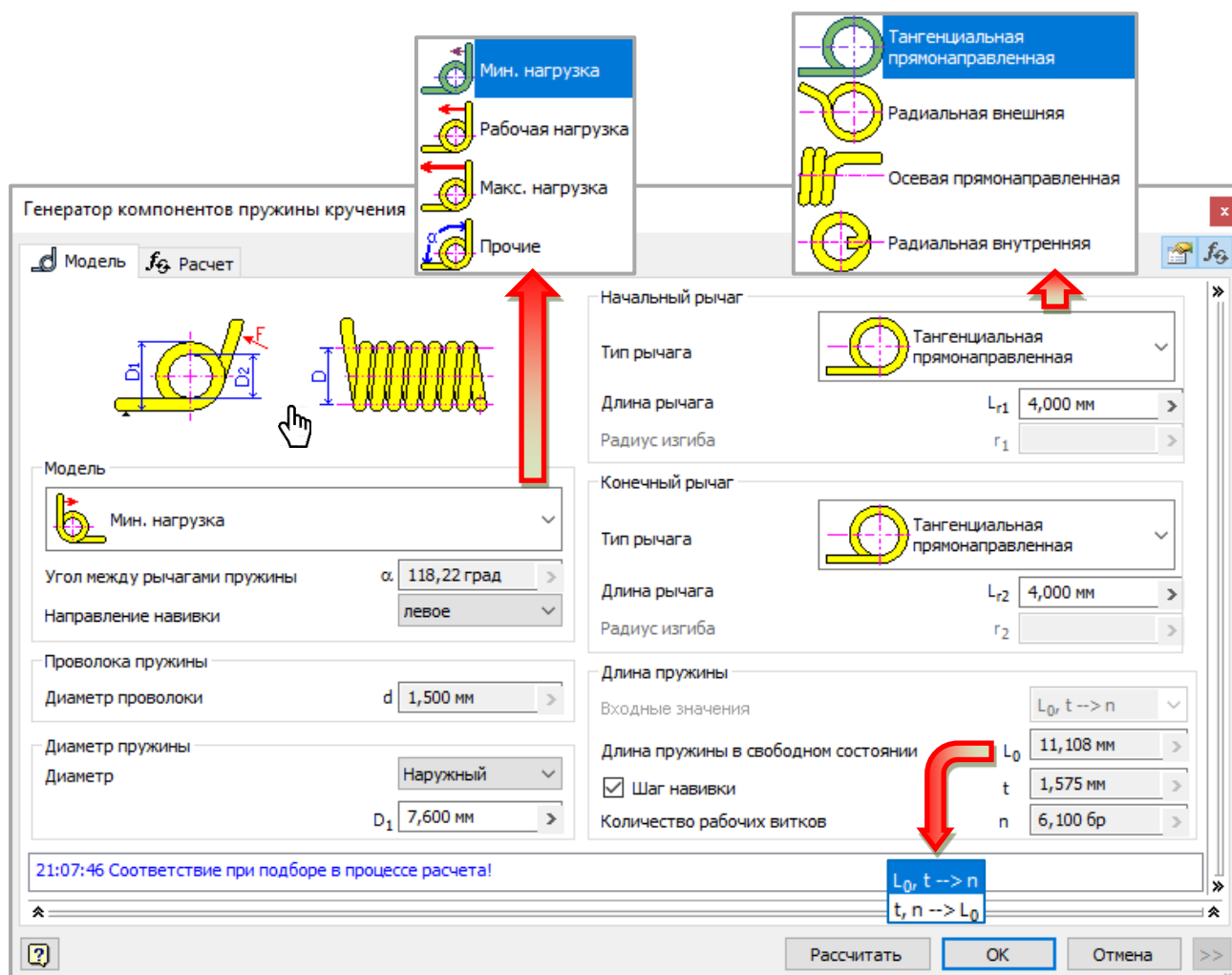


Рис. 12.13. Діалогове вікно "Генератор компонентів пружини кручення", вкладка "Модель"

- $L_0, t \rightarrow n$ - обчислюється кількість витків пружини для заданих значень діаметра дроту, довжини ненавантаженої пружини і розміру і форми важеля пружини.

- $t, n \rightarrow L_0$ - обчислюється довжина ненавантаженої пружини для заданих значень діаметра дроту, кількості витків і розміру і форми важеля пружини.

- "Длина пружины в свободном состоянии L_0 " - загальна довжина частини пружини з витками у вільному стані. Ця опція доступна тільки в разі, якщо у списку "Входные значения" вибрано значення " $L_0, t \rightarrow n$ ".

- "Шаг навивки t " – завдання користувачем або обчислення кроку навивки в залежності від стану прапорця. Деактивація прапорця дає можливість у полі редагування ввести своє значення кроку. Але при цьому потрібно пам'ятати, що

величина кроку не може бути меншою величини $t = 1.05 \cdot d$ (d - діаметр дроту). В іншому разі система виведе відповідне повідомлення і відмовиться проводити розрахунок. Вибране значення переноситься на вкладку "Модель" після натискання кнопки "ОК". Якщо поле редагування активне, то значення розраховується після натискання кнопки "Розрахувати".

12.3.2. Вкладка "Расчет"

В цілому порядок роботи з вкладкою "Расчет" генератора пружин кручення такий же як і з генератором пружин розтягування (рис. 12.14).

Різниця полягає у додатковому параметрі "Направление нагрузки пружины", в кількості можливих значень параметра "Тип проекта", наборі поправкових коефіцієнтів кривизни у списку "Метод коррекции кривизны напряжения", додатковому списку у групі "Нагрузки", та у додатковій групі параметрів "Установка пружины".

Розглянемо параметри, що потребують додаткових пояснень.

У списку "Метод коррекции кривизны напряжения" з'явилися два нових параметри:

- "Поправочный коэффициент DIN" – цей коефіцієнт розрахунку пружин кручення за DIN EN 13906-3:2014-06 розраховується за формулою $K = (C + 0.07)/(C - 0.75)$.

- "Поправочный коэффициент Генера" – коефіцієнт Генера (Göhner) розраховується за формулами:

$$K = \frac{\frac{C}{C-1} + \frac{1}{4C} + \frac{1}{16C^2}}{1 + \frac{3}{16} \cdot \frac{1}{C^2 - 1}},$$

або за формулою, яка враховує вплив кута підйому витка пружини γ :

$$K = \begin{cases} \frac{C}{C-1} + \frac{1}{4C} - \frac{1}{8C^2}, & \text{при } C \geq 3 \text{ і } \gamma \leq 16^\circ; \\ 1 + \frac{5}{4C} + \frac{7}{8C^2} + \frac{1}{C^3}, & \text{при } C \geq 3 \text{ і } \gamma \leq 12^\circ. \end{cases}$$

Вплив кута підйому витка пружини є малим і результати обчислень за цими двома формулами збігаються з точністю до членів $1/C^2$ (якщо їх

розкласти в ряд Тейлора).

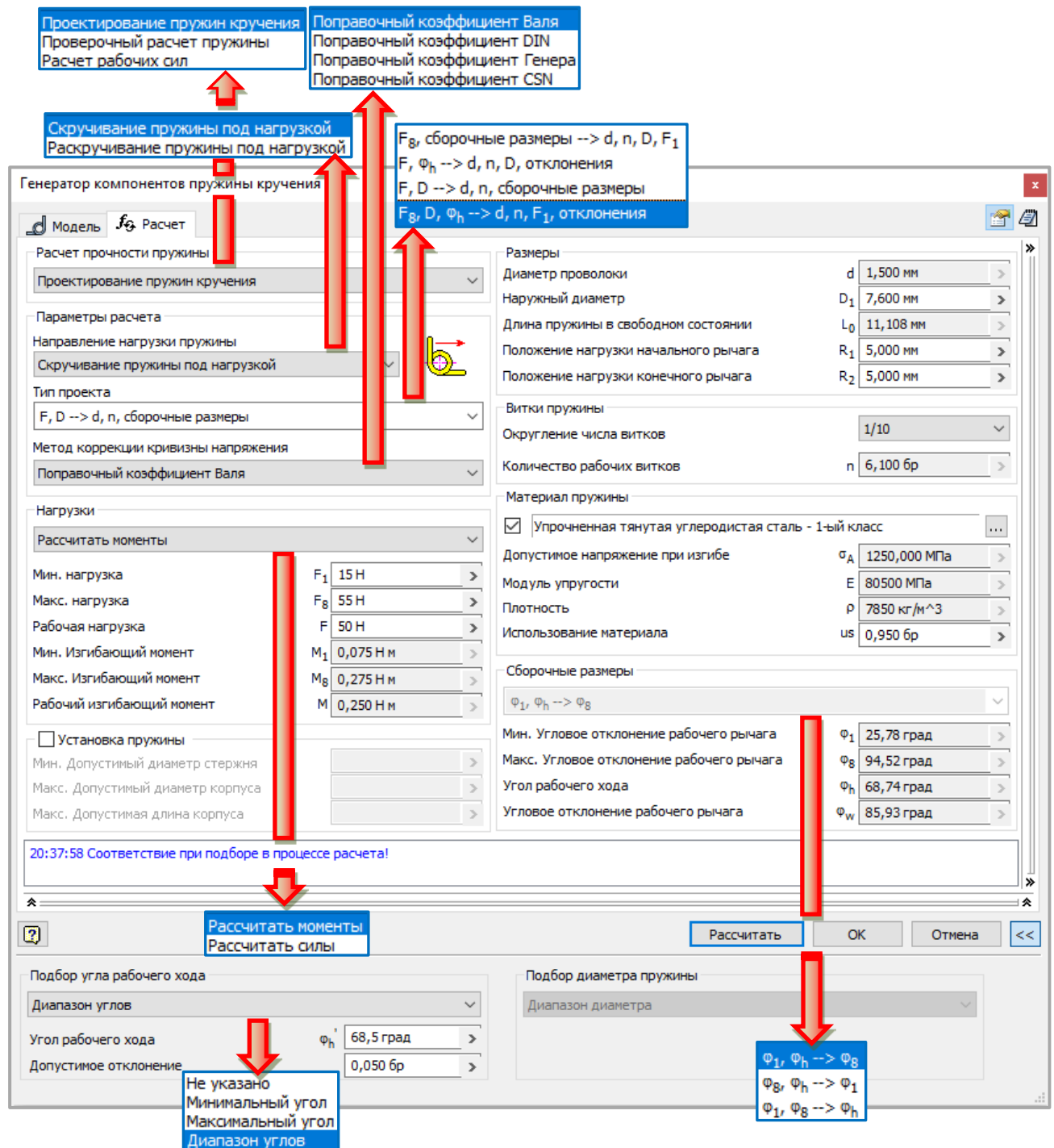


Рис. 12.14. Діалогове вікно "Генератор компонентов пружины кручения", вкладка "Расчет"

При розрахунку міцності пружини, схильною до статичного навантаження, найкращий результат досягається при використанні поправковий коефіцієнт Генера.

В першому списку групи "Нагрузки" можна вибрати два значення: "Рассчитать моменты" та "Рассчитать силы". В залежності від вибору одна із

груп параметрів F_1 , F_8 , F або M_1 , M_8 , M буде недоступною.

Група "Установка пружини" активується однойменним прапорцем і дозволяє контролювати "вписування" пружини в робочий простір у відповідності до введених значень діаметру стержня, діаметру та довжини корпусу (порожнини в корпусі).

Використання інших параметрів аналогічні параметрам діалогового вікна генератора пружин розтягування або зрозумілі із рис. 12.12.

12.3.3. Методика проектування пружин кручення

Методику проектування пружини кручення можна представити у такій послідовності:

1. З умов роботи механізму визначається сила пружини при мінімальній деформації F_1 (при робочій деформації згідно ГОСТ) та робочий хід пружини φ_h (див. розділ 12.3.1).

2. За конструкцією механізму визначаються розміри робочого простору (діаметру стержня, діаметру та довжини порожнини в корпусі), в який потрібно вписати пружину. Визначаються деталі і елементи на них, на яких будуть базуватись важелі пружини і, зокрема, визначаються їх положення відносно торців пружини (рис. 12.11).

3. Запускається генератор пружин кручення. Із списку "Модель" (рис. 12.13) вибираємо параметр "Мин. нагрузка" для генерації моделі пружини в стані попередньої деформації (педаль діркопробивача у крайньому верхньому положенні).

5. У вікнах "Тип рычага" в групах "Начальный рычаг" вибираємо потрібний тип важеля та вводимо величини "Длина рычага" L_{r1} , L_{r2} і "Радиус изгиба" r_1 , r_2 .

6. Переходимо на вкладку "Расчет" (рис. 12.14). Вибираємо значення "Проектирование пружин сжатия" в списку групи "Расчет прочности пружины", у списку "Тип проекта" вибираємо в залежності від ситуації потрібне значення. Наприклад, для діркопробивача для обмеження діаметральних розмірів пружини (оскільки діаметр осі в ньому дорівнює 3 мм)

вибираємо " $F, D \Rightarrow d, n$, сборочные размеры". Значення параметра "Направление нагрузки пружины" за замовчанням "Скручивание пружины под нагрузкой" в даному випадку залишаємо у силі.

7. Вибираємо із списку групи "Метод коррекции кривизны напряжения" параметр потрібний метод розрахунку поправкового коефіцієнта кривизни K . В даному випадку вибираємо "Поправочный коэффициент Генера", оскільки режим роботи пружини близький до статичного.

8. У групі "Нагрузки" задаємо значення F_1, F_8 та F (або ж M, M_1, M_8) попередньо вибравши потрібний параметр у списку "Нагрузки". Додатково можна задати розміри робочого простору пружини.

9. У групі "Материал пружины" вибираємо матеріал пружини або ж задаємо його характеристики і задаємо коефіцієнт використання матеріалу u_s .

11. У групі "Размеры" задаємо відповідні значення, що обмежують розмір проектованої пружини (в залежності від вибраного значення у списку "Тип проекта"). Із списку "Сборочные размеры" вибрати потрібне значення і задати вказані величини внизу під списком. В даному випадку у групі "Размеры" задаємо потрібне значення зовнішнього діаметру D_1 .

12. В залежності від типу проекту у списках груп "Подбор угла рабочего хода" або "Подбор диаметра пружины" вибрати потрібний параметр і задати відповідне значення. В даному випадку у списку груп "Подбор угла рабочего хода" виберемо "Диапазон углов" і у віконечку "Угол рабочего хода" φ'_h ввести потрібне значення. За рахунок зміни значення φ'_h можна підібрати потрібне значення кута між важелями пружини α_0 (рис. 12.12 та 12.13).

13. Натиснути кнопку "Рассчитать", після розрахунку переглянути результати. За необхідності відкоригувати деякі вхідні дані і повторно виконати розрахунок. Після отримання задовільного результату записати на диск звіт і натиснути кнопку "ОК".

Приклад результату моделювання пружини для діркопробивача представлено на рис. 12.15.

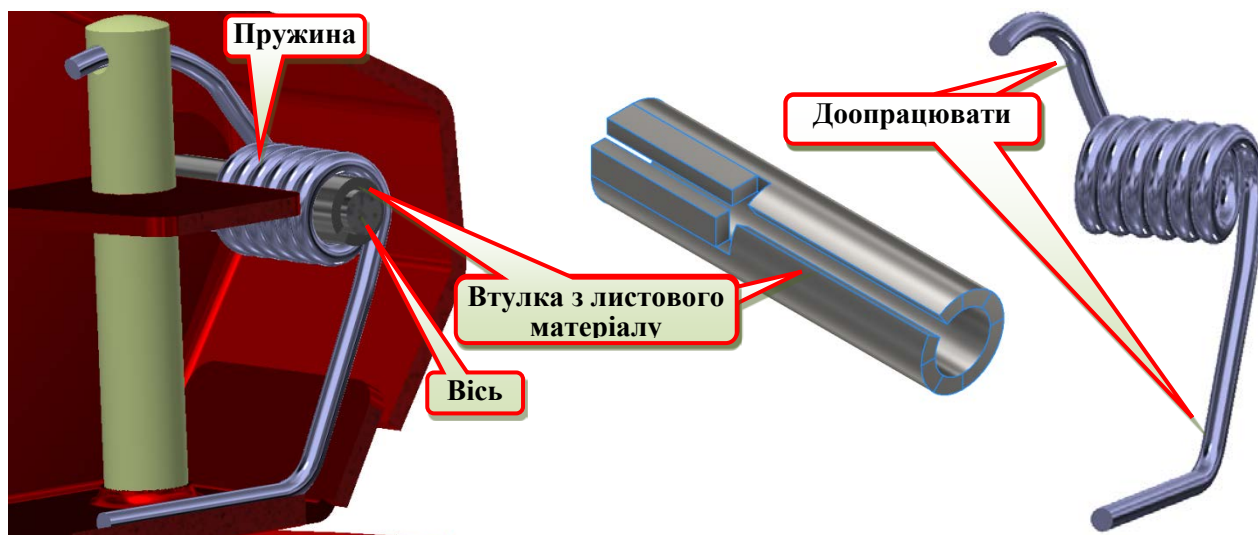


Рис.13.15. Модель пружини для діркопробивача

Оскільки вісь діркопробивача має діаметр 3 мм, а внутрішній діаметр пружини у даному випадку неможливо отримати менше 4.6 мм, то використана втулка для центрування пружини на осі.

12.4. Генератор тарілчастих пружин

Особливість дискових або тарілчастих пружин - це здатність сприймати високе навантаження при малій деформації, особливо в обмеженому просторі. Тому співвідношення навантаження / деформація в дискових пружинах особливо підходить для статичного навантаження, розсіювання ударного навантаження, амортизації рухомої маси і виміру зусилля. При правильному виборі типорозміру пружини мають великий термін служби і низький коефіцієнт повзучості.

Тому тарілчасті пружини (рис. 12.15, а) відносно широко використовуються в машинобудуванні.

В запобіжних муфтах. У запобіжних муфтах (рис. 12.15, б, в) тарілчасті пружини забезпечують тиск, необхідний для підтримки необхідного рівня зчеплення поверхонь, що передають крутний момент. Для регулювання тиску використовуються регулювальні гайки. Якщо навантаження перевищує встановлену межу, передача крутного моменту припиняється.

У фрикційних запобіжних муфтах. У фрикційних запобіжних муфтах (рис. 12.15, г) тарілчасті пружини забезпечують заданий аксіальний тиск на

фрикційні накладки. Знос, що виникає за час служби муфти на фрикційних накладках, компенсується тарілчастими пружинами, при цьому крутний момент залишається незмінним.

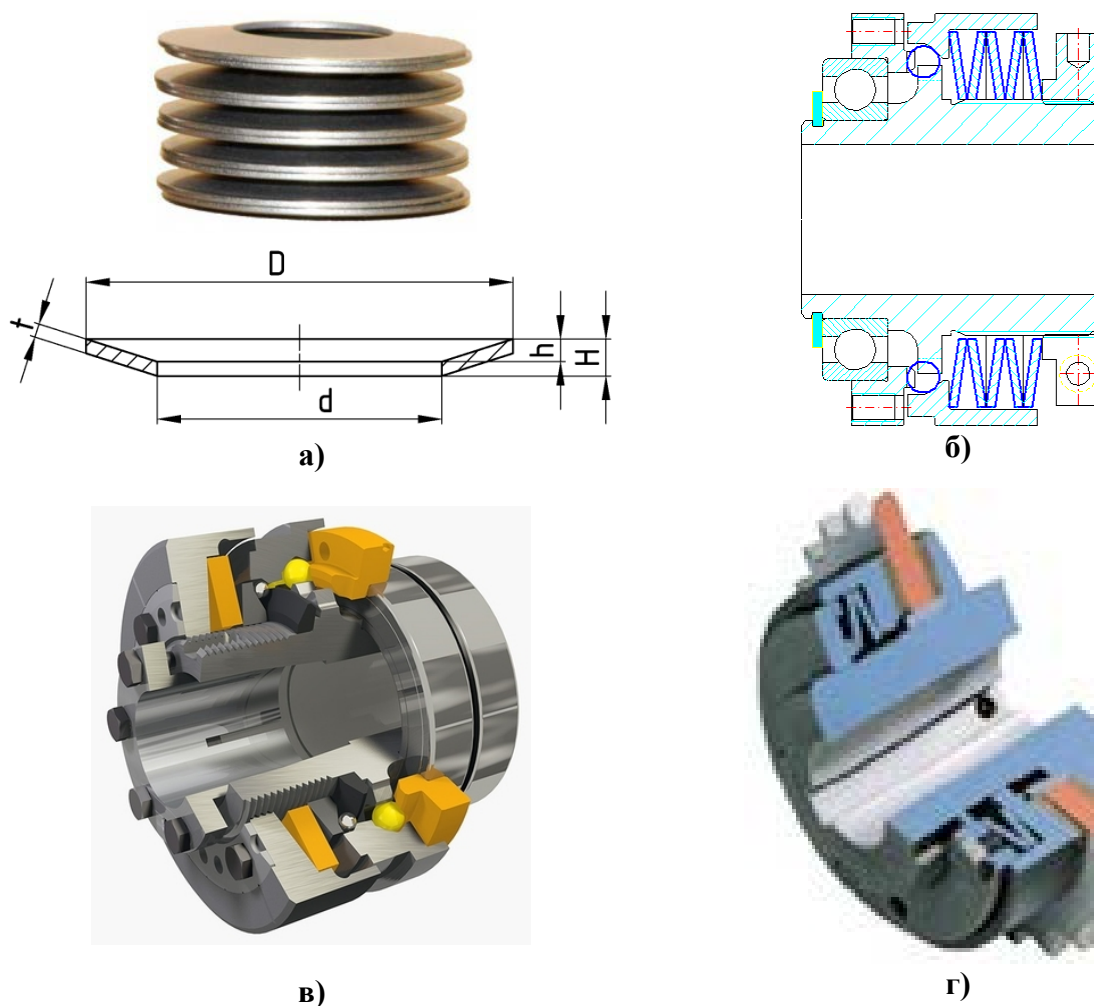


Рис. 12.16. Використання тарілчастих пружин у запобіжних муфтах: а) тарілчасті пружини: зовнішній вигляд і розміри; б), в) муфти фрикційні кулькові; г) муфта фрикційна дискова

У клапанах. Набори тарілчастих пружин в швидкодіючих запірних клапанах при відкритому положенні клапани піддаються гідравлічному навантаженню. У разі збою гідравлічний тиск різко знижується, пружина звільняється, перекриваючи клапан і припиняючи потік рідини. Часто для цього використовують набори тарілчастих пружин з центральним кульовим клапаном.

Для компенсації люфтів та створення попереднього натягу. Тарілчасті пружини часто використовуються для компенсації люфтів при вузловій збірці та створення попереднього натягу, наприклад у підшипниках.

Для вибору пакету тарілчастих пружин слід враховувати наступні умови:

- пакети з різноспрямованих пружин застосовують, коли хід одиночних пружин виявляється недостатнім;
- пакети з односпрямованих пружин застосовують, коли в умовах обмеженого монтажного простору потрібна висока пружність пружини;
- великий діаметр пружини дозволяє домогтися меншої габаритної висоти.
- як правило, в одному пакеті слід залишати не більше 2-4 пружин, оскільки з збільшенням кількості дисків відхилення між розрахунковою і вимірною характеристиками значно зростають внаслідок тертя.
- при циклічному навантаженні слід віддавати перевагу послідовної збірці, оскільки вплив контактної та фрикційної корозії при паралельній збірці знижує циклічну стійкість пружин;
- при використанні в пакеті пружин різної товщини необхідно враховувати можливість перенапруження пружин, які першими вступають в роботу. Для запобігання перенапруження окремих пружин застосовують проміжні опори, що обмежують деформацію.
- кількість пружин в пакеті для забезпечення їх рівномірної деформації рекомендується підбирати таким чином, щоб висота пакета у вільному стані не перевищувала трьох зовнішніх діаметрів пружин.

Проектування тарілчастої пружини розглянемо на прикладі її застосування для створення попереднього натягу в підшипнику шпиндельного вузла (рис. 12.16).

Залежно від сфери застосування підшипникових вузлів може виникнути необхідність в попередньому натягу підшипників.

У деяких вузлах, наприклад, в шпинделях верстатів, автомобільних диференціалах, електродвигунах, де попередній натяг підвищує жорсткість або точність обертання, при відсутності можливості використання регулювальних гайок рекомендується забезпечувати попередній натяг за допомогою пружин. Пружини також повинні використовуватися при легких навантаженнях або при

їх відсутності для забезпечення мінімального навантаження підшипників.

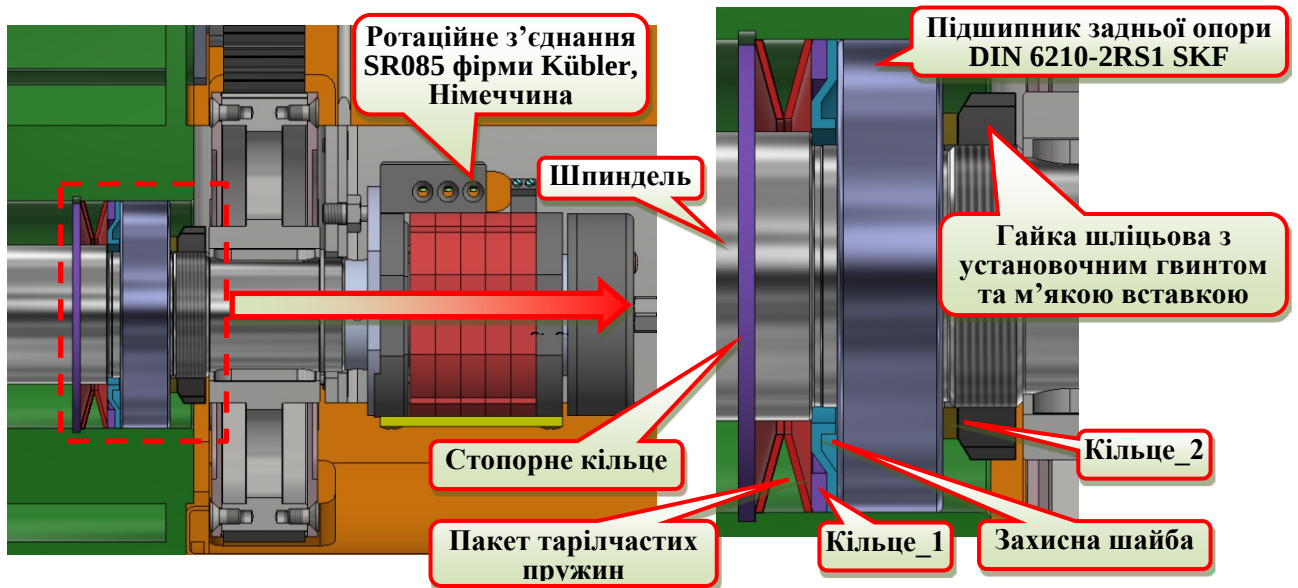


Рис. 12.16. Конструкція задньої опори шпиндельного вузла верстата для магнітно-абразивної обробки кінцевого та осевого інструменту

Емпіричні величини попереднього натягу можна отримати з результатів контрольних замірів апробованих конструкцій, на технічні характеристики яких можна покладатися при розробці подібних конструкцій. Для нових конструкцій рекомендується проводити розрахунок сили попереднього натягу і потім перевіряти точність теоретичних параметрів шляхом тестових випробувань обладнання. В цілому, на стадії проектування визначити всі чинники, що впливають на роботу, неможливо, тому може знадобитися регулювання для коригування зусилля попереднього натягу. Надійність розрахунків залежить від того, наскільки точно прогнозований температурний режим роботи і пружні деформації сполучених деталей і, найголовніше, корпусу, відповідають реальним умовам експлуатації.

Для забезпечення працездатності на підшипники кочення повинне завжди діяти певне мінімальне навантаження. Практичний досвід показує, що величина мінімального навантаження на шарикопідшипник повинна становити $0,01\ C$, а для роликотпідшипника - $0,02\ C$, де C - номінальна динамічна вантажопідйомність.

У конструкції шпиндельної бабки верстата для магнітно-абразивної обробки кінцевого та осевого інструменту використане ротаційне з'єднання

SR085 фірми Kübler, Німеччина (для підведення електричного струму стисненого повітря до приводів роторної головки). За умовами експлуатації ротаційного з'єднання SR085 необхідно мінімізувати або виключити зазори в опорах обертової частини. Тому використано тарілчасті пружини для створення попереднього натягу в задній опорі. Мінімальний попередній натяг повинен бути для підшипника DIN 6210-2RS1 SKF $F_{min} = 01C = 0.01 \cdot 37100 = 371 \text{ Н}$.

12.4.1. Вкладка "Модель"

Для запуску генератора пружини кручення на вкладці "Проектирование" (рис. 1.5) у групі "Пружина" вибираємо команду  "Тарельчатая". В результаті з'явиться діалогове вікно "Генератор тарельчатых пружин" (рис. 12.17) з активною вкладкою "Модель".

Першою групою параметрів вкладки "Модель" є група "Размеры" з двома списками, що задають стандарт та розміри пружини даного типу:

- "Тип пружины" – у списку присутні пружини за чотирма стандартами: CSN, ANSI, DIN та ГОСТ;

- "Размеры пружины с одним диском ($D \times d \times t \times H$)" – список розмірів пружин за вибраним стандартом. При натисканні кнопки  рядом зі списком з'явиться діалогове вікно бази даних розмірів пружини. У разі відсутності потрібної пружини її розміри можна занести в базу даних. Ця операція виконується тими ж інструментами і в тому ж порядку, що додавання матеріалу у відповідні бази.

Після натиснення кнопки "Добавить" у колонці "Имя" таблиці бази даних з'явиться шаблон "%D x %d x %t x %H". Значення потрібно вводити у рядку шаблону у відповідних колонках. По мірі введення пари символів (%Symbol) у колонці "Имя", будуть замічатись відповідними значеннями. В даному випадку для створення натягу використаємо спеціальні пружини, що виробляються фірмою Schnorr GmbH, Німеччина. Зокрема для підшипника DIN 6210-2RS1 SKF призначена пружина з розмірами "90,0 мм x 55,0 мм x 1,5 мм x 5,7 мм". Після введення натиснути кнопку "OK".

Моделювання пакету пружин активується прапорцем групи параметрів

"Пакет пружин" – за замовчанням моделюванню і розрахунку підлягає одиночна

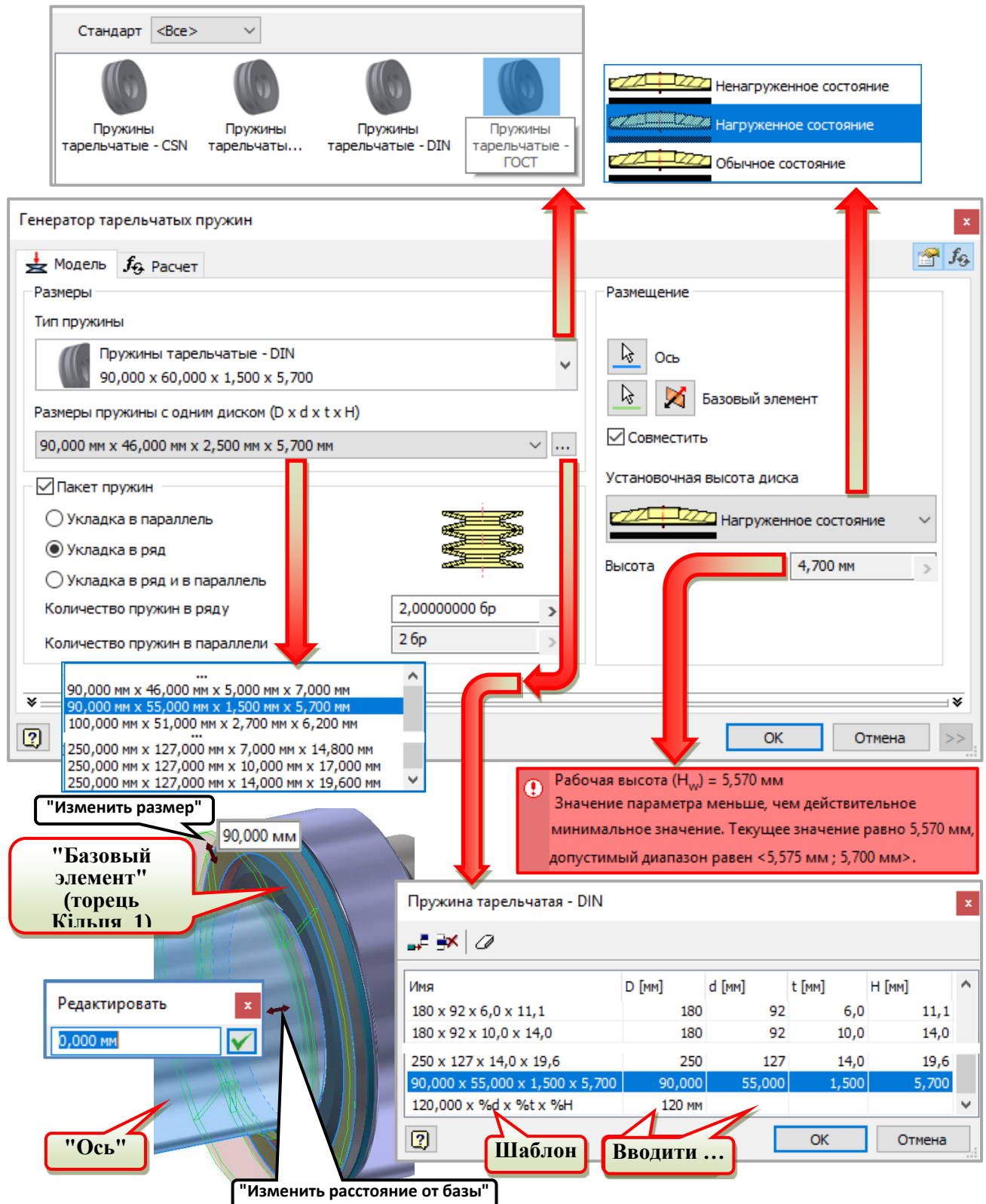


Рис. 12.17. Діалогове вікно "Генератор тарельчатых пружин", вкладка "Модель" тарілка. В останньому випадку група "Пакет пружин" буде недоступною. Рекомендовані способи формування пакету тарілчастих пружин в залежності від ходу та навантаження представлені на рис. 12.18.

Доступність вікон введення "Количество пружин в ряду" та "Количество пружин в параллели" (рис. 12.17) залежить від вибраної схеми збірки та від параметру "Тип расчета прочности" на вкладці "Расчет".

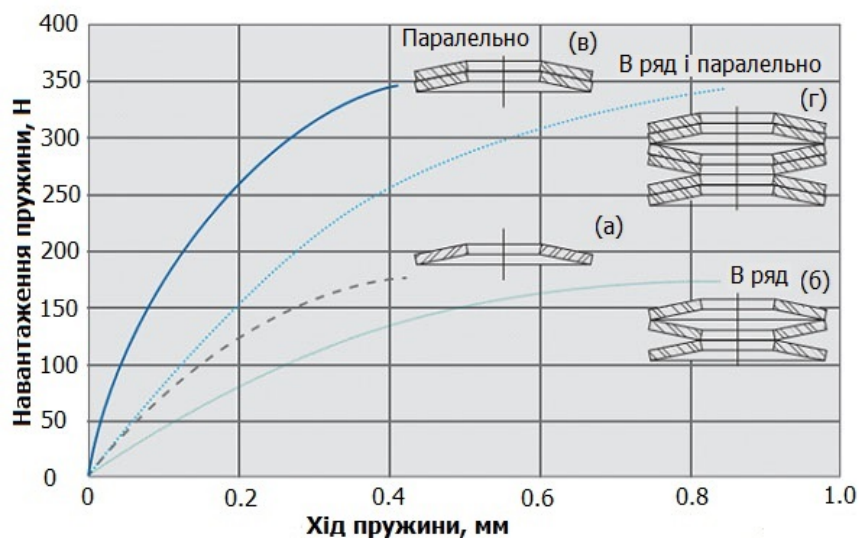


Рис. 12.18. Рекомендовані способи формування пакету тарільчастих пружин в залежності від ходу та навантаження⁶⁸

Аналогічно пружинам стиснення параметри "Ось" та "Базовый элемент" у групі "Размещение" призначені для базування пружини. Активація прапорця "Совместить" дає можливість зберегти прив'язку до осі та базової площини і змінити відстань від базової площини до установочної площини першої тарілки пакету за допомогою маніпулятора. Параметр "Установочная высота диска" завдає стан пакету при його вставці у модель вузла. Вікно введення "Высота" під списком стає доступним, якщо у списку вибрати значення "Обычное состояние". Мінімальне значення, яке можна ввести в це вікно є робочою висотою H_w однієї тарілки. Воно змінюється у відповідності до розмірів тарілки. Якщо спробувати ввести менше значення, то система видасть відповідне повідомлення.

Після введення потрібних даних можна перейти на вкладку "Расчет".

12.4.2. Вкладка "Расчет"

Вигляд вкладки і набір її параметрів певною мірою залежить від стану прапорця групи параметрів "Пакет пружин" (рис. 12.19). Як зазначалось, якщо прапорець активований, то моделюванню підлягає пакет пружин, в противному

⁶⁸ Згідно ГОСТ 3057-90 спосіб "Укладка в ряд" називається "Схема збірки "Послідовна"

разі – одиночна пружина. Відповідно у списку групи "Тип расчета прочности" доступні такі параметри.

Для одиночної пружини:

- "Расчет нагрузки для пружины" - розраховується навантаження F на пружину для зазначеної деформації (прогину) s пружини.

- "Расчет деформации пружины" - розраховується деформація s пружини для зазначеного навантаження F .

Для пакету пружин:

- "Расчет под указанную нагрузку" - розраховується переміщення⁶⁹ z пакету пружин для зазначеного навантаження F .

- "Расчет под указанное перемещение" - розраховується пакет пружин під вказане переміщення⁷⁰ z .

- "Расчет деформаций" - розраховується переміщення⁶⁷ z пакету пружин для зазначеного навантаження F .

- "Расчет нагрузки для пакета пружин" - розраховується навантаження F на пакет пружин для зазначеного переміщення⁶⁸ z пакету.

Наступна група "Выбор пружины" активний тільки при розрахунку пакету пружин для типів розрахунку міцності "Расчет под указанную нагрузку" та "Расчет под указанное перемещение".

Групи "Нагрузки" та "Размеры" присутні в діалоговому вікні при будь-якому типі розрахунків на міцність пружини, але доступність для введення значень параметрів цих груп залежить від типу розрахунку.

При натисканні на кнопку  навпроти вікна введення значення параметру "Допустимая деформация пружины s/h" з'являється діалогове вікно "Рекомендуемое значение допустимой деформации пружины" (рис. 12.20). Потрібне значення можна встановити переміщенням повзунка. Рекомендовані значення виділені на повзунку насиченим синім кольором і в залежності від вибраного режиму навантаження становлять:

⁶⁹ "Полная деформация пакета".

⁷⁰ "Допустимый ход набора".

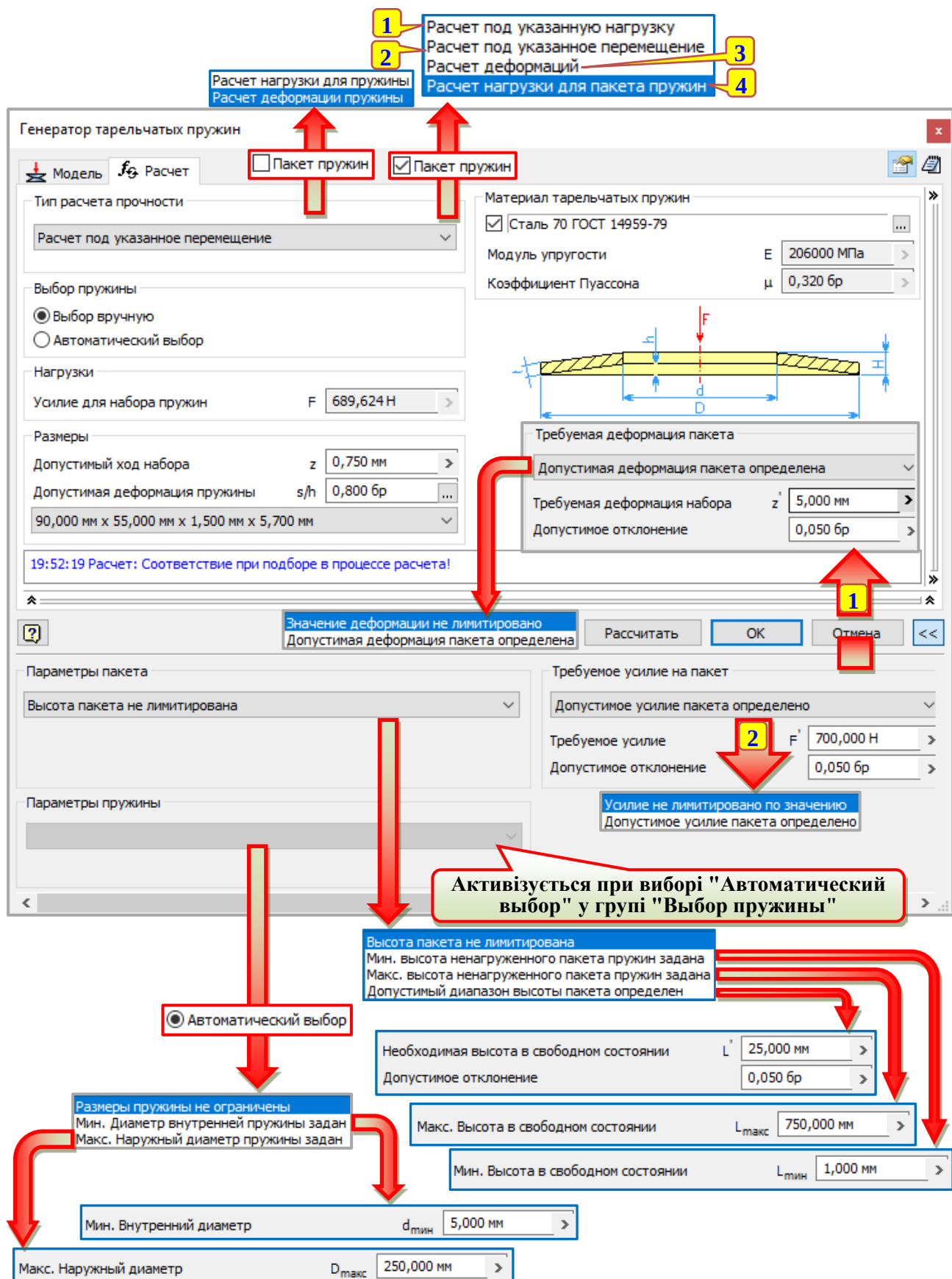
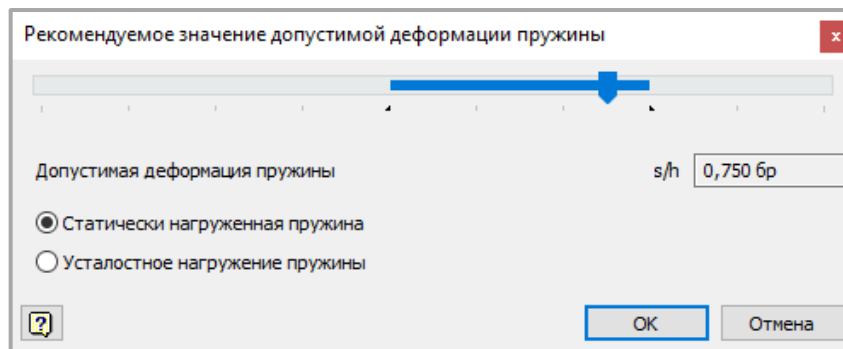
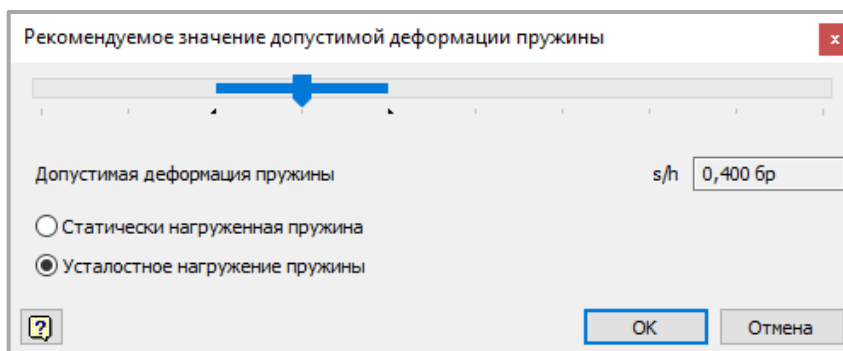


Рис. 12.19. Діалогове вікно "Генератор тарельчатых пружин", вкладка "Расчет"

- $s/h = 0.5 \div 0.8$ – для статично навантаженої пружини (рис. 12.20, а);
- $s/h = 0.3 \div 0.5$ – для динамічно навантаженої пружини (для розрахунку на втомну міцність) (рис. 12.20, б).



а)



б)

Рис. 12.20. Діалогове вікно "Рекомендуемое значение допустимой деформации пружины": а) при виборі значення "Статически нагруженная пружина"; б) при виборі значення "Усталостное нагружение пружины"

База даних матеріалів для пружин в групі "Материал тарельчатых пружин" має достатньо великий список матеріалів за ГОСТ і невелику кількість з іншими стандартами.

Додаткові параметри доступні тільки для типів розрахунку міцності "Расчет под указанную нагрузку" та "Расчет под указанное перемещение". При виборі типу розрахунку пакету "Расчет под указанную нагрузку" в додаткових параметрах доступні такі групи параметрів:

- "Параметры пакета" - параметри доступні, якщо на вкладці "Модель" встановлено прапорець "Пакет пружин" і обраний параметр "Расчет под указанное перемещение" або "Расчет под указанную нагрузку" в списку групи "Тип расчета прочности".

- "Параметры пружины" - параметри доступні, якщо на вкладці "Модель" встановлено прапорець "Пакет пружин" і обраний параметр "Расчет под указанное перемещение" або "Расчет под указанную нагрузку" в списку групи "Тип расчета прочности", а також вибрано "Автоматический выбор" в групі "Выбор пружины" вкладки "Расчет".

- "Требуемое усилие на пакет" - параметри доступні, якщо на вкладці "Модель" встановлено прапорець "Пакет пружин" і обраний параметр "Расчет под указанное перемещение" в списку області "Тип расчета прочности" вкладки "Расчет".

- "Требуемая деформация пакета" - параметри доступні, якщо на вкладці "Модель" встановлено прапорець "Пакет пружин" і обраний параметр "Расчет под указанную нагрузку" в списку області "Тип расчета прочности" вкладки "Расчет".

Порядок застосування додаткових параметрів такий же як і додаткових параметрів генераторів спіральних пружин.

12.4.3. Методика проектування пакету тарілчастих пружин

Для даного застосування пакету тарілчастих пружин з розмірами "90,0 мм х 55,0 мм х 1,5 мм х 5,7 мм" - створення попереднього натягу величиною $F \approx (1 \div 2)F_{min} = (371 \div 742) \text{ Н}$, потрібно щоб пакет пружин забезпечив дві умови:

- отримання потрібного початкового зусилля натягу, наприклад;
- можливість точного регулювання зусилля натягу в межах $\pm 350 \text{ Н}$.

Тому для проектування виберемо тип розрахунку міцності "Расчет под указанное перемещение".

Методику проектування пружини в цьому випадку можна представити у такий послідовності:

1. З умов роботи пакету визначається сила пружини в навантаженому стані при мінімальному та максимальному навантаженнях. В даному випадку це величини $F_{min} \approx 700 \text{ Н}$, $F_{max} \approx 1050 \text{ Н}$.

2. Визначаються розміри робочого простору, в який потрібно вписати пружину. Визначаються деталі, в плоскі поверхні яких будуть впіратись торці пружини, та поверхні деталей, які будуть слугувати для центрування пружини. В даному випадку: $D=90$ мм, $d=60$ мм.

3. Запускається генератор тарілчастих пружин. У вкладці "Модель" із списку "Тип пружини" вибираємо стандарт пружини, в даному випадку DIN. Із списку "Размеры пружины с одним диском ($D \times d \times t \times H$)" вибираємо потрібного розміру пружину – в даному випадку занесену в базу даних пружину 90,0 мм x 55,0 мм x 1,5 мм x 5,7 мм".

4. Активуємо прапорець "Пакет пружин" і вибираємо параметр "Укладка в ряд".

5. За допомогою кнопок "Ось" та "Базовый элемент" вибираємо циліндричну поверхню шпинделя та торцеву поверхню Кільця_1 (рис. 12.16 та рис. 12.17).

6. Із списку "Установочная высота диска" вибираємо параметр "Нагруженное состояние" (рис. 12.17) для генерації моделі пружини в стані навантаження силою $F \approx 700$ Н.

7. Переходимо на вкладку "Расчет". Вибираємо значення "Расчет под указанное перемещение" в списку групи "Тип расчета прочности".

8. У групі "Выбор пружины" вмикаємо кнопку "Выбор вручную".

9. У групі "Размеры" у вікні вводу значення параметру "Допустимый ход набора z " вводимо значення 0.75 мм, для того, щоб гайка регулювання, яка має крок різі 1.5 мм до набору сили $F \approx 700$ Н зробила половину оберту.

10. Значення параметру "Допустимая деформация пружины s/h " вибираємо $s/h = 0.75$ мм (статичний характер навантаження).

11. У групі "Материал тарельчатых пружин" вибираємо матеріал пружини або ж задаємо його характеристики.

12. У списку "Параметры пакета" залишаємо значення "Высота пакета не лимитирована".

13. У списку групи "Требуемое усилие на пакет" вибрати "Допустимое усилие пакета определено" і у віконечках "Требуемое усилие" F' та "Допустимое отклонение" ввести потрібні значення, в даному випадку $F' = 700$ Н, і відхилення 0.05.

14. Натиснути кнопку "Рассчитать", після розрахунку переглянути результати. За необхідності відкоригувати деякі вхідні дані і повторно виконати розрахунок. Наприклад, при виникненні помилки, можна на кілька десятих відкоригувати значення "Допустимый ход набора z", краще в більшу сторону. Після отримання задовільного результату записати на диск звіт і натиснути кнопку "ОК".

В даному випадку ми отримаємо пакет із шести пружин (рис. 12.21). Кут повороту гайки складає 180° . Попередня конструкція (рис. 12.16) дозволяла до набору сили $F_{\text{нат}} \approx 700$ Н деформувати пакет всього на 0.226 мм, що складає 54° оберту гайки.

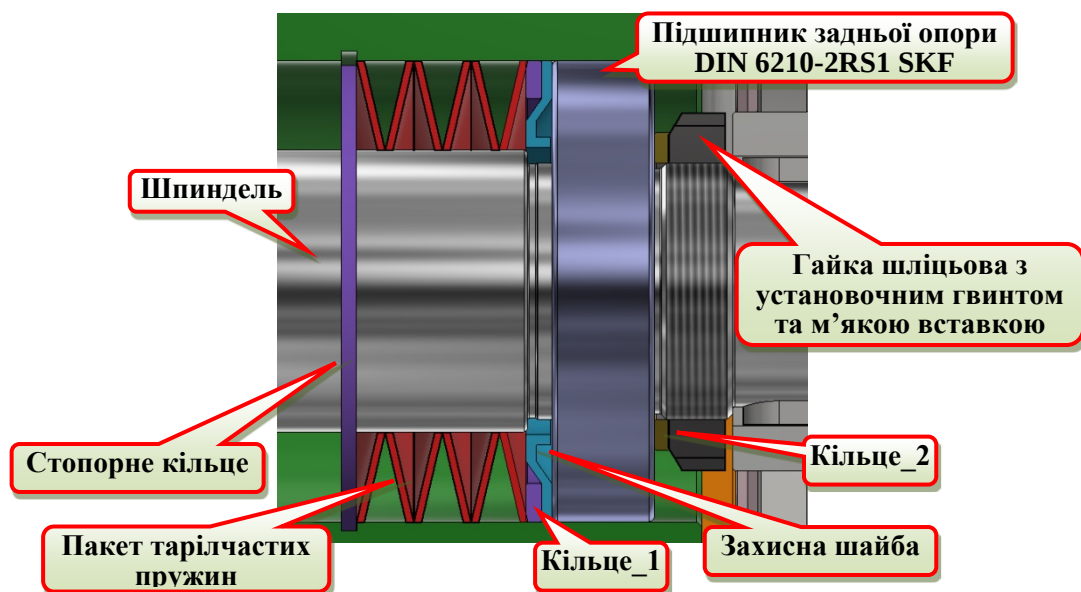


Рис. 12.21. Конструкція задньої опори шпиндельного вузла верстата для магнітно-абразивної обробки кінцевого та осьового інструменту

Питання для самоперевірки

1. Назвіть три основні силові параметри циліндричних пружин та поясніть з яких міркувань вони визначаються.
2. Опишіть процедуру базування пружини стиснення при моделювання та процедуру завдання вхідних даних при її проектному розрахунку.

3. Надайте перелік основних типів розрахунків на міцність пружини стиснення та поясніть коротко суть кожного із них.
4. Поясніть призначення поправкового коефіцієнта кривизни витків та його різновиди, прийняті для розрахунків в генераторі пружин стиснення.
5. Поясніть призначення коефіцієнта використання матеріалу, назвіть його рекомендовані значення та спосіб завдання.
6. Опишіть методику проектування пружини стиснення з установочною довжиною при мінімальному робочому навантаженні.
7. Надайте перелік особливостей застосування пружин розтягування в порівнянні з пружинами стиснення.
8. Опишіть способи базування пружини розтягування в реальній конструкції та у моделі.
9. Відтворіть методику проектування пружини розтягування з установочною довжиною при мінімальному робочому навантаженні.
10. Опишіть способи базування пружини кручення в реальній конструкції та у моделі.
11. Назвіть основні процедури методики проектування пружини кручення з потрібними значеннями діаметру та кута робочого ходу.
12. Приведіть приклади застосування тарілчастих пружин.
13. Перерахуйте умови, які потрібно враховувати при виборі пакету тарілчастих пружин.
14. Опишіть процедуру поповнення бази даних розмірів тарілчастих пружин.
15. Перерахуйте типи розрахунків на міцність тарілчастих пружин та поясніть коротко суть кожного із них.
16. Опишіть методику проектування пакету тарілчастих пружин за необхідними зусиллям та переміщенням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Авиационные зубчатые передачи редукторы: Справочник / Под ред. Э.Б. Вулгакова. - М. Машиностроение, 1981. - 374 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. – 9-е изд., перераб. и доп./ под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
3. Бурлака В.В. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій. Підручник / В.В. Бурлака, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тищенко. – Харків, 2009. – 340с.
4. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1987. 280 с.
5. Ващенко С.М. Исследование возможности применения САЕ-модулей Autodesk Inventor для проектирования машиностроительных изделий / С.М. Ващенко, В.Г. Концевич // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2010.- № 3 (21). - С.46-51.
6. Вулгаков Э.Б. Высоконапряженные зубчатые передачи. Геометрическая теория. Расчет [Текст] / Э.Б. Вулгаков. - М. : Машиностроение, 1969. - 104 с.
7. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: Справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
8. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов - М.: Высш. шк., 1998. - 416 с.
9. Заблонский К.И. Совершенствование и стандартизация расчетов нагрузочной способности зубчатых передач / К.И. Заблонский, С.И. Филипович // Труды Одесского политехнического университета. – 1999. - Выпуск 1(7). С. 51-56. Режим доступа до журн. http://www.nbuu.gov.ua/old_jrn/natural/pory/1999_1/index.htm
10. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В.А. Финогенова. - 6-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 2000. - 383 с.

11. Киркач Н. Ф. Расчёт и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. - Х.: Основа, 1991, - 275 с.
12. Марочник сталей и сплавов /М.М. Колосков, Е.Т. Долбенко, Ю.В. Каширский и др.; Под общей ред. А.С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2001. 672 с.
13. Меррит Х. Е. Зубчатые передачи [Текст] / Х. Е. Меррит; пер. с англ. под ред. Я. И. Дикера, А. И. Петрусевича, 1947. - 361 с.
14. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. / Под ред. П.Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.: Машиностроение, Кн. 1 - 1988. - 560 с., Кн.2-1989. - 584 с.
15. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. / Под ред. П.Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.: Машиностроение, Кн. 2 -1988. - 560 с., Кн.2-1989. - 544 с.
16. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин: Підруч. – 2-ге вид.перероб. – Львів: Афіша. 2003. – 560 с.
17. Производство зубчатых колес: Справочник / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.; Под общ. ред. Б.А. Тайца. - 3-е изд.: перераб. и допол. - М., Машиностроение. - 1990.- 464 с.
18. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
19. Решетов, Д.М. Детали машин: учеб. для вузов. – 4-е изд. / Д.М. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
20. Рот Карлхайнц. Конструирование с помощью каталогов : учебное пособие: пер. с нем. / К. Рот; под ред. Б. А. Березовского. - Москва: Машиностроение, 1995. - 420 с.
21. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. ; Под ред. К.В. Фролова.- 4-е изд., испр. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.

22. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1983. – 45 с.
23. ГОСТ 18498-89 Передачи червячные. Термины, определения и обозначения.
24. ГОСТ 2.405-75. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1975. - 8 с.
25. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1987. - 130 с.
26. ГОСТ 3057-90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. – 37 с.
27. ГОСТ 3675-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1986. – 62 с.
28. ДСТУ 2455-94 (ГОСТ 19036-94). Передачі черв'ячні циліндричні. Вихідний черв'як та вихідний виробний черв'як: Передачі червячные цилиндрические: чинний від 1996-01-01. Офіц.вид., на заміну ГОСТ 19036-81. К.: Держстандарт України, 1995. - 14с.
29. ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93, IDT) Передачі черв'ячні циліндричні. Основні параметри (Замінює ГОСТ 2144-76;ГОСТ 19672-74). К.: Держстандарт України, 1995. - 11с.
30. ДСТУ ISO 10300-1:2006. Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 10300-1:2006, IDT). - Держспоживстандарт України 2011 р.; УКНД 21.200; 42 с.
31. ДСТУ ISO 10300-2:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців (ISO 10300-2:2006, IDT). - Держспоживстандарт України 2011 р.; УКНД 21.200; 16 с.

32. ДСТУ ISO 10300-3:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 3. Розраховування міцності зубців при вигині (ISO 10300-3:2006, IDT). - Держспоживстандарт України 2011 р.; УКНД 21.200; 32 с.

33. 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). - Держспоживстандарт України 2007 р.; УКНД 21.200; 87 с.

34. ДСТУ ISO 6336-2:2005. Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 2. Розрахунок міцності активної поверхні зубців (ISO 6336-2:1996, IDT). - Держспоживстандарт України 2007 р.; УКНД 21.200; 24 с.

35. ДСТУ ISO 6336-3:2005. Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині (ISO 6336-3:1996, IDT). - Держспоживстандарт України 2007 р.; УКНД 21.200; 65 с.

36. Cornelius E.-A. Berechnung und Gestaltung der Federn Berlin. Verlag von Julius Springer. – 1939, p. 87.

37. Ishii Y., Mizuno M. Stress correction factor for helical springs // Keio engineering reports. - Vol. 24, No. 2. – 1971. p.11- 19.

38. Machinery's Handbook / B. E. Oberg [et al.] ; ed.: C. J. McCauley, R. M. Heald, M. I. Hussain. - 28th. ed. - New York : Industrial Press, 2008. - 2692 p.

39. Perneder R., Osborne I., Handbook Timing Belts Principles, Calculations, Applications [electronic resource]: Springer Berlin Heidelberg, 2012, 269 p. 237 illus.

40. Richard G. Shigley's mechanical engineering design / Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. - 9th ed. - New York. - McGraw-Hill series in mechanical engineering. 2011. - 1084 p.

41. Springer Handbook of Mechanical Engineering by Karl-Heinrich Grote and Erik K. Antonsson (Editors) Springer ISBN: 9780521792479 2009, 1st edition Hardcover, 1,580 Pages

42. Waguespack C. Mastering Autodesk Inventor 2015 and Autodesk Inventor LT 2015: Autodesk Official Press. Sybex. - 2014. - 1056 pages.

43. DIN 3967-1978. System of Gear Fits; Backlash, Tooth Thickness Allowances, Tooth Thickness Tolerances; Principles (Системы допусков и посадок для зубчатых передач. Боковые зазоры, отклонения от номинальных размеров и допуски на толщину зубьев (основные положения)).

44. DIN ISO 281-2010 Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life (ISO 281:2007) (Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальная долговечность).

45. ISO 1122-1:1998. Vocabulary of gear terms - Part 1: Definitions related to geometry.

46. Гейчук В.М. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля "Анализ напряжений" Autodesk Inventor [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю "Прикладна механіка" / В.М. Гейчук, К.М. Рудаков ; НТУУ «КПІ» ; відп. ред. О.О. Боронко. – Електронні текстові дані (1 файл: 6,72 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 176 с. – Бібліогр.: с. 162-164. – Назва з екрана. – Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/15414>

47. <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/RUS/>

48. <http://www.promshop.info/cataloguesbearskf.shtml>

49. <http://www.skf.com/ru/products/index.html>

Предметний покажчик

Б

база даних
матеріалів, 68
пружин тарілчастих, 291

В

вал розподільчий, 251
верстат, 257, 273, 291

Г

генератор, 24
валів, 161
зубчастої передачі конічної, 81
зубчастої передачі циліндричної, 60
зубчастої передачі черв'ячної, 90
з'єднання болтового, 39
з'єднання поперечним штифтом, 55
з'єднання стопорним штифтом, 55
з'єднання штифтового під шплінт, 53
з'єднання штифтового радіального, 59
кулачка дискового, 234
кулачка лінійного, 253
кулачка циліндричного, 250
передачі зубчасто-пасової, 120
передачі клинопасової, 103
передачі ланцюгової, 130
підшипників, 188
пружин кручення, 281
пружин стиснення, 257
пружин розтягування, 273
пружин тарілчастих, 288
циліндричної осьової шпонки, 57
шліцьового з'єднання евольвентного, 227
шліцьового з'єднання прямобічного, 224
шпонкового з'єднання, 209

головка роторна, 238

Д

довідник інженера, 26

К

калькулятори, 24
коефіцієнт
впливу на зуб, 201
впливу пасової передачі, 202
втомної довговічності шпонкового

з'єднання, 219
вхідної сили, 44
довжини пасу, 117
додаткових сил підшипників, 201
дуги контакту, 116
експлуатаційний ланцюга, 147
забрудненості підшипників, 206
запасу міцності підшипників
статичний, 197
заточки зубів, 72
змащування ланцюга, 150
зміщення загальний, 62, 82
кількості пасів, 116
конусності колеса конічного, 88
корекції ресурсу підшипників, 199
міжосьової відстані ланцюга, 151
натягування пасу, 118
передавального відношення
ланцюгової передачі, 152
побудови ланцюга, 145
поверхневого навантаження, 71
кривизни витка пружини, 265, 284
потужності ланцюга, 145
розміру зірочки, 148
розподілу навантаження, 220
рядності ланцюга, 150
спеціальних властивостей
підшипників, 200
терміну служби ланцюгової
передачі, 153
терміну служби шпонкового
з'єднання до повного зносу, 219
тертя в зчленуванні, 44
тертя питомий ланцюга, 156
тертя підшипників, 198
тертя різі, 44
щільності, 44
 Z_k , 87

М

моделювання
валу-шестерні конічної, 186
валу-шестерні циліндричної, 78

- колеса конічного, 85
- передачі клинопасової з двома шківками, 110
- передачі клинопасової з трьома шківками, 110
- передачі клинопасової з натяжним шківом, 112
- майстер проектування, 17, 24
 - браузер, 33
 - діалогові вікна, 29
 - меню контекстне, 34
 - панель, 27
- муфти, 288
- Н**
- натяг попередній підшипника, 291
- П**
- пас
 - зубчастий, 122
 - клиновий, 104
- привод транспортера, 19
- пристосування-супутник, 258
- проектування, 16
 - автоматизоване, 23
 - концептуальне, 16
 - традиційне, 19
 - функціональне, 16
- Р**
- редуктор, 24
- робот, 257
- робото-технічний комплекс, 257
- С**
- кліщі робота, 258
- структура Inventor, 18
- Т**
- тиск допустимий ланцюгової передачі, 154
- Ф**
- файл руху, 246
- Ш**
- шпindel, 173, 291

Додаток А

Значення коефіцієнтів у діалоговому вікні "Коэффициенты" генератора "Цилиндрическое зубчатое зацепление"

Таблица А.1

Значення коефіцієнтів у діалоговому вікні "Коэффициенты" при вибраному
методі "ISO 6336:1996" у списку "Метод расчета прочности" генератора
"Цилиндрическое зубчатое зацепление"

Назва коефіцієнта	Значення коефіцієнта
Коефіцієнти динамічного навантаження	
Коэффициент внешней динамической нагрузки K_A	Коефіцієнт виду навантаження враховує динамічні перевантаження з зовнішніх по відношенню до зубчастої передачі джерел. Клацніть по кнопці з кутовою дужкою (рис. 5.6), та із випадного меню відкрийте діалогове вікно "Коэффициент внешней динамической нагрузки" для вибору значення.
Динамический коэффициент K_{Hv} (K_{Fv})	Динамічний коефіцієнт для контакту K_{Hv} та для вигину K_{Fv} враховує збільшення навантаження внаслідок внутрішніх динамічних впливів.
Коэффициент поверхностной нагрузки $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$)	Коефіцієнти поверхневого навантаження для контакту ($K_{H\beta}$) та для вигину ($K_{F\beta}$) залежать крім інших параметрів від прогину валу і положення зубчастих коліс відносно опор валів. Значення цих параметрів визначається за кінематичною схемою. Слід вибрати кінематичну схему, відповідну проектуваному механізму. Натисніть кнопку  (рис. 5.6) поруч з віконечками редагування коефіцієнта $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) для відкриття діалогового вікна "Кинематическая схема" (рис. 5.7), в якому можна вибрати потрібне значення.
Коэффициент поперечной нагрузки $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$)	Коефіцієнти поперечного навантаження для контакту ($K_{H\alpha}$) і для згину ($K_{F\alpha}$) враховує нерівномірний розподіл навантаження в поперечному напрямку, викликаний, наприклад, відхиленням кроку.
Единовременный коэффициент перегрузки K_{AS}	Одноразовий коефіцієнт перевантаження враховує максимальне одноразове перевантаження зубчастого колеса.
Коефіцієнти контактного напруження	
Фактор области Z_H	Коефіцієнт області враховує вплив на тиск Герца кривизни бічної поверхні зуба в полюсі зацеплення.
Коэффициент перекрытия Z_ε	Коефіцієнт перекриття враховує вплив коефіцієнта торцевого перекриття і коефіцієнта перекриття ε на конкретне навантаження на робочі поверхні зубчастих коліс.
Коэффициент контакта двух зубьев Z_B	Коефіцієнт контакту двох зубів перетворює контактне напруження в полюсі зацеплення в контактне напруження у внутрішньому полюсі контакту двох зубів на зубчастому колесі.
Коэффициент	Коефіцієнт довговічності враховує більш високу допустима

долговечности Z_N	напряга Герца, якщо потрібно тільки обмежена довговічність.
Коэффициент смазки Z_L	Коефіцієнт мастила враховує вплив в'язкості мастила.
Коэффициент шероховатости Z_R	Коефіцієнт шорсткості враховує шорсткість поверхні.
Коэффициент усиления по скорости Z_v	Коефіцієнт посилення по швидкості враховує вплив окружної швидкості на початковій окружності.
Коэффициент угла наклона зуба Z_β	Коефіцієнт кута нахилу зуба враховує вплив кута нахилу зуба на довговічність поверхні.
Коэффициент размера Z_X	Коефіцієнт розміру враховує вплив розмірів зуба на допустиме контактне напруження.
Коэффициент механического уплотнения Z_W	Коефіцієнт механічного ущільнення враховує вплив зачеплення з ущільненою поверхнею або порівняно щільним спряженим зубчастим колесом.
Коефіцієнти напруження згину	
Коэффициент формы Y_{Fa}	Коефіцієнт форми враховує вплив на номінальне напруження в основі зуба форми цього зуба з навантаженням, яке прикладається до вершини зуба.
Поправочный коэффициент напряжения Y_{Sa}	Поправковий коефіцієнт напруження враховує перетворення номінального напруження вигину, спричиненого прикладенням до вершини зуба навантаженням, в локальні напруження в основі зуба. Враховуються такі чинники: а) ефект збільшення напруження внаслідок зміни перетину в основі зуба і б) той факт, що система оцінки фактичного напруження в критичному для основи зуба перетині є більш складною, ніж дана проста система оцінки, а вплив згинального моменту не враховується.
Коэффициент заточки зубьев Y_{Sag}	Коефіцієнт заточування зубів враховує вплив заточування в сполученні зубчастого колеса поруч з критичним перетином. Він також враховує зменшення товщини основи зуба.
Коэффициент угла наклона зуба Y_β	Коефіцієнт кута нахилу зуба враховує різні типи впливу кута нахилу зуба, наприклад зміну навантаження уздовж контактних ліній.
Коэффициент перекрытия Y_ε	Коефіцієнт перекриття враховує вплив коефіцієнта торцевого перекриття і коефіцієнта перекриття на навантаження на робочу поверхню зубчастих коліс.
Коэффициент изменения нагрузки Y_A	Коефіцієнт зміни навантаження враховує вплив реверсивного навантаження на зуби.
Коэффициент технологичности Y_T	Коефіцієнт технологічності враховує вплив зміцнення ніжки зуба, наприклад, накочуванням і т.д.
Коэффициент долговечности Y_N	Коефіцієнт довговічності враховує більш високе допустиме напруження Герца, якщо потрібна обмежена довговічність.
Коэффициент чувствительности к врезанию Y_δ	Коефіцієнт чутливості до врізання враховує вплив чутливості матеріалу до врізання.
Коэффициент размера Y_X	Коефіцієнт розміру враховує вплив розмірів зуба на міцність зуба при вигині.
Фактор поверхности впадин Y_R	Коефіцієнт поверхні основи зуба враховує вплив шорсткості поверхні.

Додаток Б

Визначення різних типів бокових зазорів

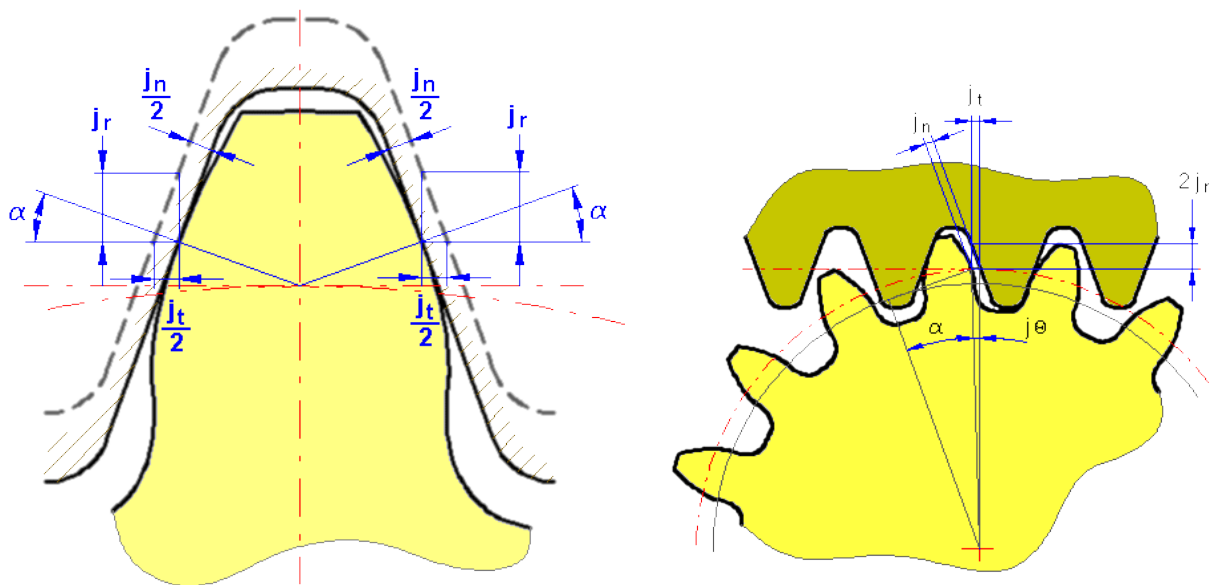


Рис. Б.1. Визначення типів бічного зазору

Таблиця Б.1

Співвідношення між значеннями різних типів бічного зазору циліндричних коліс

Типи зачеплення циліндричних зубчастих коліс	Відношення між круговим напрямком j_t і нормальним напрямком j_n	Відношення між круговим напрямком j_t і центральним напрямком j_r	Відношення між круговим напрямком j_t і кутовим боковим зазором j_θ
Прямозубе зубчасте зачеплення	$j_n = j_t \cos(\alpha)$	$j_r = \frac{j_t}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}$	$j_\theta = j_t \frac{360}{\pi d}$
Зубчасте зачеплення з гвинтовим зубом	$j_{nn} = j_{tt} \cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)$	$j_r = \frac{j_{tt}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t)}$	$j_\theta = j_{tt} \frac{360}{\pi d}$

Додаток В

Приклад креслення кінцевого зубчастого колеса

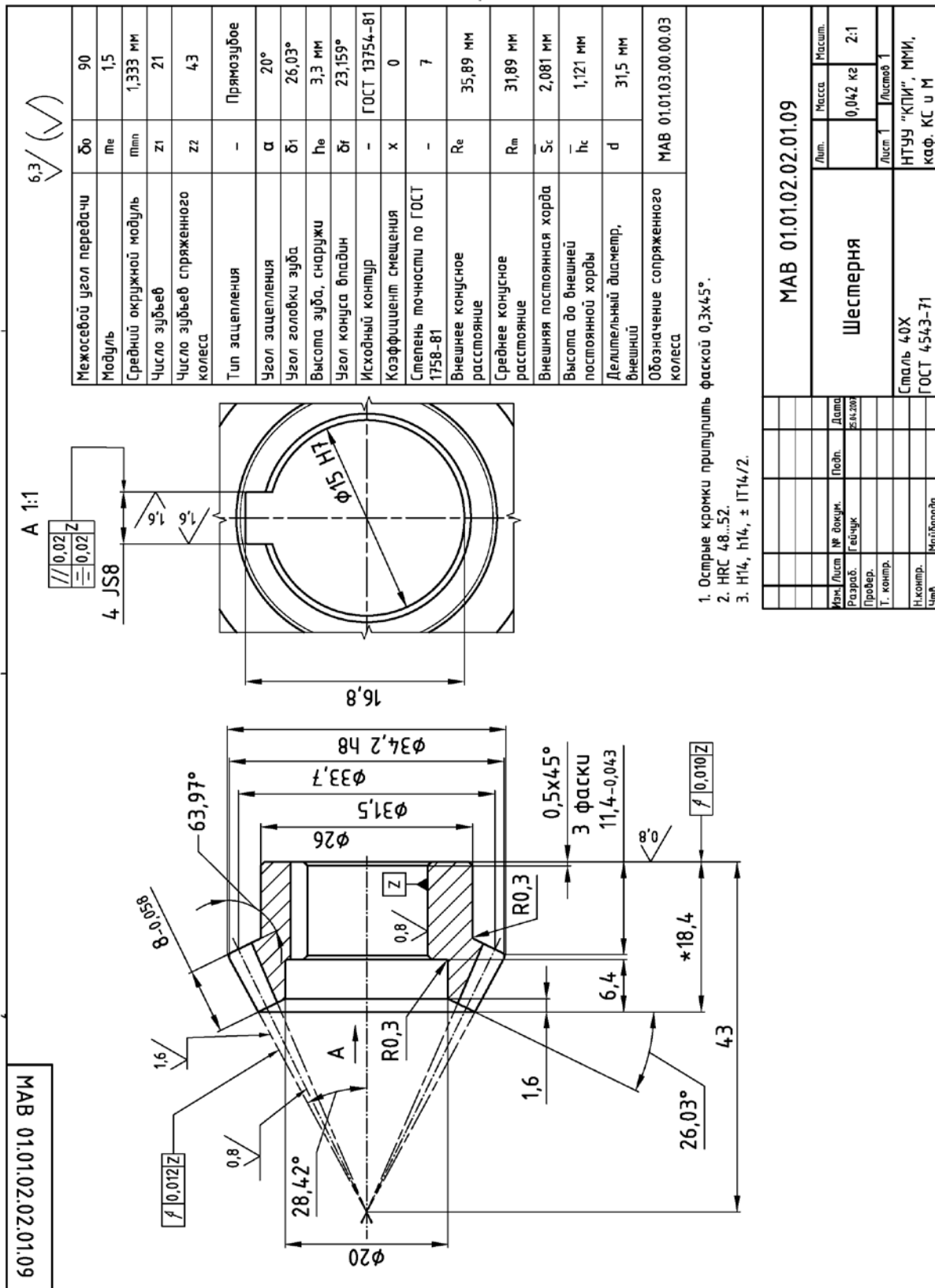


Рис. В.1. Приклад креслення кінцевого зубчастого колеса

Додаток Г

Звіт генератора конічних зубчастих коліс

Генератор компонентів конического зубчатого колеса

...

▣ Направляющая

Выбор коэффициента смещения - Пользовательский

Тип расчета нагрузки - Расчет крутящего момента для указанной мощности и скорости

Тип расчета прочности - Проверочный расчет

Метод расчета прочности - ISO 6336:1996

▣ Общие параметры

Передаточное отношение	i	2,6000 бр
Тангенциальный модуль	m_{et}	3,0 мм
Угол наклона зуба	β	35,0000 град
Тангенциальный угол профиля	α_t	20,0000 град
Межосевой угол	Σ	90,00 град
Обычный угол профиля основания зуба	α_{ne}	17,3381 град
Нормальный угол профиля в средней плоскости	α_{nm}	16,6018 град
Угол наклона зуба на основ.цилиндре	β_b	33,3441 град
Угол наклона зуба у основания	β_e	0,5399 рад
Модуль	m	2,6 мм
Коэффициент перекрытия	ε	3,0230 бр
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	1,6138 бр
Коэффициент перекрытия	ε_β	1,4092 бр
Предельное отклонение параллельности осей	f_x	0,0150 мм
Предельное отклонение параллельности осей	f_y	0,0075 мм
Эквивалент. передаточное отношение	i_v	6,8 бр
Эквивалентное межосевое расстояние	a_v	258,5 мм
Эквивалентное межосевое расстояние	a_n	385,2 мм
Радиус начального конуса	R_e	96,4 мм
Радиус делительного конуса в средней плоскости	R_m	86,4 мм

▣ Зубчатые колеса

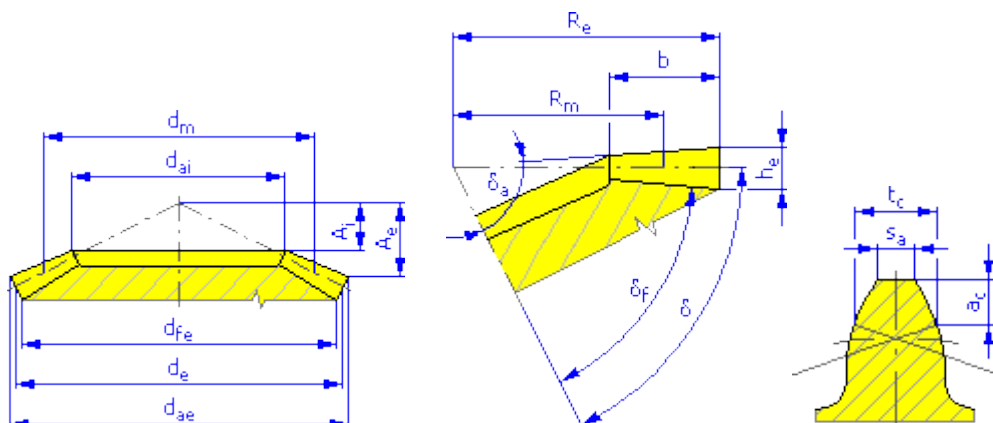
		Зубчатое колесо	
		1	2
Тип модели	Компонент	Компонент	Компонент
Количество зубьев	z	23,0 бр	60 бр
Коэффициент смещения	x	0,5000 бр	-0,5000 бр
Тангенциальное смещение	x_t	0,0000 бр	-0,0000 бр
Средний диаметр торца	d_e	69,0 мм	180,0 мм

Средний делительный диаметр	d_m	61,8 мм	161,3 мм
Наружный диаметр торца	d_{ae}	77,4 мм	181,1 мм
Наружный диаметр малого торца	d_{ai}	61,3 мм	143,5 мм
Диаметр впадин торца	d_{fe}	65,1 мм	176,3 мм
Расстояние до вершины	J_e	88,4 мм	33,1 мм
Расстояние до вершины от малого торца	J_i	70,0 мм	26,2 мм
Угол начального конуса	δ	20,9735 град	69,0265 град
Угол наружного конуса	δ_a	23,6465 град	69,9181 град
Угол конуса впадин	δ_f	19,7254 град	65,9977 град
Ширина грани	b	20,0 мм	
Коэффициент ширины зубчатого венца	b_r	0,2075 бр	
Коэффициент высоты головки зуба	a^*	1,0000 бр	1,0000 бр
Зазор	c^*	0,2000 бр	0,2000 бр
Коэффициент радиуса переходной кривой	r_f^*	0,3000 бр	0,3000 бр
Вся глубина зуба	h_e	6,6 мм	6,6 мм
Толщина зуба у основания	s_e	5,8 мм	3,6 мм
Толщина хорды	t_c	5,1 мм	3,2 мм
Высота головки зуба по хорде	a_c	3,6 мм	0,9 мм
Предельное отклонение направления зуба	F_β	0,0150 мм	0,0160 мм
Допуск на радиальное биение	F_r	0,0300 мм	0,0400 мм
Предельные отклонения осевого шага	f_{pt}	0,0120 мм	0,0130 мм
Пред.отклон. основного шага	f_{pb}	0,0110 мм	0,0120 мм
Эквивалентное количество зубьев	z_v	24,6 бр	167,6 бр
Эквивалентный диаметр делительной окружности	d_v	66,2 мм	450,7 мм
Эквивалентный наружный диаметр	d_{va}	74,3 мм	453,4 мм
Эквивалентный диаметр основной окружности	d_{vb}	62,2 мм	423,5 мм
Виртуальное количество зубьев	z_n	44,8 бр	305,0 бр
Эквивалентный делительный диаметр	d_n	98,7 мм	671,7 мм
Виртуальный наружный диаметр	d_{an}	106,8 мм	674,4 мм
Виртуальный основной диаметр окружности	d_{bn}	92,7 мм	631,2 мм
Коэффициент смещения без уклона	x_z	0,4134 бр	-3,2472 бр
Коэффициент смещения без подрезания	x_p	-0,8266 бр	-11,4454 бр
Коэффициент смещения допустимого подрезания	x_d	-0,9937 бр	-11,6125 бр
Коэф.высот.модиф.зуба	k	0,0000 бр	0,0000 бр

Наружная толщина зуба

s_a 0,6194 бр

0,9791 бр



⊞ Нагрузка

	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Мощность	P 3,4 кВт	3,3 кВт
Скорость	n 586,00 об_мин	224,63 об_мин
Крутящий момент	T 55,6 Н м	142,1 Н м
КПД	η 1,0 бр	
Окружная сила	F_t 1797,1 Н	
цикл нагружения	F_n 2289,3 Н	
Радиальная сила (направление 1)	F_{r1} 160,4 Н	1409,1 Н
Радиальная сила (направление 2)	F_{r2} 1061,2 Н	-940,9 Н
Осевая сила (направление 1)	F_{a1} 1409,1 Н	160,4 Н
Осевая сила (направление 2)	F_{a2} -940,9 Н	1061,2 Н
Окружная скорость	v 1,9 м_с	
Резонансная частота вращения	n_{E1} 17379,2 об_мин	

⊞ Материал

		Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
		30CrV9	30CrMoV9
Окончательный предел прочности	S_u	800 МПа	800 МПа
Предел текучести	S_y	600 МПа	600 МПа
Модуль упругости	E	206000 МПа	206000 МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,300 бр	0,300 бр
Предел усталости при изгибе	σ_{Flim}	705,0 МПа	705,0 МПа
Предел контактной усталости	σ_{Hlim}	1180,0 МПа	1180,0 МПа
Твердость в стержне зуба	JHV	210 бр	210 бр
Твердость в боковой части зуба	VHV	800 бр	800 бр
Основное количество циклов нагрузки при изгибе	N_{Flim}	3000000,0 бр	3000000,0 бр

Основное количество циклов нагрузки при контакте	N_{Hlim}	100000000,0 бр	100000000,0 бр
Экспонента кривой Велера для изгиба	q_F	9,0 бр	9,0 бр
Экспонента кривой Велера для контакта	q_H	10,0 бр	10,0 бр
Вид обработки	тип	8 бр	8 бр

▣ Расчет прочности

▣ Коэффициент динамической нагрузки

Коэффициент внешней динамической нагрузки	K_A	1,2 бр	
Динамический коэффициент	K_{Hv}	1,1 бр	1,1 бр
Коэф.поверхностной нагрузки	$K_{H\beta}$	1,4 бр	1,3 бр
Коэффициент поперечной нагрузки	$K_{H\alpha}$	1,5 бр	1,5 бр
Единовременный коэффициент перегрузки	K_{AS}	1,8 бр	

▣ Коэффициенты контактного напряжения

Коэффициент эластичности	Z_E	189,8 бр	
Фактор области	Z_H	2,3 бр	
Коэффициент перекрытия	Z_ε	0,7 бр	
Коэффициент конусности	Z_k	0,9 бр	
Коэффициент контакта двух зубьев	Z_B	1,0 бр	1,0 бр
Коэффициент долговечности	Z_N	1,0 бр	1,0 бр
Коэффициент смазки	Z_L	1,0 бр	
Коэффициент шероховатости	Z_R	1,0 бр	
Коэффициент скорости	Z_v	1,0 бр	
Коэффициент угла наклона зуба	Z_β	0,9 бр	
Коэффициент размера	Z_X	1,0 бр	1,0 бр

▣ Коэффициент напряжения изгиба

Коэффициент формы	Y_{Fa}	3,3 бр	6,8 бр
Поправ.коэф.напряжения	Y_{Sa}	1,7 бр	1,4 бр
Коэффициент заточки зубьев	Y_{Sag}	1,0 бр	1,0 бр
Коэффициент угла наклона зуба	Y_β	0,8 бр	
Коэффициент перекрытия	Y_ε	0,6 бр	
Коэффициент конусности	Y_k	1,0 бр	
Коэффициент изменения нагрузки	Y_A	1,0 бр	1,0 бр
Коэффициент технологичности	Y_T	1,0 бр	1,0 бр
Коэффициент долговечности	Y_N	1,0 бр	1,0 бр
Коэф. чувств. к врезанию	Y_δ	1,3 бр	1,3 бр
Коэффициент размера	Y_X	1,0 бр	1,0 бр
Фактор поверхности впадин	Y_R	1,0 бр	

▣ Результаты

Запас прочности по коррозии	S_H	2,3 бр	2,3 бр
Запас прочности по ломке зубьев	S_F	3,4 бр	1,9 бр
Запас прочности при контакте	S_{Hst}	3,8 бр	3,8 бр
Запас прочности при изгибе	S_{Fst}	2,2 бр	1,3 бр
Проверочный расчет		Положительная	

▣ Краткие сведения о сообщениях

11:48:09 Модель: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток Д

Фрагмент звіту генератора клинопасової передачі

Генератор компонентов клиновых ремней

▣ Свойства ремней

Отображаемое имя		Ремень клиновой узкий DIN 7753
Значение		XPZ 1000
Количество ремней	z	2,000 бр
Угол клина	α	40,00 град
Ширина	b	9,700 мм
Высота	h	8,000 мм
Ширина базы	b_w	8,500 мм
Длина базы	L_d	1000,000 мм
Наружная длина	L_e	1013,000 мм
Внутренняя длина	L_i	962,735 мм
Поправочный коэффициент длины	c_3	0,900 бр
Смещение наружной линии	H_w	2,069 мм
Смещение делительной прямой	a	0,000 мм
Минимальный рекомендуемый диаметр базы шкива	D_{wmin}	50,000 мм
Максимальная частота изгибов	f_{max}	120,000 Гц
Максимальная скорость ремня	v_{max}	50,000 м_с
Определенная масса	m	0,072 кг/м
Основная номинальная мощность	P_{RB}	3,161 кВт

▣ Свойства шкива с канавкой 1

Отображаемое имя		Шкив желобчатый
Значение		Custom
Тип шкива		Привод R
Диаметр базы	D_d	100,000 мм
Средний диаметр	D_p	100,000 мм
Ширина базы	b_w	8,500 мм
Угол канавки	α	34,00 град
Высота	c	2,000 мм
Глубина канавки	h	11,000 мм
Наружный радиус	R_1	0,000 мм
Внутренний радиус	R_2	0,000 мм
Координата X	x	211,632 мм
Координата Y	y	-4,500 мм

Длина участка	L_f	197,947 мм
Количество канавок	n_g	2,000 бр
Расстояние от ребра	S_e	8,000 мм
Расстояние между канавками	S_g	12,000 мм
Передаточное число	P_x	1,000 бр
Мощность	P	3,500 кВт
Крутящий момент	T	22,814 Н м
Скорость	n	1465,000 об_мин
Дуга контакта	β	138,50 град
Сила на входе	F_1	631,691 Н
Сила на выходе	F_2	175,411 Н
Результирующая осевая нагрузка	F_r	771,863 Н
Статическая сила натяжения	F_v	754,744 Н
Коэффициент трения	f_g	0,350 бр

▣ Свойства шкива с канавкой 2

Отображаемое имя	Шкив желобчатый	
Значение	Custom	
Тип шкива	Привод N	
Диаметр базы	D_d	250,000 мм
Средний диаметр	D_p	250,000 мм
Ширина базы	b_w	8,500 мм
Угол канавки	α	34,00 град
Высота	c	2,000 мм
Глубина канавки	h	11,000 мм
Наружный радиус	R_1	0,000 мм
Внутренний радиус	R_2	0,000 мм
Координата X	x	0,000 мм
Координата Y	y	0,000 мм
Межосевое расстояние	C	211,680 мм
Длина участка	L_f	197,947 мм
Количество канавок	n_g	2,000 бр
Расстояние от ребра	S_e	8,000 мм
Расстояние между канавками	S_g	12,000 мм
Передаточное число	P_x	1,000 бр
Мощность	P	3,370 кВт
Крутящий момент	T	55,894 Н м
Скорость	n	575,772 об_мин
Теоретическое передаточное отношение	i_T	2,500 бр

Передаточное отношение	i	2,544 бр
Дуга контакта	β	221,50 град
Сила на входе	F_1	175,411 Н
Сила на выходе	F_2	631,691 Н
Результирующая осевая нагрузка	F_r	771,863 Н
Статическая сила натяжения	F_v	754,744 Н
Коэффициент трения	f_g	0,350 бр

☐ Проверка прочности

Мощность	P	3,500 кВт
Крутящий момент	T	22,814 Н м
Скорость	n	1465,00 мин ⁻¹
КПД крутящего момента	η_t	0,980 бр
КПД	η	0,963 бр
Проскальзывание ремня	s	0,017 бр
Поправочный коэффициент дуги контакта	c_1	0,888 бр
Эксплуатационный коэффициент	c_2	1,200 бр
Полученный эксплуатационный коэффициент	c_{PR}	1,407 бр
Поправочный коэффициент длины	c_3	0,900 бр
Поправочный коэффициент количества ремней	c_4	0,975 бр
Поправочный коэффициент количества шкивов	c_5	1,000 бр
Изменить трение в соответствии с коэффициентом скорости	f_{mod}	0,012 с/м
Коэффициент натяжения	k_1	1,300 бр
Скорость ремня	v	7,671 м/с
Частота изгибов ремня	f_b	15,341 Гц
Необходимое количество ремней	z_{er}	1,706 бр
Эффективная выемка	F_p	456,280 Н
Центробежная сила	F_c	8,473 Н
Натяжение при установке ремня	F_t	201,775 Н
Максимальное натяжение участка ремня	F_{tmax}	315,845 Н

☐ Краткие сведения о сообщениях

12:43:13 Расчет: Натяжение ремня рассчитано относительно шкива 1.

12:43:13 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток Е

Зубчасто-пасові передачі

Таблиця Е.1

Характеристики класичних приводних пасів (відношення висоти до ширини пасу 1: 1,6)

Позначення ISO, DIN	Z	A	B	C	D	E
Позначення ГОСТ	О	А	Б	В	Г	Д
Ширина пасу, мм	10	13	17	22	32	40
Висота пасу, мм	6	8	11	14	20	25
Мінімальний діаметр шківів, мм	45	71	112	180	315	450
Максимальна колова швидкість, м/с	30					
Довжина пасів, мм						
від	500	500	630	1180	1900	4000
до	2500	4500	9000	9500	13200	14000
Вага погонного метра, кг/м	0,06	0,105	0,17	0,3	0,63	0,97

Таблиця Е.2

Характеристики приводні пасів вузьких перетинів (відношення висоти до ширини пасу 1: 1,2)

Позначення ISO, DIN	SPZ	SPA	SPB	SPC
Позначення ГОСТ	УО	УА	УБ	УВ
Ширина пасу, мм	9,7	12,7	16,3	22
Висота пасу, мм	8	10	13	18
Мінімальний діаметр шківів, мм	63	90	140	224
Максимальна колова швидкість, м/с	40			
Довжина пасів, мм				
від	512	647	1250	2000
до	3550	4500	8000	12250
Вага погонного метра, кг/м	0,073	0,10	0,178	0,38

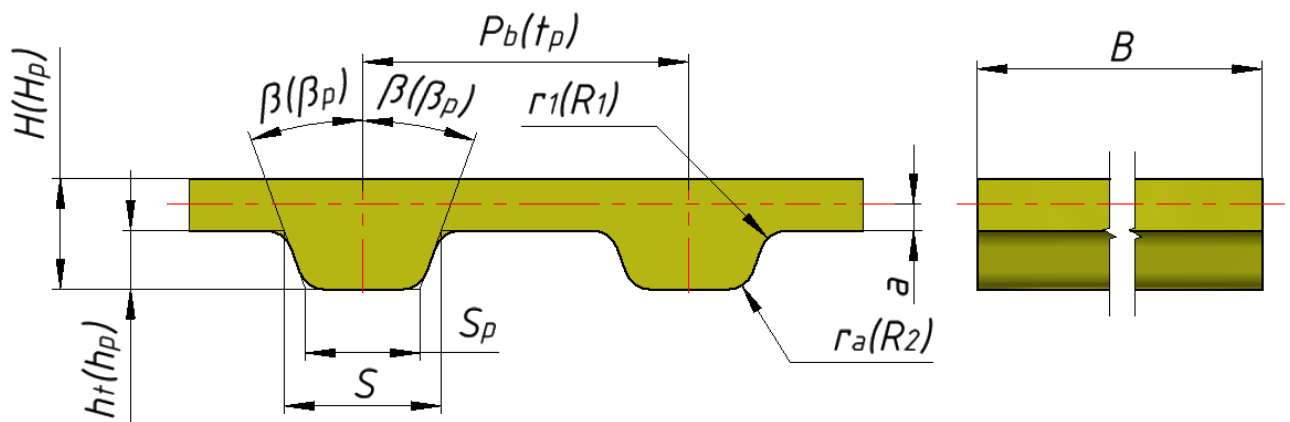


Рис. Е.1. Форма та параметри трапецієвидного профілю зубчастого пасу (позначення за DIN та ISO, в дужках – за ОСТ 38 05114-76)

Таблиця Е.3

Геометричні параметри пасів з трапецеїдальними зубами

Визначний параметр		Величина, позначення	$P_b(t_p)$, мм	Розміри перерізу, мм					Кут профілю β , °
				$H(H_p)$	$h_t(h_p)$	S_p	$r_1(R_1)$	$r_a(R_2)$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OCT	m	1,0	3,14	1,6	0,8	1,0	0,2	0,2	50
		1,5	4,71	2,2	1,2	1,5	0,3	0,3	50
		2,0	6,28	3,0	1,5	1,8	0,4	0,4	50
		3,0	9,42	4,0	2,0	3,2	0,5	0,5	40
		4,0	12,57	5,0	2,5	4,4	1,0	1,0	40
		5,0	15,71	6,5	3,5	5,0	1,2	1,2	40
		7,0	21,99	11,0	6,0	8,0	1,5	1,2	40
		10,0	31,42	15,0	9,0	12,0	2,0	1,5	40
ISO	t_p	MXL ¹⁾	2,032	1,1	0,51	0,76	0,127	0,127	40
		XXL ²⁾	3,75	1,52	0,76	1,02	0,28	0,30	50
		XL ³⁾	5,080	2,3	1,27	1,37	0,38	0,38	50
		L ⁴⁾	9,525	3,6	1,9	3,25	0,51	0,51	40
		H ⁵⁾	12,700	4,3	2,29	4,43	1,02	1,02	40
		XH ⁶⁾	22,225	11,2	6,35	7,94	1,57	1,2	40
		XXH ⁷⁾	31,750	15,7	9,53	12,2	2,28	1,52	40
DIN	t_p	T2,0	2,0	1,1	0,5	0,7	0,2	0,2	40
		T2,5	2,5	1,3	0,7	1,0	0,2	0,2	40
		T5	5,0	2,2	1,2	1,8	0,4	0,4	40
		T10	10,0	4,5	2,5	3,5	0,6	0,6	40
		T20	20,0	8,0	5,0	6,5	0,8	0,8	40

1) Mini Synchro; 2) Double Extra Light; 3) Extra Light; 4) Light; 5) Heavy; 6) Extra Heavy; 7) Double Extra Heavy.

Таблиця Е.4

Геометричні параметри зубчастих пасів серії АТ

Позначення	t_p , мм	S_p , мм	h_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	H_p , мм	$2\beta_p$, °
AT5	5,0	2,5	1,2	0,86	0,4	2,7	50
AT10	10,0	5,0	2,5	1,25	0,4	4,5	50
AT20	20,0	10,0	5,0	2,5	1,75	8,0	50

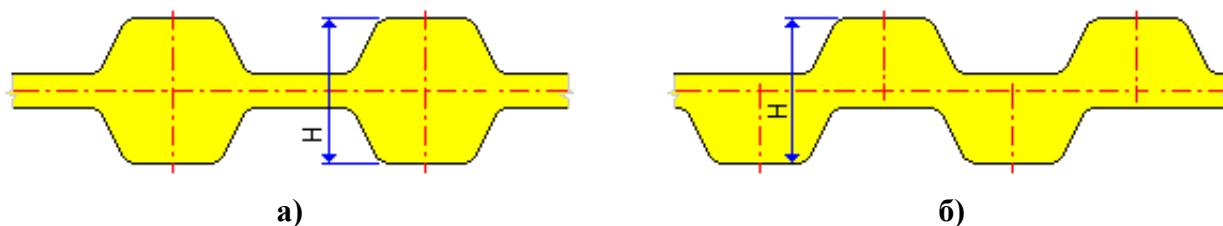


Рис. Е.2. Форми подвійних трапецеїдальних профілів: а) симетричних; б) ступінчатих

50 T10 1080 () () Вставити "NT" для нейлонових зубів, "NB" для нейлонової зворотної сторони, "NTB" для обох нейлонових сторін, "HB" для важкої підложки, "FDA" для FDA
Вставити "K", якщо виготовляється із кевлару (Kevlar)
Довжина: 1080 (108 зубів x 10 мм)
Крок: T10 (10 mm)
Ширина: 50 мм

Рис. Е.3. Приклад позначення поліуретанового пасу трапецеїдального профілю

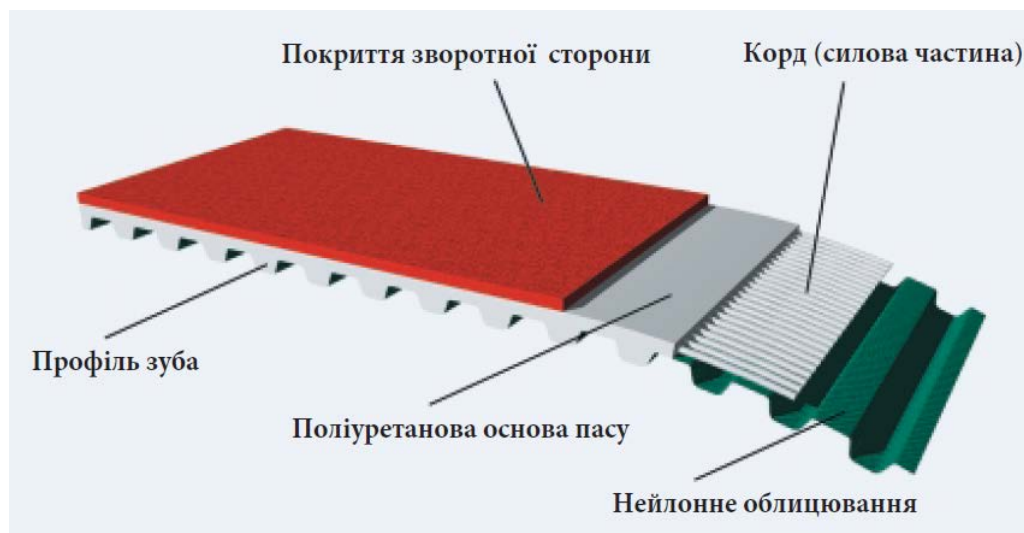


Рис. Е.4. Будова поліуретанового пасу трапецеїдального профілю

Таблиця Е.5

Мінімальні діаметри для направляючих шківів і натяжних роликів

Профіль пасу	Мінімальний діаметр, мм	
	На стороні зуба	На задній стороні
XL	30	30
L	60	60
H	60	80
XH	150	180
T5	30	30
T10	60	60
T20	120	120
AT5	25	60
AT10	50	60
AT20	120	180
HTD5, RPP5, STD5	В 2,5 рази більше, ніж зовнішній діаметр мінімально допустимого зубчастим шківом	В 1,5 рази більше зовнішнього діаметра мінімально допустимого зубчастим шківом
HTD8, RPP8, STD8		
HTD14, RPP14, STD14		
HTD20, RPP20, STD20		

Фрагмент звіту генератора зубчато-пасової передачі

Генератор компонентов зубчатых ремней

Свойства ремней

Отображаемое имя	Ремень зубчатый	
Значение	16T10 x 500 D	
Окружной шаг	p_b	10,0 мм
Количество зубьев	z	50,0 бр
Длина шага	L	500,0 мм
Ширина	B	16,0 мм
Высота	H	7,0 мм
Ширина зуба	S	5,3 мм
Угол зуба	β	20,00 град
Высота зуба	h_t	2,5 мм
Радиус кривизны переходной кривой у основания зуба	r_r	0,6 мм
Радиус кривизны переходной кривой у вершины зуба	r_a	0,6 мм
Минимальный средний диаметр шкива	$D_{\min}$	38,0 мм
Максимально допустимое рабочее натяжение	T_a	6151,8 Н
Максимальная частота изгибов	$f_{\max}$	50,0 Гц
Максимальная скорость ремня	$v_{\max}$	60,0 м_с
Определенная масса	m	0,4 кг/м

▣ Свойства синхронного шкива 1

Отображаемое имя	Шкив синхронный	
Значение	18T10 x 16	
Тип шкива	Привод R	
Количество зубьев	z	16,0 бр
Количество зубьев при контакте	z_c	8,0 бр
Окружной шаг	p_b	10,0 мм
Средний диаметр	D_p	50,9 мм
Наружный диаметр шкива	D_0	48,9 мм
Смещение делительной прямой	a	1,0 мм
Ширина шкива	b_f	18,0 мм
Радиус кривизны переходной кривой по высоте зубьев	r_t	0,8 мм
Радиус кривизны переходной кривой у основания зубьев	r_b	0,6 мм
Ширина паза	b_w	3,6 мм
Высота зуба	h_g	2,6 мм
Угол канавки	ϕ	25,00 град
Координата X	x	0,0 мм
Координата Y	y	0,0 мм
Длина участка	L_f	85,2 мм
Передаточное число	P_x	1,0 бр
Мощность	P	0,9 кВт
Крутящий момент	T	30,0 Н м
Скорость	n	300,0 об_мин

Дуга контакта	β	159,30 град
Сила на входе	F_1	1414,0 Н
Сила на выходе	F_2	235,9 Н
Результирующая осевая нагрузка	F_r	1636,8 Н
Статическая сила натяжения	F_v	1623,0 Н

▣ Свойства синхронного шкива 2

Отображаемое имя	Шкив синхронный	
Значение	Прочие	
Тип шкива	Привод N	
Количество зубьев	z	23,0 бр
Количество зубьев при контакте	z_c	12,0 бр
Окружной шаг	p_b	10,0 мм
Средний диаметр	D_p	73,2 мм
Наружный диаметр шкива	D_0	71,2 мм
Смещение делительной прямой	a	1,0 мм
Ширина шкива	b_f	18,0 мм
Радиус кривизны переходной кривой по высоте зубьев	r_t	0,8 мм
Радиус кривизны переходной кривой у основания зубьев	r_b	0,6 мм
Ширина паза	b_w	3,6 мм
Высота зуба	h_g	2,6 мм
Угол канавки	φ	25,00 град
Координата X	x	0,0 мм
Координата Y	y	-150,0 мм
Межосевое расстояние	C	150,0 мм
Длина участка	L_f	149,6 мм
Передаточное число	P_x	1,0 бр
Мощность	P	0,9 кВт
Крутящий момент	T	41,8 Н м
Скорость	n	208,7 об_мин
Передаточное отношение	i	1,4 бр
Дуга контакта	β	174,18 град
Сила на входе	F_1	235,9 Н
Сила на выходе	F_2	1414,0 Н
Результирующая осевая нагрузка	F_r	1648,8 Н
Статическая сила натяжения	F_v	1647,7 Н

▣ Свойства гладкого шкива 3

Отображаемое имя	Шкив гладкий	
Значение	Прочие	
Тип шкива	Промежуточное колесо	
Номинальный диаметр	D	32,0 мм
Средний диаметр	D_p	39,0 мм
Ширина шкива	B	18,5 мм
Координата X	x	29,8 мм

Координата Y	y	-80,0 мм
Межосевое расстояние	C	85,4 мм
Длина участка	L _f	74,1 мм
Передаточное число	P _x	0,0 бр
Крутящий момент	T	0,0 Н м
Скорость	n	391,8 об_мин
Передаточное отношение	i	0,8 бр
Дуга контакта	β	26,52 град
Сила на входе	F ₁	1414,0 Н
Сила на выходе	F ₂	1414,0 Н
Результирующая осевая нагрузка F _r		648,6 Н
Статическая сила натяжения	F _v	378,4 Н

☐ Проверка прочности

Мощность	P	0,9 кВт
Крутящий момент	T	30,0 Н м
Скорость	n	300,0 об_мин
КПД	η	1,0 бр
Эксплуатационный коэффициент	c _p	1,6 бр
Полученный эксплуатационный коэффициент	c _{PR}	5,2 бр
Скорость ремня	v	0,8 м_с
Эффективная выемка	F _p	1178,1 Н
Центробежная сила	F _c	0,3 Н
Натяжение при установке ремня	F _t	824,9 Н
Максимальное натяжение участка ремня	F _{tmax}	1414,0 Н
Коэффициент зацепления зубьев	k _z	1,0 бр
Коэффициент натяжения	k ₁	1,2 бр

☐ Краткие сведения о сообщениях

12:25:19 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток Ж

Ланцюгові передачі

Ж.1. Класифікація мастил за в'язкістю

SAE - класифікація мастил за в'язкістю розроблена Американською асоціацією автомобільних інженерів (англ. Society of Automobile Engineers), поділяє мастила на класи за текучістю, тобто здатності масла текти і одночасно "прилипати" до поверхні металу. Вона діє в Європі, США, Японії та інших країнах.

В'язкість рідини - це показник внутрішнього тертя її молекул одна з одною. Вважається, що в'язкість - це опір, який перешкоджає пересуванню однієї частинки масла.

Кінематична в'язкість мастил вимірюється при двох температурах (40° C і 100° C) в сантистоксах (скорочено cST або cСт). Вона вимірюється в мм²/с, наприклад, в капіляр-віскозиметрах, як час витікання певної кількості мастила з каліброваного отвору малого розміру (капіляра) під дією сили тяжіння.

Динамічна в'язкість вимірюється в мілліпаскаль-секундах при температурі 150°С (скорочено: mPas або мПа·с).

Клас SAE повідомляє споживачеві діапазон температури навколишнього середовища, в якому мастило забезпечить провертання двигуна стартером (друга зліва колонка в табл. Ж.1), прокачування мастила насосом по змащувальній системі двигуна під тиском при холодному пуску в режимі, що не допускає сухого тертя в вузлах тертя (третя зліва колонка в табл. Ж.1), і надійне змащування влітку при тривалій роботі на максимальному швидкісному і навантажувальному режимі.

Таблиця Ж.1.

Класифікація SAE J 300 APR 97

Клас за SAE	Низькотемпературна в'язкість		Високотемпературна в'язкість	
	Провертання ¹⁾	Прокачування ²⁾	В'язкість ³⁾ , мм ² /с, при 100°С	
	Максимальна в'язкість, мПа·с,	Максимальна в'язкість, мПа·с,	Min	Max
				В'язкість ⁴⁾ , МПа·с, при 150°С та швидкості зсуву 106 с ⁻¹ , не менше

	при t,°C	при t,°C			
0W	3250 при -30°C	60000 при -40°C	3,8	-	
5W	3500 при -25°C	60000 при -35°C			
10W	3500 при -20°C	60000 при -30°C	4,1	-	-
15W	3500 при -15°C	60000 при -25°C	5,6	-	-
20W	4500 при -10°C	60000 при -20°C	5,6	-	-
25W	3250 при -5°C	60000 при -15°C	9,3	-	-
20	-	-	5,6	<9,3	2,6
30	-	-	9,3	<12,5	2,9
40	-	-	12,5	<16,3	2,9 ⁵⁾
40	-	-	12,5	<16,3	3,7 ⁶⁾
50	-	-	16,3	<21,9	3,7
60	-	-	21,9	<26,1	3,7

Примітки:

- 1) В'язкість вимірюється за методом ASTM D 5293 на віскозиметрі CCS.
- 2) В'язкість вимірюється за методом ASTM D 4684 на віскозиметрі MRV; напруження зсуву не допускається при будь-якому значить в'язкості.
- 3) В'язкість вимірюється за методом ASTM D 445 на капілярному віскозиметрі (кінематична).
- 4) В'язкість вимірюється за методом ASTM D 4683 або CEC L-36-A-90 на конічному імітаторі підшипника.
- 5) Це значення для класів SAE 0W-40, 5W-40, 10W-40.
- 6) Це значення для класів SAE 40, 15W-40, 20W-40, 25W-40.

Таблиця Ж.2

Клас в'язкості мастила за ISO

Клас в'язкості по ISO	Середня в'язкість при 40C, мм ² /с	Граничні кінематичної в'язкості, при 40C, мм ² /с	
		min	max
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9	11
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 48	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90	110

ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

Таблиця Ж.3

В'язкість, щільність і відповідність деяких ISO і SAE класів мастил.

ISO клас	Еквівалентний клас за SAE	В'язкість				Густина	
		Сантостокси (1 сантостокс = 1 мм ² *с)		10 ⁻⁶ рейни (фунт*с /дюйм ²)		кг/м ³	фунт/дюйм ³
		40°C	100° C	104° F (40° C)	212° F (100° C)		
32	10W	32	5.4	4	0.6	857	0.031
46	20	46	6.8	5.7	0.8	861	0.0311
68	20W	68	8.7	8.5	1.1	865	0.0313
100	30	100	11.4	12.6	1.4	869	0.0314
150	40	150	15	19	1.8	872	0.0315
220	50	220	19.4	27.7	2.4	875	0.0316

Ж.2. Перевірка міцності

В основу оцінки можливості застосування вибраного ланцюга при заданих експлуатаційних умовах генератором роликів ланцюгів покладена наступна теорія.

Статичний коефіцієнт запасу міцності при розриві ланцюга визначається для постійного навантаження як:

$$S_S = \frac{F_U}{F_{T_{max}}} \geq S_{S_{min}},$$

де $S_{S_{min}}$ - мінімально допустимий статичний запас міцності; F_U - межа міцності при розтягуванні ланцюга; $F_{T_{max}}$ - максимальний натяг ланцюга на заданій ділянці.

Динамічний коефіцієнт запасу міцності при розриві ланцюга визначається для граничного навантаження як:

$$S_D = \frac{F_U}{F_{T_{max}} \cdot Y} \geq S_{D_{min}},$$

де $S_{D_{min}}$ - мінімально допустимий динамічний запас міцності; Y - коефіцієнт ударного навантаження.

Ж.2.1. Розрахункова потужність і номінальна потужність ланцюга

При визначенні розрахункової потужності P_D враховується номінальна потужність ланцюга P_R . Номінальна потужність ланцюга повинна перевищувати розрахункову потужність:

$$P_D < P_R,$$

де: $P_D = P \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot f_7 \cdot \frac{1}{f_4}$; $P_R = P_{RN} \cdot f_3 \cdot \Phi$; P - передана потужність;

P_{RN} - номінальна потужність одноланкового ланцюга для нормальних експлуатаційних умов; f_1 - експлуатаційний коефіцієнт; f_2 - коефіцієнт розміру зірочки; f_3 - коефіцієнт багаторядності ланцюга; f_4 - коефіцієнт змащування; f_5 - коефіцієнт міжосьової відстані; f_6 - коефіцієнт передатного відношення; f_7 - коефіцієнт терміну служби; Φ - коефіцієнт побудови ланцюга.

Номінальна потужність ланцюга розраховується за емпіричними формулами номінальної потужності, унікальним для кожного ланцюга. Ці формули наведені в національних стандартах для сталевих ланцюгів або в дослідницьких роботах асоціації ACA (American Chain Association, США). Згідно з результатами розрахунків за цими формулами енергоємність може відрізнятися від значень, що вказуються виробниками ланцюгів.

За допомогою формул номінальної потужності визначається дійсна номінальна потужність для ланцюгових приводів, що працюють в нормальних експлуатаційних умовах. Якщо ланцюгової привід використовується в інших умовах, необхідні коефіцієнти номінальної потужності автоматично підбираються за допомогою генератора.

Енергоємність ланцюгових приводів, що працюють при нормальних експлуатаційних умовах, залежить від наступних факторів:

- втома сполучної пластини P_{R1} ;
- втома при ударному навантаженню на ролик і втулку P_{R2} ;
- стирання між штифтами і втулками P_{R3} .

Приклади формул номінальної потужності ланцюга:

$$P_{R1} = 0.0044 \cdot Z_S \cdot n_S^{0.96} \cdot p^{(3-0.7 \cdot p)};$$

$$P_{R2} = \frac{17 \cdot Z_S \cdot p^{0.8}}{n_S^{1.5}};$$

$$P_{R3} = 6.452 \cdot Z_S \cdot p^2 \cdot \left(\frac{Z_S^3 \cdot n_S^3 \cdot p^5 (2 + 0.03226 \cdot Z_S)}{3.96 \cdot 10^{12}} \right);$$

$$P_{RN} = \min(P_{R1}; P_{R2}; P_{R3})$$

де Z_S - кількість зубів малої зірочки; n_S - швидкість малої зірочки; p - крок ланцюга.

При використанні додаткових параметрів вкладки "Расчет" генератора ланцюгів можна ігнорувати коефіцієнт змашування для розрахунку енергоємності з урахуванням втоми сполучної пластини P_{R1} і втоми при ударному навантаженню на ролик і втулку P_{R2} . Тільки розрахунок енергоємності з урахуванням стирання між штифтами і втулками P_{R3} залежить від коефіцієнта мастила f_4 . Тоді розрахункова потужність і результуюча енергоємність ланцюга визначаються наступним чином:

$$P_D = P \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot f_7; \quad P_{RN} = \min(P_{R1}; P_{R2}; P_{R3});$$

$$P_R = P_{RN} \cdot f_3 \cdot \Phi.$$

Ж.2.2. Тиск на опорну поверхню ланцюга

При експлуатації ланцюгового приводу змінне розтягувальне навантаження діє на контактні поверхні штифтів і втулок, чим визначається величина тиску на опорну поверхню ланцюга. Якщо ця величина перевищує допустимий тиск на опорну поверхню ланцюга, термін служби ланцюга в значній мірі скорочується. Для перевірки міцності проводиться розрахунок за такою формулою:

$$p_B \leq p_0 \cdot \lambda.$$

Величина фактичного тиску на опорну поверхню ланцюга розраховується за максимальним розтягування ділянки кола наступним чином:

$$p_B = \frac{F_{Tmax}}{A},$$

Допустимий тиск на опорну поверхню ланцюга визначається як

$$p_0 = p_{B0} \cdot \phi,$$

де p_B - фактичний тиск на опорну поверхню ланцюга; $F_{T_{max}}$ - максимальний натяг ланцюга на заданій ділянці; A - площа опорної поверхні ланцюга; p_{B0} - допустимий питомий тиск на опорну поверхню ланцюга при нормальних експлуатаційних умовах; ϕ - коефіцієнт побудови ланцюга; λ - питомий коефіцієнт тертя.

Ж.2.3. Аналіз очікуваного терміну служби

Програма перевіряє очікуваний термін служби:

- t_h для заданого розтягування ланцюга;
- t_{hL} для втоми при ударному навантаженню на сполучну пластину;
- t_{hR} для втоми при ударному навантаженню на ролик і втулку.

Перевірка міцності виконується успішно, якщо необхідний термін служби менше або дорівнює будь-якого розрахованого терміну служби.

Ж.2.3.1. Очікуваний термін служби для заданого розтягування ланцюга

Протягом терміну служби ланцюг подовжується через знос. Очікуваний термін служби при розтягуванні ланцюга на 3% визначається за наступною емпіричною формулою

$$t_{h3\%} = 2744 \cdot \left(\frac{f_c \cdot f_m \cdot f_k}{p_B} \right)^3 \cdot \frac{X}{v} \cdot \frac{z_1}{\frac{z_1}{z_2} + 1} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_2};$$

де $t_{h3\%}$ - очікуваний термін служби ланцюга при розтягуванні на 3%, год.; f_c - коефіцієнт зносу; f_m - коефіцієнт розміру конкретного ланцюга; f_k - коефіцієнт швидкості ланцюга; X - кількість ланок ланцюга; v - швидкість ланцюга, м/с; z_1 - кількість зубів малої зірочки; z_2 - кількість зубів великої зірочки; p - крок ланцюга, м; d_2 - діаметр штифта ланцюга, м; p_B - тиск на опорну поверхню ланцюга, Н/см².

Ланцюговий привід з трьома або більше зірочками замінюється віртуальними ланцюговими приводами, в яких використовуються тільки дві зірочки. Результуючий термін служби визначається наступним чином. Тиск на

опорну поверхню ланцюга на заданій ділянці буде різним для кожного віртуального ланцюгового приводу:

$$t_{h3\%} = \frac{1}{\frac{1}{t_{h1}} + \frac{1}{t_{h2}} + \frac{1}{t_{h3}} + \dots + \frac{1}{t_{hn}}},$$

де $t_{h1} \dots t_{hn}$ - очікуваний термін служби для віртуального ланцюгового приводу при розтягуванні ланцюга на 3%, год.

Очікуваний термін служби для питомого подовження, відмінного від 3%, визначається як:

$$t_h = t_{h3\%} \cdot \frac{\Delta L_{max}}{0.03},$$

де ΔL_{max} – максимальне розтягнення ланцюга.

Ж.2.3.2. Коефіцієнт зносу f_c

В коефіцієнті зносу враховується якість мастила і її вплив на швидкість зносу ланцюга. Величина коефіцієнта зносу ланцюга визначається за залежністю, представленою на рис. Ж.1.

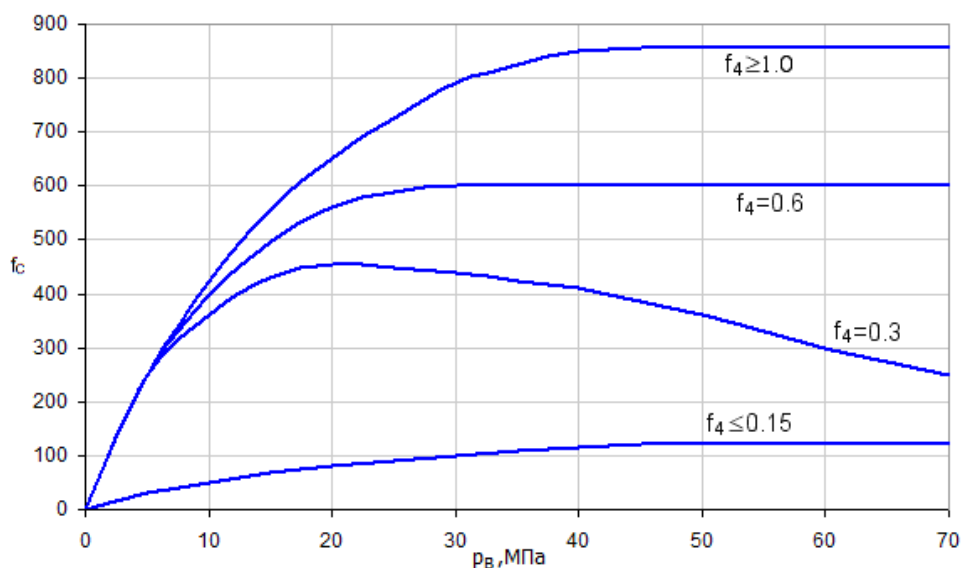


Рис. Ж.1. Залежність коефіцієнта зносу ланцюга f_c від коефіцієнта змащування f_4 і тиску на опорну поверхню p_B

Ж.2.3.3. Коефіцієнт питомого розміру ланцюга f_m

В коефіцієнті розміру ланцюга враховується розмір ланцюга і його вплив на знос. Величина коефіцієнта визначається за таблицею Ж.2.

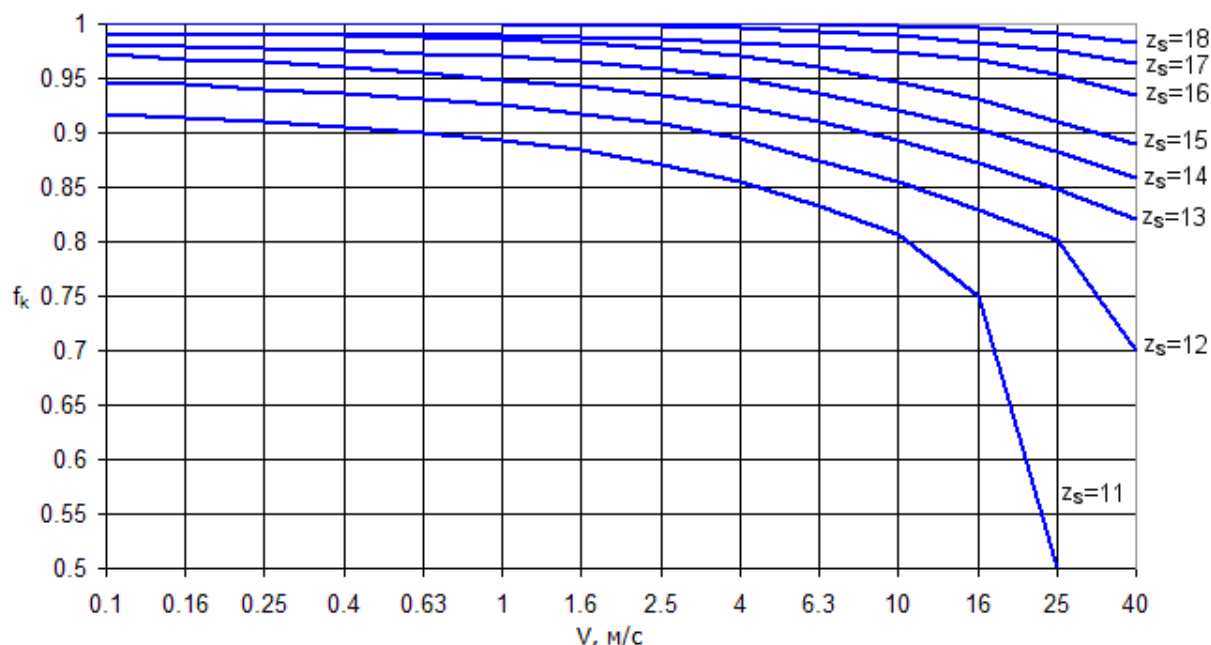
Таблиця Ж.2.

Коефіцієнт розміру ланцюга в залежності від його кроку

$p, \text{ мм}$	4	5	6	6.35	8	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50.8	63.5	76.2
f_m	1.64	1.57	1.54	1.53	1.49	1.48	1.44	1.39	1.34	1.27	1.23	1.19	1.15	1.11	1.03	0.96

Ж.2.3.4. Коефіцієнт швидкості ланцюга f_k

В коефіцієнті швидкості ланцюга враховується швидкість ланцюга V для певної кількості зубів найменшої зірочки Z_s . Якщо кількість зубів найменшої зірочки приводу дорівнює чи перевищує 19, коефіцієнт завжди дорівнює одиниці. Якщо кількість зубів зірочки менше 19, коефіцієнт швидкості визначається за залежностями, представленими на рис. Ж.2.

Рис. Ж.2. Залежність коефіцієнта швидкості ланцюга f_k від кількості зубів найменшої зірочки Z_s і швидкості V **Ж.2.3.5. Очікуваний термін служби з урахуванням втоми сполучних пластин**

Очікуваний термін служби без втомного руйнування сполучної пластини визначається за наступною емпіричною формулою:

$$t_{hl} = \frac{X}{n_s} \cdot f_z \cdot \left(f_y \cdot \frac{F_u}{F_p \cdot f_1} \right)^{10};$$

де t_{hl} - очікуваний термін служби з урахуванням втоми сполучної пластини, год.; n_s - швидкість найменшої зірочки, об/хв; f_z - коефіцієнт [кількості] зубів; F_p - ефективне тягове навантаження, Н.

Ж.2.3.6. Коефіцієнт кількості зубів f_z

В коефіцієнті кількості зубів враховується зміна терміну служби, який визначається розміром найменшої зірочки ланцюгового приводу (рис. Ж.3).

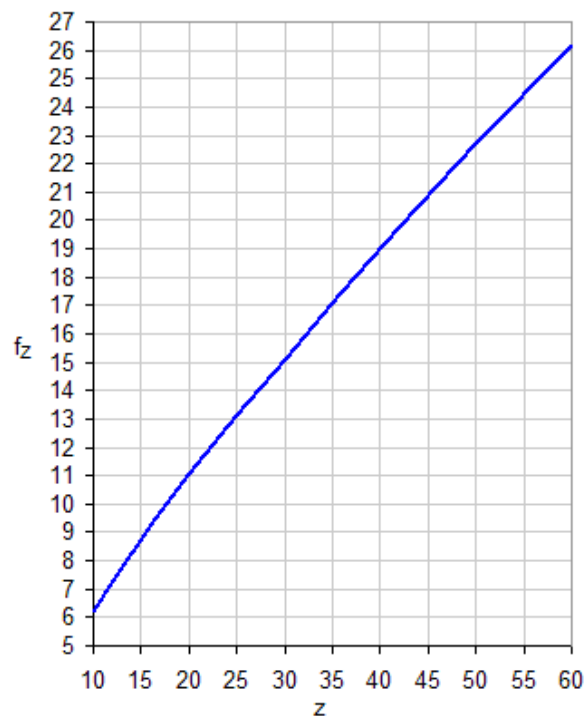


Рис. Ж.3. Залежність коефіцієнта кількості зубів f_z від кількості зубів найменшої зірочки Z_s

Ж.2.3.7. Коефіцієнт питомого розміру ланцюга f_Y

В коефіцієнті враховується розмір ланцюга відповідно до граничних навантажень (рис. Ж.4).

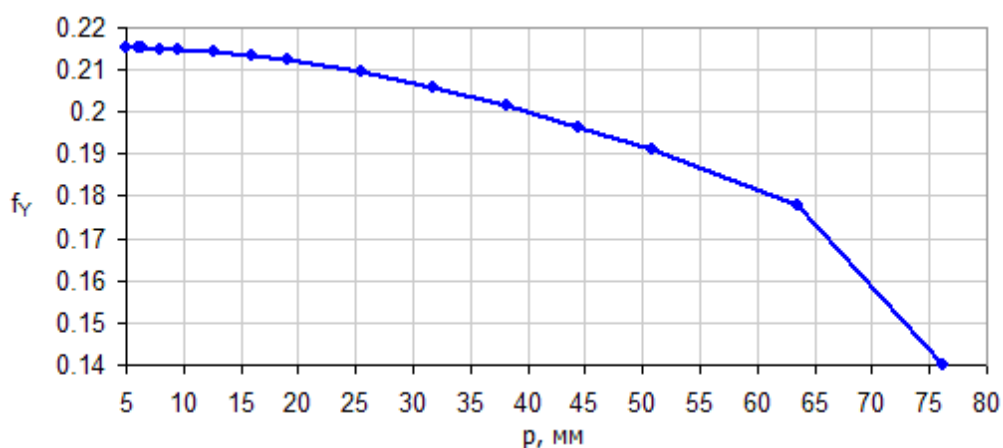


Рис. Ж.4. Залежність коефіцієнта питомого розміру ланцюга f_Y від кроку ланцюга p

Ж.2.3.8. Очікуваний термін служби з урахуванням втоми при ударному навантаженню на ролик і втулку

Очікуваний термін служби без втомного руйнування при ударному навантаженню на ролик і втулку визначається за наступною емпіричною

формулою:

$$t_{hR} = 2.9 \cdot 10^4 \cdot \frac{X \cdot Z_S}{n_S} \cdot f_3 \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{1}{P \cdot f_1} \cdot \frac{(d_1 - d_2) \cdot b_1}{p} \right]^2}.$$

Ж.3. Коливання ланцюга

Коливання роликового ланцюга можуть бути помітні, коли частота існуючого джерела близька за значенням до власної частоти ланцюга. При певних умовах коливання можуть бути настільки сильними, що це може привести до пошкодження або руйнування ланцюга або приводу. Основними джерелами збудження є великі циклічні навантаження, вплив хордального розташування ланок ланцюга на зубах зірочки і ударне навантаження на ролик і втулку.

Для більшої наочності розраховується власна частота ланцюга, яка потім перетворюється в швидкість ведучої зірочки. Така швидкість називається критичною. Якщо значення швидкості ведучої зірочки близьке до однієї з критичних швидкостей, можуть виникати коливання. Критичний інтервал швидкості ведучої зірочки визначається наступним чином:

$$n_c \in (n - n \cdot \Delta n; n + n \cdot \Delta n),$$

де n_c - критична швидкість ведучої зірочки; n - фактична швидкість ведучої зірочки; Δn - відхилення критичної швидкості.

Ж.3.1. Поперечні коливання

При поперечному коливанні ланцюг змішається вгору і вниз (в горизонтальному напрямку) щодо своєї осі, як відтягнути струна (рис. Ж.1). Це найбільш очевидний і, можливо, найбільш поширений тип коливань. Власна частота при поперечному коливанні є малою. Збудження від полігонального ефекту⁷¹ або великих циклічних навантажень може бути досить, щоб викликати резонансне коливання, що призводить до пошкодження ланцюга або приводу. Поперечне коливання розраховується для кожної ділянки ланцюга, а потім порівнюється з поточною швидкістю ведучої зірочки.

⁷¹Від хордального розташування ланок ланцюга на зубах зірочки.

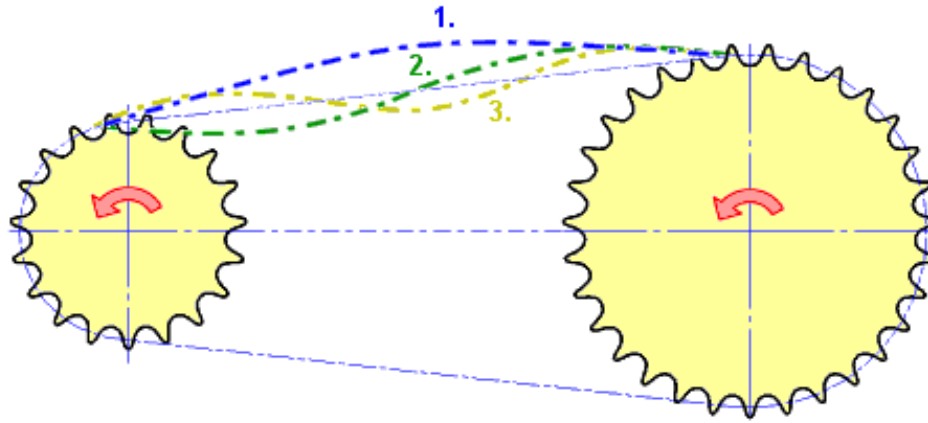


Рис. Ж.1. Поперечні коливання ланцюга

Критична швидкість ведучої зірочки для поперечного коливання на кожній ділянці ланцюгового приводу обчислюється за такою формулою:

$$n_{cL} = \frac{\lambda \cdot f_{TZ} \cdot 30}{L_T \cdot Z_1} \cdot \sqrt{\frac{F_T}{m}},$$

де: n_{cL} - критична швидкість ведучої зірочки відповідно до власної частоти для поперечного коливання; λ - ціле число, що характеризує гармоніку коливань; L_T - довжина ділянки ланцюга; F_T - натяг ділянки ланцюга; f_{TZ} - коефіцієнт зубів ($f_{TZ} = 1,2$ для $z_1 < 18$, інакше $f_{TZ} = 1,1$); z_1 - кількість зубів ведучої зірочки; m - питома маса ланцюга.

Ж.3.2. Хвилеподібні коливання

Хвилеподібні коливання (рис. Ж.2) - це коливання ланцюга відносно її осі аналогічно пружній пластині, що збуджується з торців. Хвилеподібне коливання, зазвичай, не є очевидним. При хвилеподібних коливаннях натяг ланцюга може значно збільшуватися, що призводить до ранньої відмови. Хвилеподібні коливання, можуть також виникати, коли частота контактів зуба збігається з другою гармонікою власної частоти ланцюга.

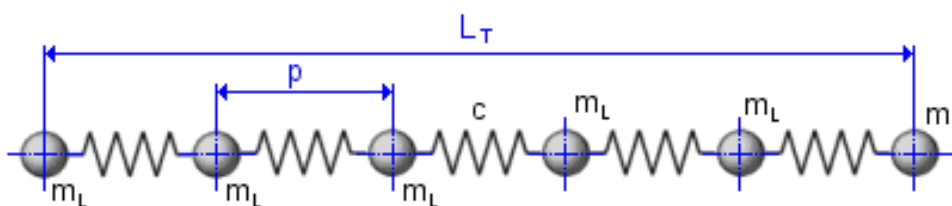


Рис. Ж.2. Розрахункова схема хвилеподібних коливань

Критична швидкість ведучої зірочки для хвилеподібного коливання на кожній ділянці ланцюгової передачі обчислюється за такою формулою:

$$n_{cW} = \frac{\lambda \cdot 30}{L_T \cdot Z_1} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot L_T}{m}},$$

де n_{cW} - критична швидкість ведучої зірочки відповідно до власної частоти хвилеподібного коливання; c - жорсткість ланцюга.

Ж.3.3. Поздовжнє або пружинне коливання

При поздовжньому коливанні ланцюг поводить себе як пружина між двома роторами (рис. Ж.3). Цього типу коливань явно не видно, однак при резонансі його можна ідентифікувати за зростаючим шумом. Резонансне коливання, що приводить до пошкодження ланцюга або передачі, може викликати імпульс при великому циклічному навантаженні.

Критична швидкість ведучої зірочки в результаті полігонального ефекту:

$$n_{cAca} = \frac{15}{\pi \cdot Z_1} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{D_1^2 + D_2^2}{I_1 + I_2} \right)}.$$

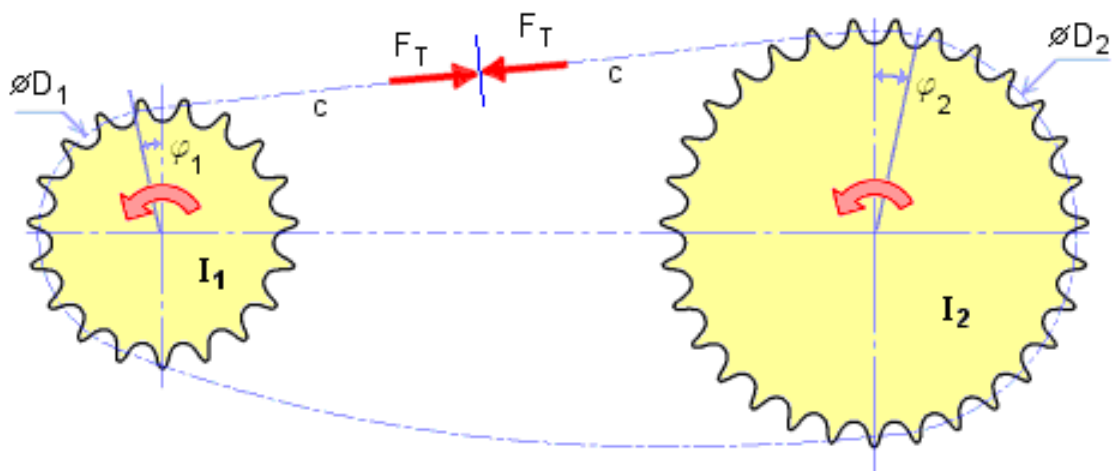


Рис. Ж.3. Розрахункова схема поздовжніх коливань

Критична швидкість ведучої зірочки в результаті радіального биття:

$$n_{cAcr} = \frac{15}{\pi} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{D_1^2 + D_2^2}{I_1 + I_2} \right)}.$$

Критична швидкість ведучої зірочки відповідно до похибкою кроку ланцюга:

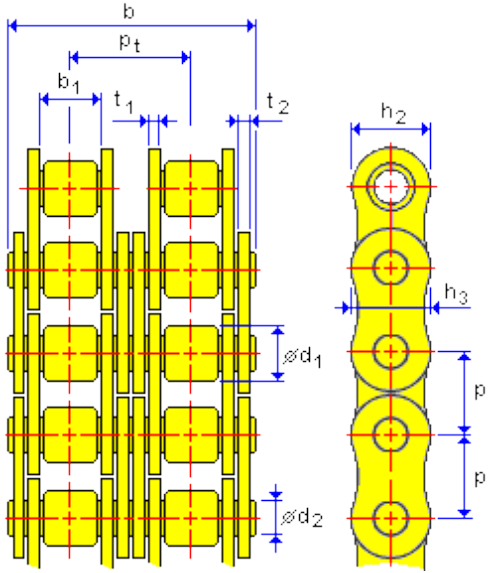
$$n_{cAir} = \frac{7,5}{\pi \cdot Z_1} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{D_1^2 + D_2^2}{I_1 + I_2} \right)}.$$

де D_1 - діаметр ділильного кола ведучої зірочки; D_2 - діаметр ділильного кола веденої зірочки; I_1 - момент інерції обертання, пов'язаний з ведучою зірочкою; I_2 - момент інерції обертання, пов'язаний з веденою зірочкою.

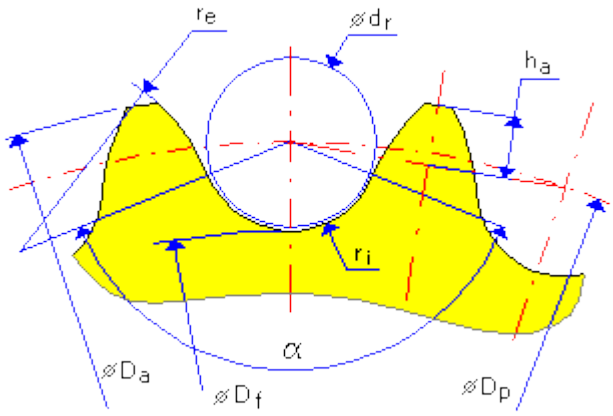
Ж.4. Фрагмент звіту генератора ланцюгової передачі

Генератор роликовых цепей

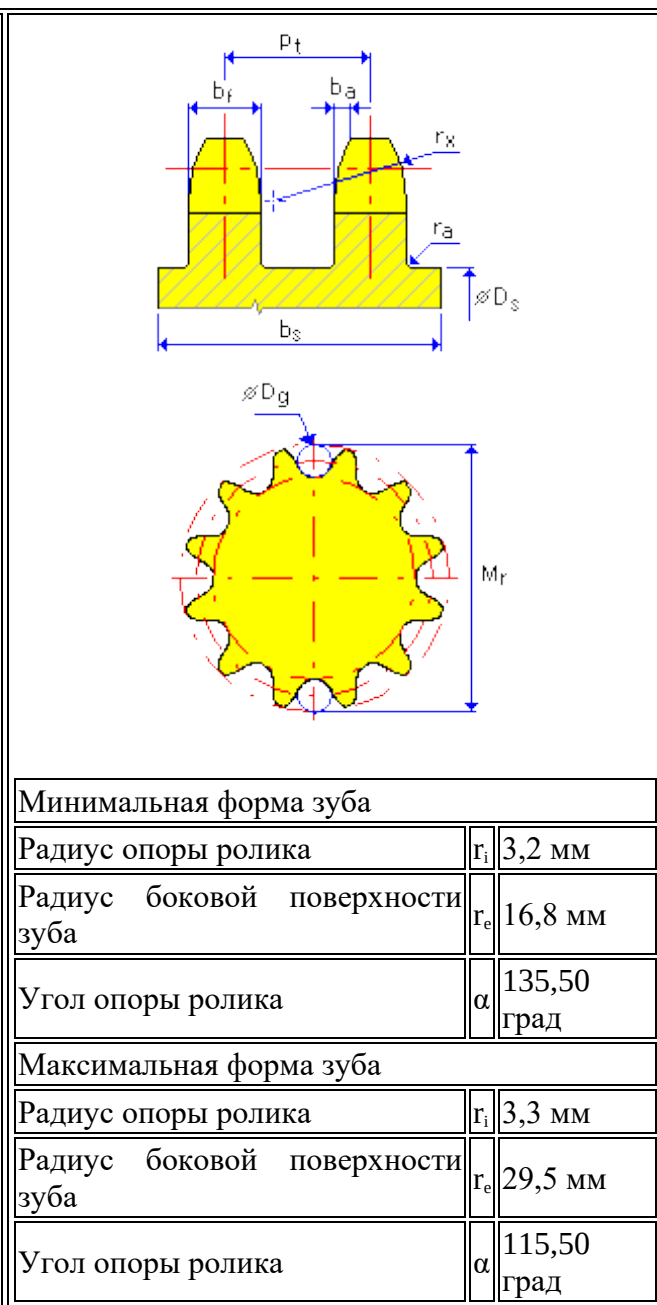
□ Свойства цепи

Цепь : ГОСТ 13568-97 Цепи роликовые			
Обозначение размера цепи	PR-9,525-9,1-108		
Шаг	p 9,5 мм		
Число звеньев цепи	X 108,0 бр		
Число ветвей цепи	k 1,0 бр		
Минимальная ширина между внутренними пластинами	b ₁ 5,7 мм		
Максимальный диаметр ролика	d ₁ 6,4 мм		
Максимальный диаметр штифта	d ₂ 3,3 мм		
Максимальная глубина внутренней пластины	h ₂ 8,5 мм		
Максимальная глубина наружной или промежуточной пластины	h ₃ 8,5 мм		
Максимальная ширина между шейками оси опорного подшипника	b 17,0 мм		
Максимальная ширина внутренней пластины	t ₁ 1,3 мм		
Максимальная ширина наружной или промежуточной пластины	t ₂ 1,0 мм		
Опорная поверхность цепи	A 28,0 мм ²		
Предел прочности при растяжении	F _u 9100,0 Н		
Удельная масса цепи	m 0,5 кг/м		
Коэффициент построения цепи	φ 1,0 бр		

□ Свойства звездочки 1: звездочка с зубьями

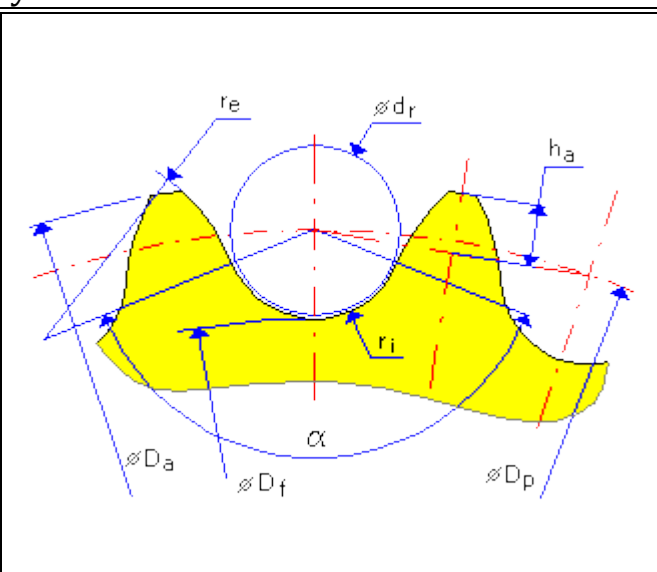
Тип	Звездочка ведущего шкива			
Количество зубьев	z	20,0 бр		
Количество зубьев при контакте	z _c	11,0 бр		
Средний диаметр резьбы	D _p	60,9 мм		
Количество ветвей цепи	k	1,0 бр		
Зазор между опорами	SC	0,1 мм		
Ширина зуба	b _f	5,2 мм		
Просечка на боковой части зуба	b _a	1,3 мм		
Радиус боковой части зуба	r _x	10,8 мм		
Диаметр диска	D _s	49,0 мм		
Ширина диска звездочки	b _s	5,2 мм		
Высота зуба над	h _a	2,3 мм		

делительным многоугольником		
Радиус опоры ролика	r_i	3,2 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	16,8 мм
Угол опоры ролика	α	135,50 град
Радиус сопряжения диска	r_a	1,6 мм
Диаметр вершины звездочки	D_a	64,7 мм
Диаметр основания звездочки	D_f	54,4 мм
Измерение диаметра штифта	D_g	6,4 мм
Измерение по штифтам	M_R	67,2 мм
Координата X	x	0,0 мм
Координата Y	y	-21,2 мм
Длина участка	L_f	175,4 мм
Передаточное число	P_x	1,0 бр
Мощность	P	0,3 кВт
Крутящий момент	T	19,1 Н м
Скорость	n	150,0 об_мин
Момент инерции	I	0,0 кг м ²
Дуга контакта	β	186,84 град
Сила на входе	F_1	627,4 Н
Сила на выходе	F_2	0,1 Н
Осевая нагрузка	F_r	627,5 Н



□ Свойства звездочки 2: звездочка с зубьями

Тип	Ведомая звездочка	
Количество зубьев	z	20,0 бр
Количество зубьев при контакте	z_c	11,0 бр
Средний диаметр резьбы	D_p	60,9 мм
Количество ветвей цепи	k	1,0 бр
Зазор между опорами	SC	0,1 мм
Ширина зуба	b_f	5,2 мм
Просечка на боковой части зуба	b_a	1,3 мм
Радиус боковой части зуба	r_x	10,8 мм
Диаметр диска	D_s	49,0 мм



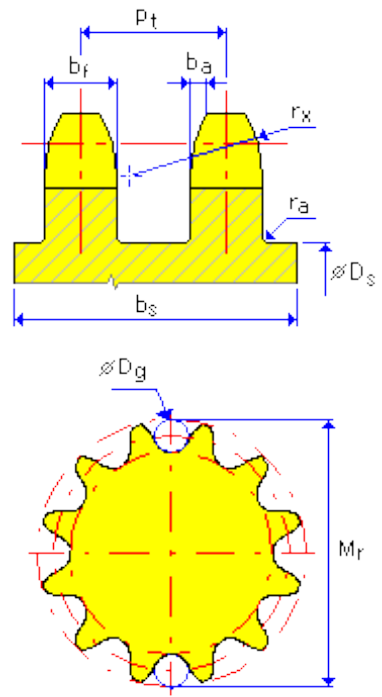
Ширина диска звездочки	b_s	5,2 мм
Высота зуба над делительным многоугольником	h_a	2,3 мм
Радиус опоры ролика	r_i	3,2 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	16,8 мм
Угол опоры ролика	α	135,50 град
Радиус сопряжения диска	r_a	1,6 мм
Диаметр вершины звездочки	D_a	64,7 мм
Диаметр основания звездочки	D_f	54,4 мм
Измерение диаметра штифта	D_g	6,4 мм
Измерение по штифтам	M_R	67,2 мм
Координата X	x	418,0 мм
Координата Y	y	-21,2 мм
Межосевое расстояние	C	418,0 мм
Длина участка	L_f	418,0 мм
Передаточное число	P_x	1,0 бр
Мощность	P	0,3 кВт
Крутящий момент	T	18,5 Н м
Скорость	n	150,0 об_мин
Момент инерции	I	0,0 кг м ²
Передаточное отношение	i	1,0 бр
Дуга контакта	β	185,15 град
Сила на входе	F_1	0,1 Н
Сила на выходе	F_2	627,4 Н
Осевая нагрузка	F_r	627,5 Н

Минимальная форма зуба		
Радиус опоры ролика	r_i	3,2 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	16,8 мм
Угол опоры ролика	α	135,50 град
Максимальная форма зуба		
Радиус опоры ролика	r_i	3,3 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	29,5 мм
Угол опоры ролика	α	115,50 град

□ Свойства звездочки 3: звездочка с зубьями

Тип	Натяжной шкив
Количество зубьев	z 12,0 бр
Количество зубьев при контакте	z_c 1,0 бр
Средний диаметр резьбы	D_p 36,8 мм
Количество ветвей цепи	k 1,0 бр
Зазор между опорами	SC 0,1 мм
Ширина зуба	b_f 5,2 мм
Просечка на боковой части зуба	b_a 1,3 мм
Радиус боковой части зуба	r_x 10,8 мм

Диаметр диска	D_s	24,0 мм
Ширина диска звездочки	b_s	5,2 мм
Высота зуба над делительным многоугольником	h_a	2,3 мм
Радиус опоры ролика	r_i	3,2 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	10,7 мм
Угол опоры ролика	α	132,50 град
Радиус сопряжения диска	r_a	1,6 мм
Диаметр вершины звездочки	D_a	40,1 мм
Диаметр основания звездочки	D_f	30,3 мм
Измерение диаметра штифта	D_g	6,4 мм
Измерение по штифтам	M_R	43,2 мм
Координата X	x	180,0 мм
Координата Y	y	-48,8 мм
Межосевое расстояние	C	182,1 мм
Длина участка	L_f	234,6 мм
Передаточное число	P_x	0,0 бр
Мощность	P	0,0 кВт
Крутящий момент	T	0,0 Н м
Скорость	n	250,0 об_мин
Момент инерции	I	0,0 кг м ²
Передаточное отношение	i	0,6 бр
Дуга контакта	β	11,98 град
Сила на входе	F_1	627,4 Н
Сила на выходе	F_2	627,4 Н
Осевая нагрузка	F_r	131,0 Н



Минимальная форма зуба		
Радиус опоры ролика	r_i	3,2 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	10,7 мм
Угол опоры ролика	α	132,50 град
Максимальная форма зуба		
Радиус опоры ролика	r_i	3,3 мм
Радиус боковой поверхности зуба	r_e	16,5 мм
Угол опоры ролика	α	112,50 град

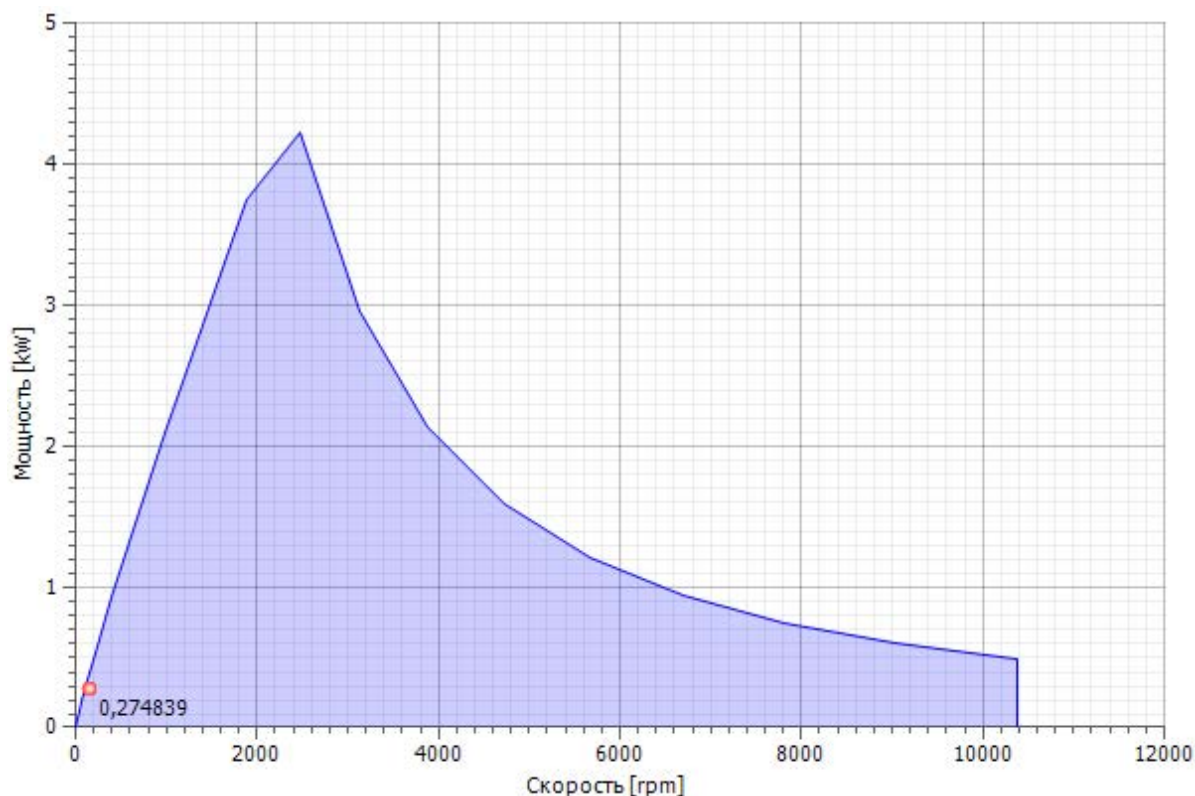
Эксплуатационные условия

Мощность	P	0,3 кВт
Крутящий момент	T	19,1 Н м
Скорость	n	150,0 об_мин
КПД	η	1,0 бр
Необходимый срок службы	L_h	5500,0 ч
Максимальное растяжение цепи	$\Delta L_{\text{макс}}$	0,1 бр
Применение	Плавный ход	
Среда	Чисто	
Смазка	Рекомендуемая (см. примечания ниже)	

Поправочные коэффициенты мощности

Коэффициент ударной нагрузки	Y 1,0 бр
Эксплуатационный коэффициент	f_1 1,0 бр
Коэффициент размера звездочки	f_2 1,0 бр
Коэффициент ветвей цепи	f_3 1,0 бр
Коэффициент смазки	f_4 1,0 бр
Коэффициент межосевого расстояния	f_5 1,0 бр
Коэффициент передаточного отношения	f_6 1,2 бр
Коэффициент срока службы	f_7 0,8 бр

▣ Номинальная мощность цепи



▣ Результаты

Скорость цепи	v	0,5 м_с
Эффективная выемка	F_p	627,3 Н
Центробежная сила	F_C	0,1 Н
Максимальное натяжение участка цепи	F_{Tmax}	627,4 Н
Статический запас прочности	$S_S > S_{Smin}$	14,5 бр > 3,0 бр
Динамический запас прочности	$S_D > S_{Dmin}$	14,5 бр > 3,0 бр
Давление на подшипник	$p_B < p_0 * \lambda$	22,4 МПа
Расчетная мощность	$P_D < P_R$	0,3 кВт
Номинальная мощность цепи	P_R	0,4 кВт
Срок службы цепи для заданного удлинения	$t_h > L_h$	272300 ч
Срок службы соединительных пластин цепи	$t_{hL} > L_h$	692557 ч
Срок службы ролика и втулки	$t_{hr} > L_h$	1401068 ч

▣ Колебания

Жесткость цепи	C	1600,0 Н/мм
Ограничение критической скорости	Δn	0,1 бр

Критическая скорость для поперечных колебаний	n_{cl}	1,9 об_мин
Критическая скорость для волнообразных колебаний	n_{cw}	4374,8 об_мин
Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате полигонального эффекта	n_{cAca}	3257,6 об_мин
Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате радиального биения	n_{cAcr}	65151,5 об_мин
Критическая скорость для осевых колебаний, возникающих в результате погрешности шагов цепи	n_{cAip}	1628,8 об_мин

☐ Краткие сведения о сообщениях

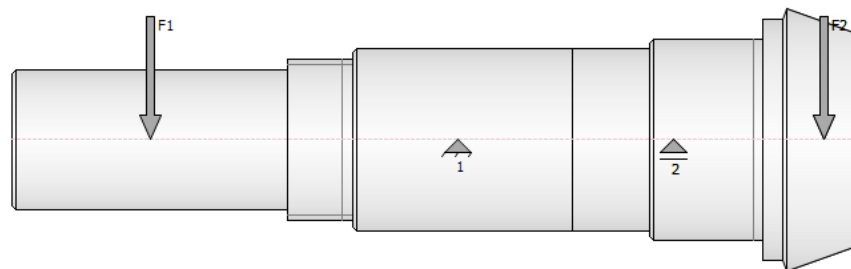
13:49:05 Расчет: Рекомендуемая смазка: Смазка вручную

13:49:05 Расчет: Номинальное значение максимальной мощности цепи зависит от усталости соединительной пластины.

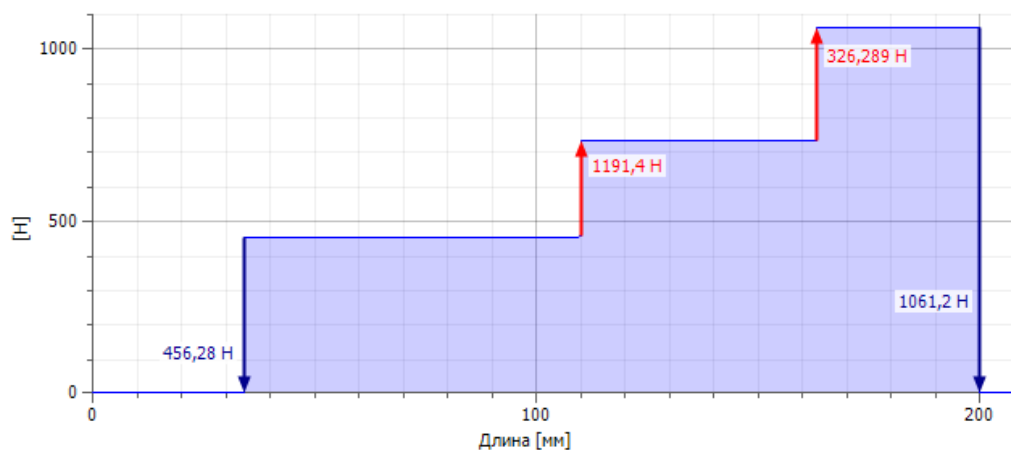
13:49:05 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Масса	Масса 2,538 кг
Максимальное напряжение при изгибе	σ_B 3,877 МПа
Максимальное напряжение при сдвиге	τ_S 0,540 МПа
Максимальное напряжение при кручении	τ 6,605 МПа
Максимальное напряжение при растяжении	σ_T 0,886 МПа
Максимальное приведенное напряжение	σ_{red} 12,046 МПа
Максимальное отклонение	f_{max} 6,208 мкм
Угол закручивания	φ -0,02 град

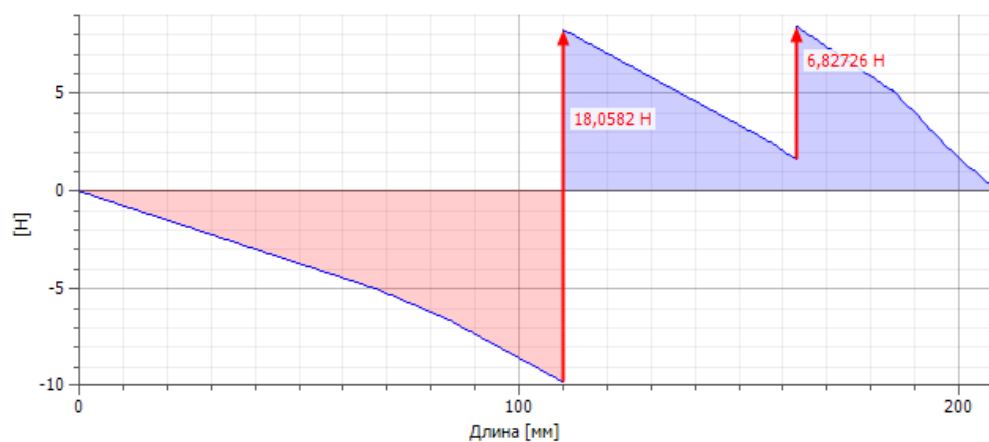
▢ Просмотр



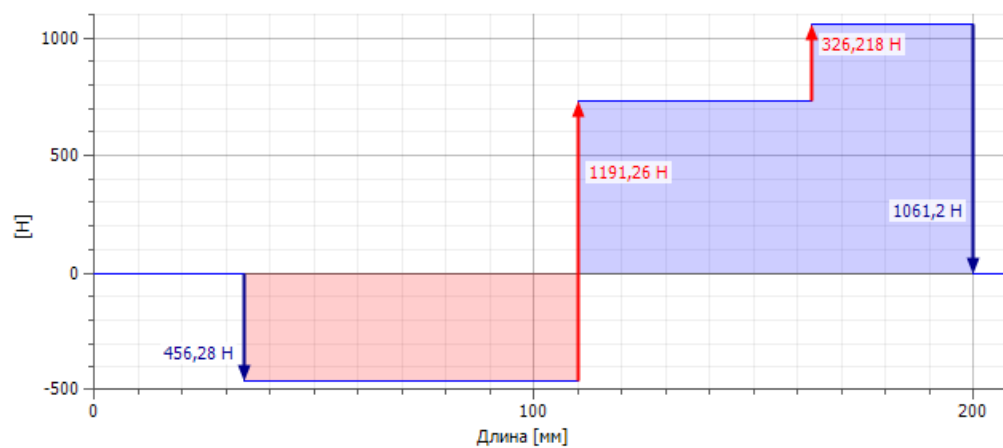
▢ Сила сдвига



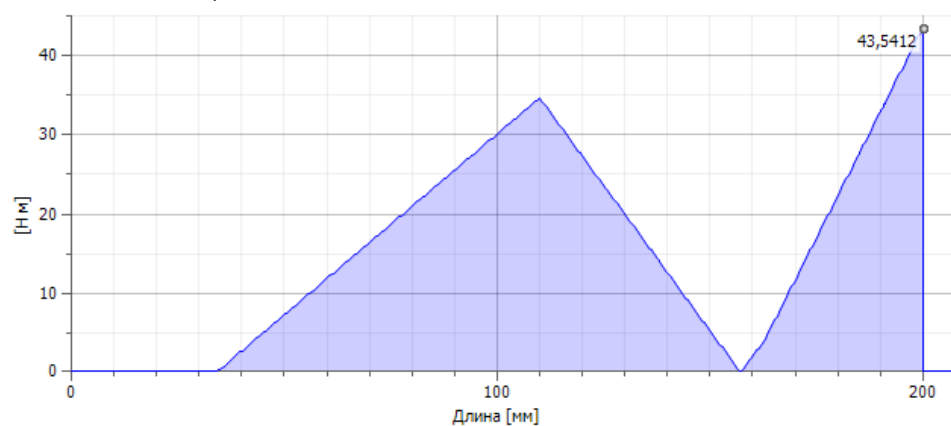
▢ Сила сдвига, Плоскость YZ



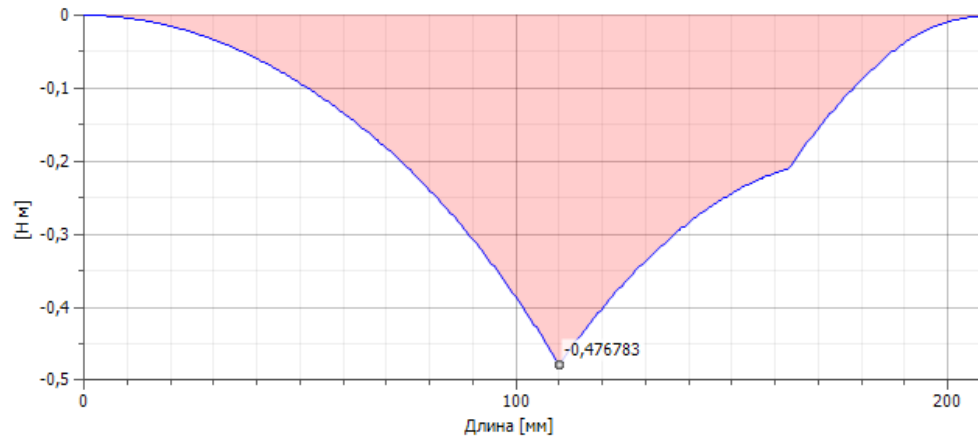
▣ Сила сдвига, Плоскость XZ



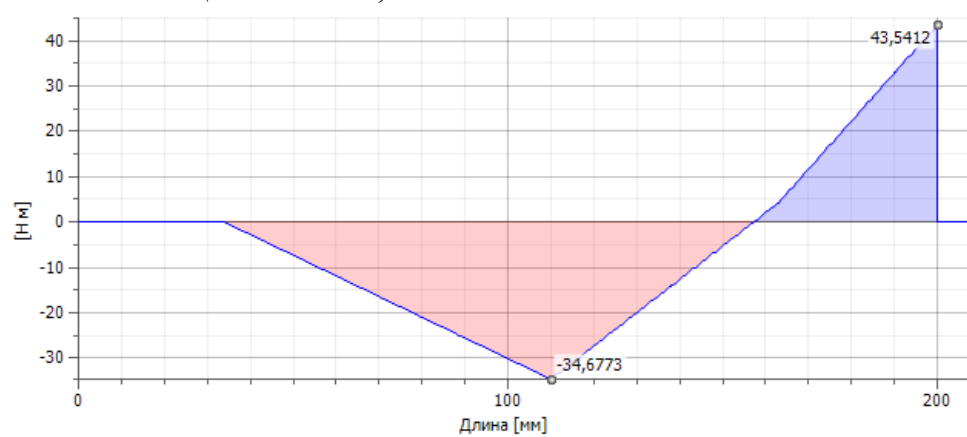
▣ Изгибающий момент



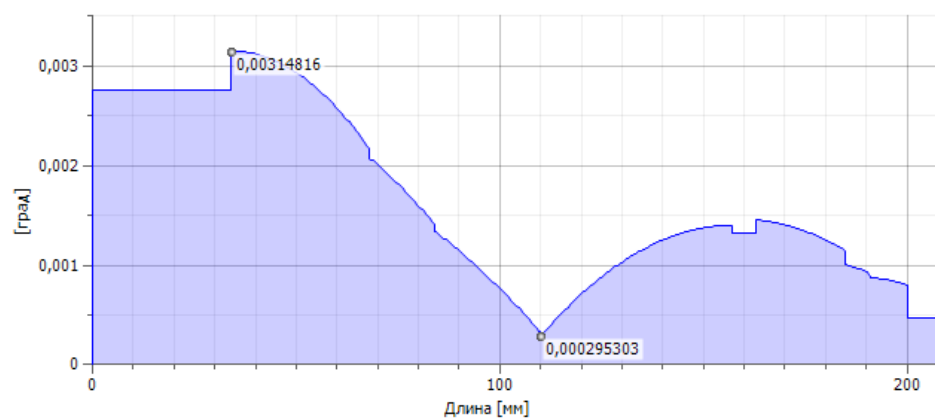
▣ Изгибающий момент, Плоскость YZ



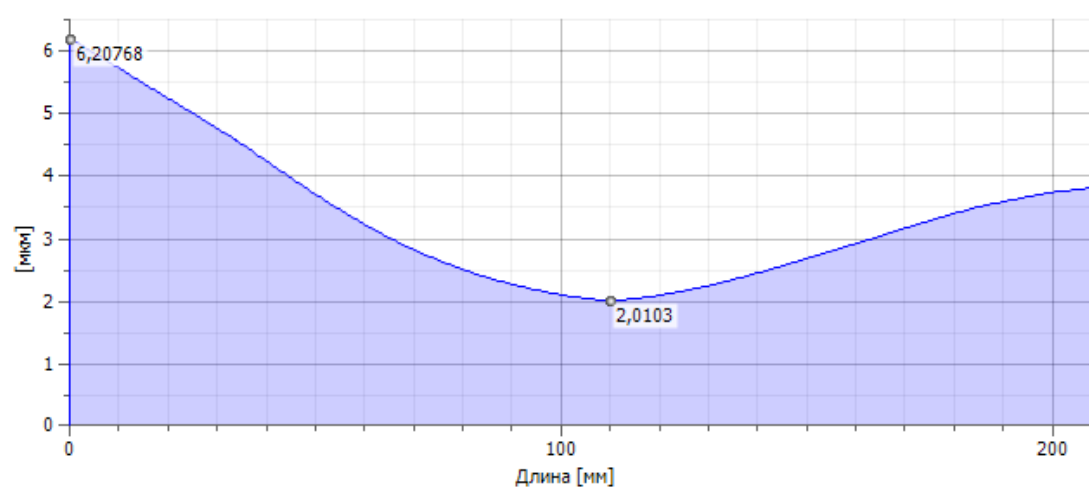
▣ Изгибающий момент, Плоскость XZ



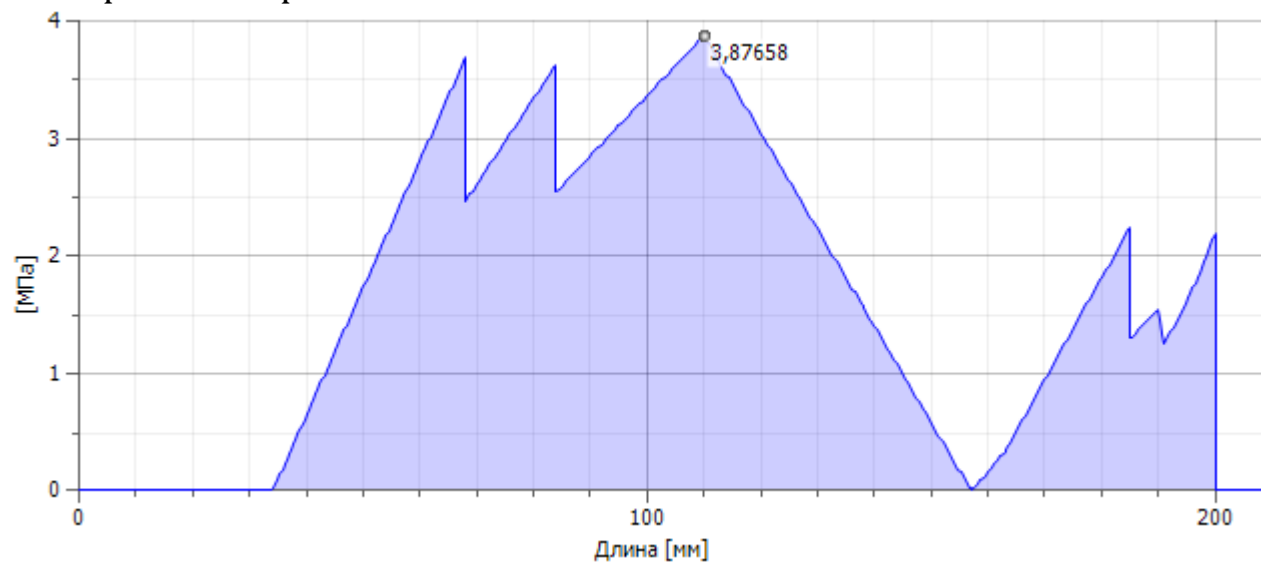
▣ Угол отклонения



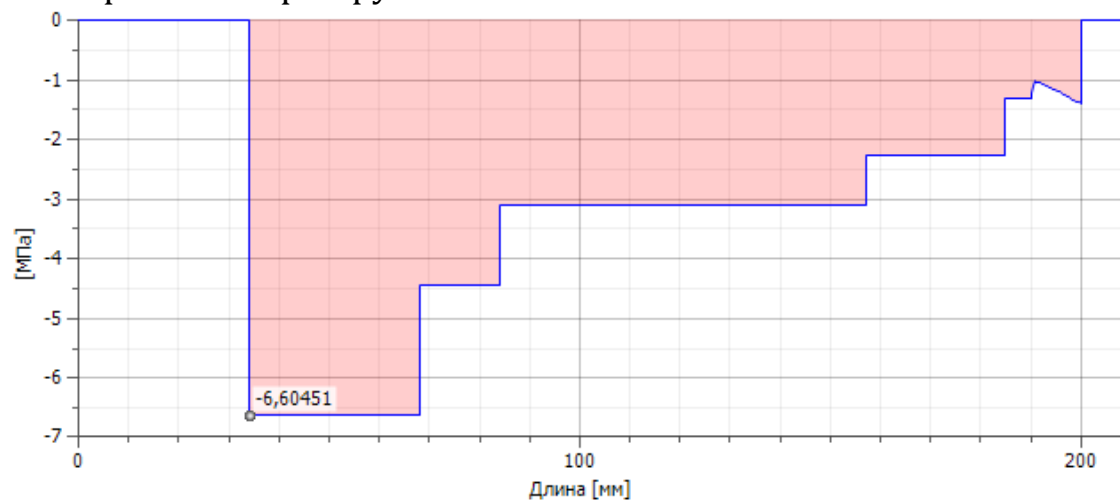
▣ Отклонение



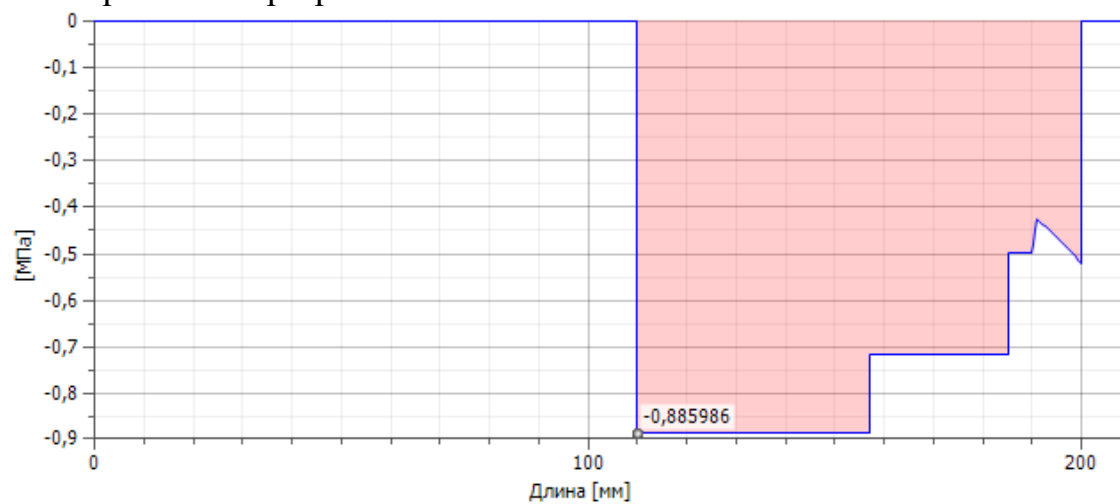
▣ Напряжение при изгибе



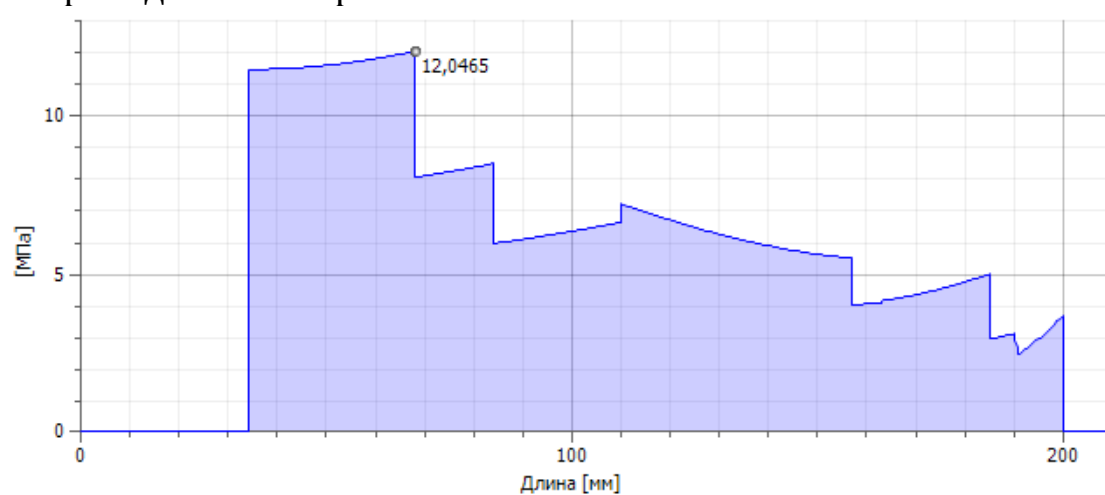
▣ Напряжение при кручении

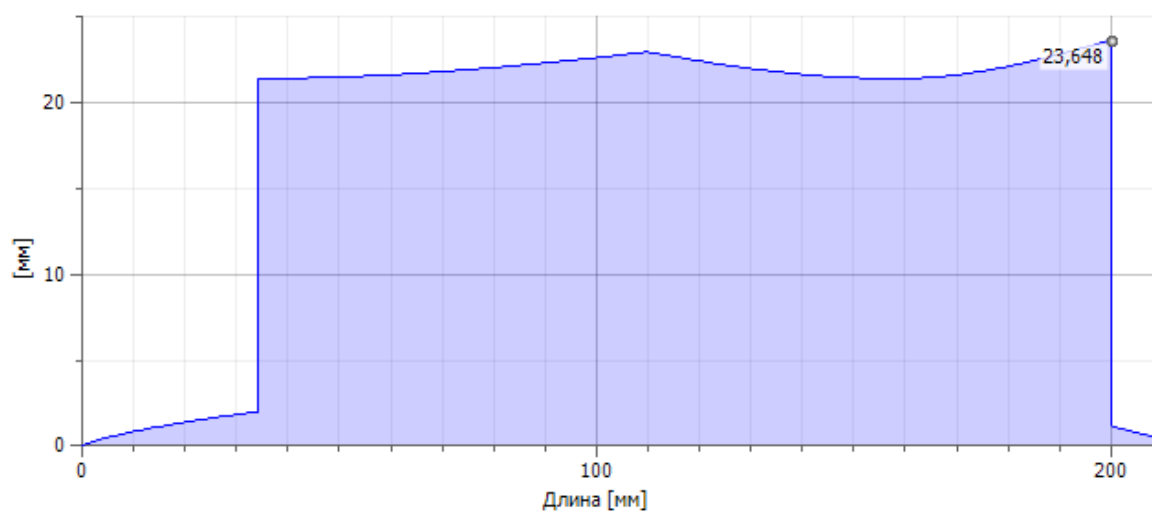


▣ Напряжение при растяжении



▣ Приведенное напряжение





▣ Краткие сведения о сообщениях

15:55:58 Расчет: Расчет выполнен.

Додаток И

Розрахунок підшипників кочення: довідкові матеріали

Таблиця И.1

Рекомендовані значення статичного коефіцієнта запасу міцності K_6 (S_0)

Характер навантаження на підшипник	K_6	Приклади використання
Спокійне навантаження без поштовхів	1,0	Ролики стрічкових конвеєрів
Легкі поштовхи. Короточасні перевантаження до 125% від номінального (розрахункового) навантаження	1,0 – 1,2	Прецизійні зубчасті передачі, металорізальні верстати (крім стругальних і довбальних), блоки, електродвигуни малої і середньої потужності, легкі вентилятори і повітродувки
Помірні поштовхи. Вібраційне навантаження. Короточасне перевантаження до 150% від номінальної (розрахункової) навантаження	1,3 – 1,5	Букси рейкового рухомого складу, зубчасті передачі 7-й і 8-го ступенів точності, редуктори всіх конструкцій
Те ж, в умовах підвищеної надійності	1,5 – 1,8	Центрифуги, потужні електричні машини, енергетичне обладнання
Навантаження зі значними поштовхами і вібрацією. Короточасні перевантаження до 200% від номінальної (розрахункової) навантаження	1,8 – 2,5	Зубчасті передачі 9-го ступеня точності. Дробарки і копри, кривошипно-шатунні механізми, валки прокатних станів, потужні вентилятори і ексгаустери
Навантаження з сильними ударами і короточасні перевантаження до 300% від номінальної (розрахункової) навантаження	2,5 – 3,0	Важкі кувальні машини, лісопилні рами, робочі рольганги у крупносортих станів, блюмінгів і слябінгів

Таблиця И.2

Значення коефіцієнтів X_0 та Y_0

Тип підшипників		X_0	Y_0	X_0	Y_0
		для однорядних підшипників		для дворядних підшипників	
Кулькові радіальні		0,6	0,5	0,6	0,5
Кулькові радіально-упорні при куті контакту α , °	12	0,5	0,47	1,0	0,94
	15		0,46		0,92
	20		0,42		0,84
	25		0,38		0,76
	30		0,33		0,66
	35		0,29		0,58
	40		0,26		0,52
	45		0,22		0,44
Кулькові і роликові самоустановні, $\alpha \neq 0^\circ$		0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1,0	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликові радіально-упорні конічні		0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1,0	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Значення Y_0 для проміжних кутів контакту отримують лінійною інтерполяцією. Більш докладну інформацію дивіться в ГОСТ 188552013 (ISO 281:2007).

Однорядные радиальные шарикоподшипники
d 3 – 10 мм

Основные размеры			Грузоподъемность		Граничная нагрузка по усталости	Частота вращения		Масса	Обозначение
d	D	B	C	C ₀	P _u	номинальная	предельная		
мм			кН		кН	об/мин		кг	–
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,54	0,18	0,007	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,715	0,232	0,010	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634

Рис. И.1. Фрагмент таблиці з даними про радіальні шарико-підшипники фірми SKF

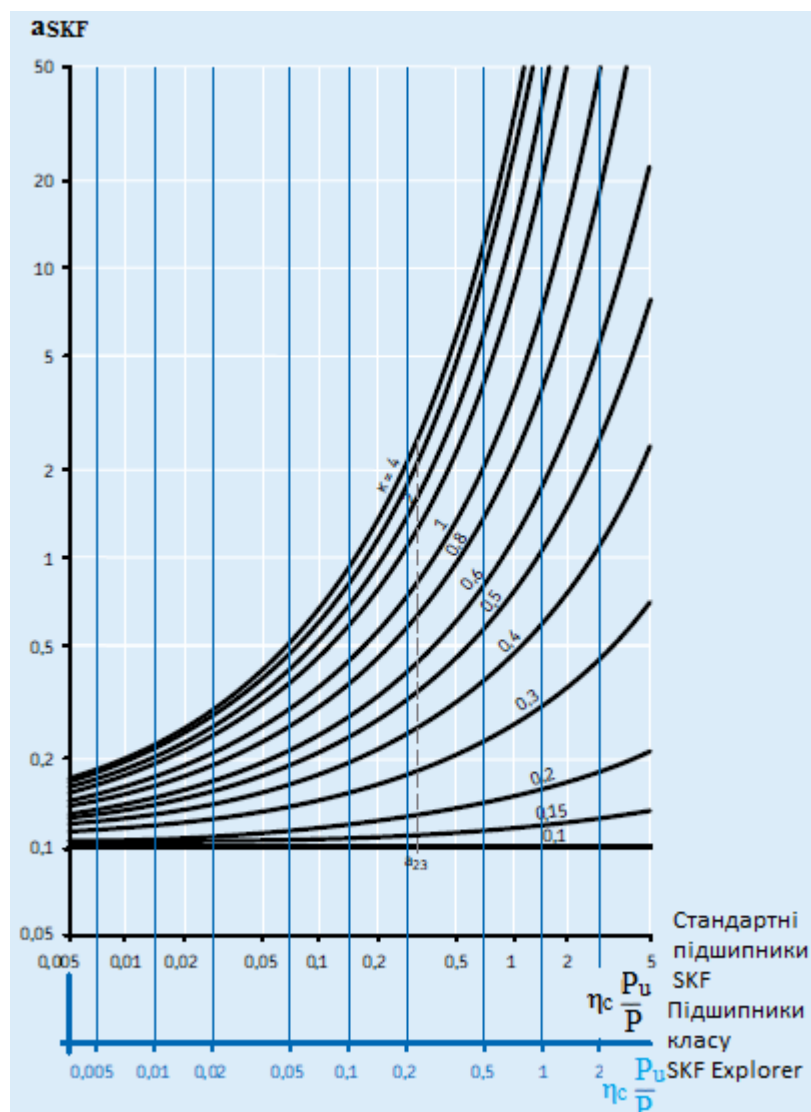


Рис. И.2. Коефіцієнт a_{SKF} для радіальних роликотішипників

Якщо $k > 4$, використовувати криву для $k = 4$.

Оскільки величина $\eta_s (P_u / P)$ прямує до нуля, a_{SKF} прямує до 0,1 для всіх величин k .

Пунктирною лінією позначено місце розташування старої шкали $a_{23}(k)$, де $a_{SKF} = a_{23}$.

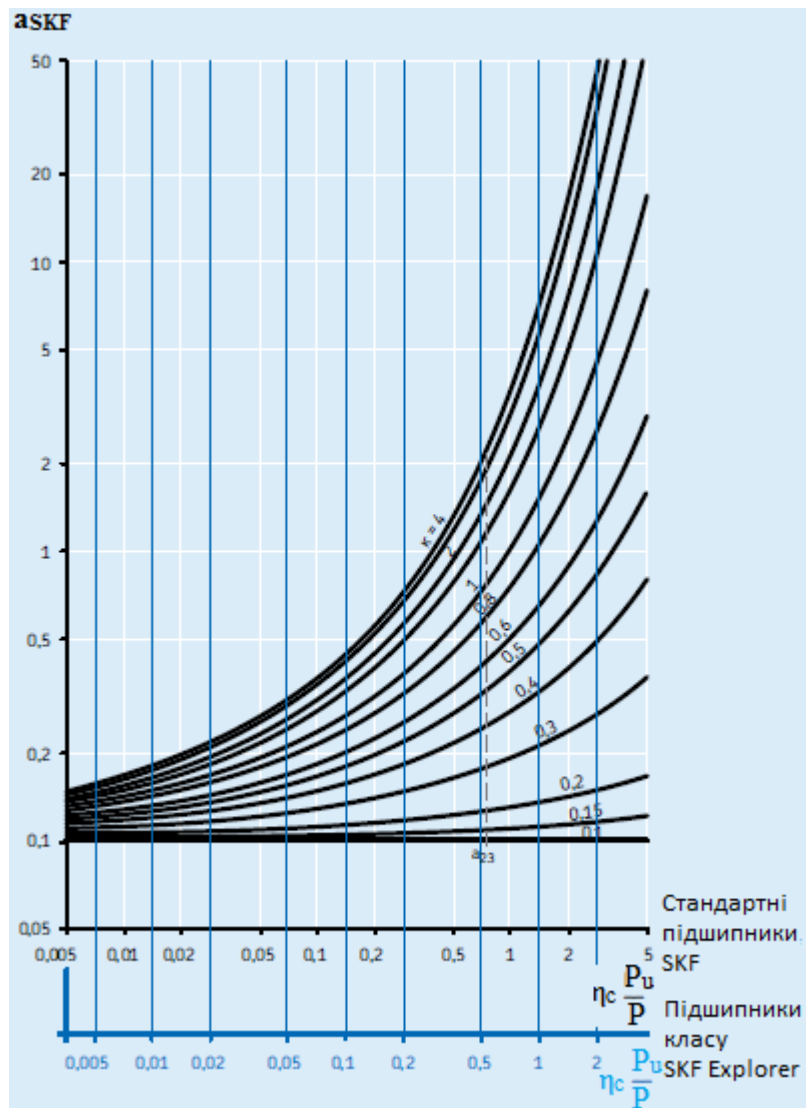


Рис. И.3. Коефіцієнт a_{SKF} для упорних роликopідшипників

Якщо $k > 4$, використовувати криву для $k = 4$.

Оскільки величина $\eta_c (P_u / P)$ прямує до нуля, a_{SKF} прямує до 0,1 для всіх величин k .

Пунктирною лінією позначено місце розташування старої шкали $a_{23}(k)$, де $a_{SKF} = a_{23}$.

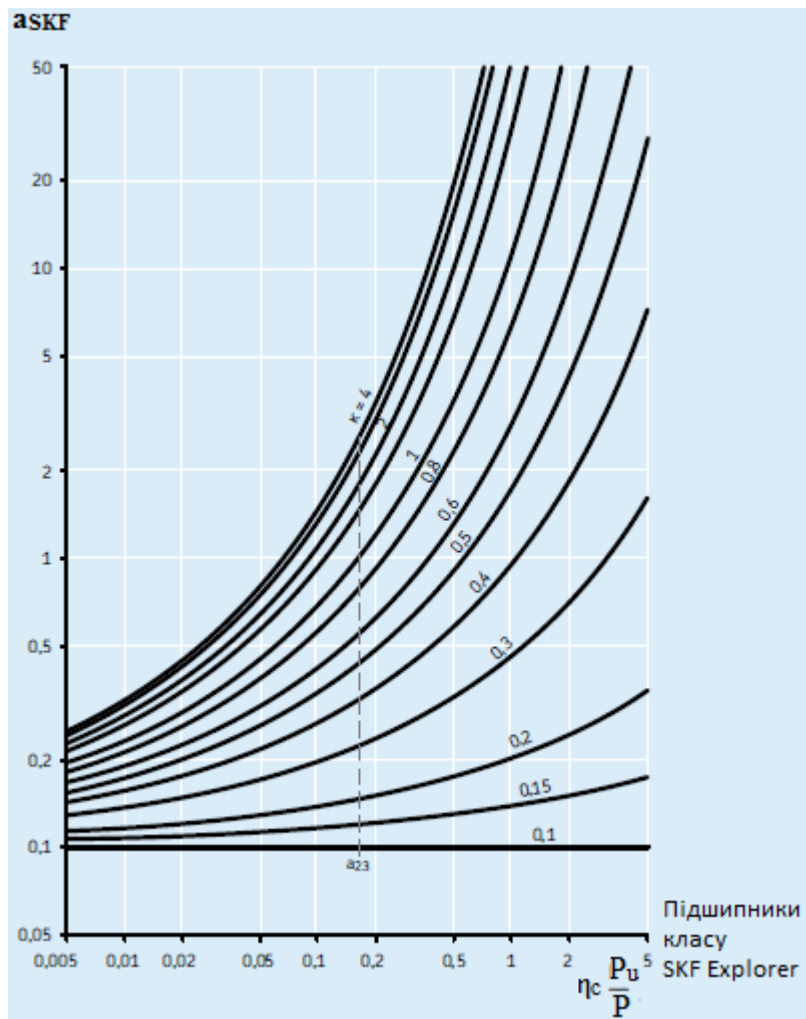


Рис. И.4. Коефіцієнт a_{SKF} для упорних шарикопідшипників

Якщо $k > 4$, використовувати криву для $k = 4$.

Оскільки величина $\eta_c (P_u / P)$ прямує до нуля, a_{SKF} прямує до 0,1 для всіх величин k .

Пунктирною лінією позначено місце розташування старої шкали $a_{23}(k)$, де $a_{SKF} = a_{23}$.

Фрагмент звіту генератора підшипників Генератор компонентів підшипника

...

▣ Направляющая

Тип расчета прочности - Проверочный расчет

▣ Нагрузка

Радиальная нагрузка подшипника	F_r	265 Н
Осевая нагрузка подшипника	F_a	1240 Н
Скорость	n	586 об/мин
Коэффициент требуемого статического запаса прочности	S_0	1,8 бр

▣ Подшипник

Обозначение		DIN 720 SKFПодшипник роликовый конический (SKF 32009 X/Q)
Внутренний диаметр подшипника	d	45,0 мм
Наружный диаметр подшипника	D	75,0 мм
Ширина подшипника	B	20,0 мм
Номинальный контактный угол подшипника	α	5 град
Основная динамическая грузоподъемность	C	14000 Н
Основная статическая грузоподъемность	C_0	80000 Н
Коэффициент динамической радиальной нагрузки	χ	1,00 бр / 0,40 бр
Коэффициент динамической осевой нагрузки	γ	0,00 бр / 1,50 бр
Предельное значение F_a/F_r	e	0,40 бр
Коэффициент статической радиальной нагрузки	χ_0	0,50 бр
Коэффициент статической осевой нагрузки	γ_0	0,50 бр
Консистентная смазка для ограничения скорости	n_{Lim1}	4800 об/мин
Смазочное масло для ограничения скорости	n_{Lim2}	6300 об/мин

▣ Расчет срока службы подшипника

Метод расчета		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Требуемый номинальный срок службы	L_{req}	14000 ч
Требуемая надежность	R_{req}	92 бр
Коэффициент настройки срока службы для специальных свойств подшипника	a_2	1,00 бр
Коэффициент настройки долговечности для рабочих условий	a_3	1,00 бр
Максимальная рабочая температура	T	100 С
Коэффициент дополнительных сил	f_d	1,10 бр

▣ Смазка

Коэффициент трения μ	0,0018 бр
Смазка	Масло

▣ Результаты

Основной номинальный срок службы	L_{10}	17265 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{на}$	14774 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	S_{0c}	106,33384 бр
Потеря мощности при трении	P_z	5,20588 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	1600 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	P_0	752 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	P	1843 Н
Коэффициент ускоренного вращения	k_n	9,7 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	a_1	0,86 бр
Температурный коэффициент	f_t	1,00 бр
Эквивалентная скорость	n_e	606 об_мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	586 об_мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	650 об_мин
Проверка прочности	Положительная	

☐ Краткие сведения о сообщениях

17:20:42 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток К

Шпонкові з'єднання: приклад звіту генератора

Генератор компонентів призматической шпонки

...

Направляющая

Метод расчета нагрузки - Расчет мощности для указанного крутящего момента и скорости

Тип расчета прочности - Подбор минимальной длины для указанной нагрузки, диаметра вала и свойств соединения

Нагрузка

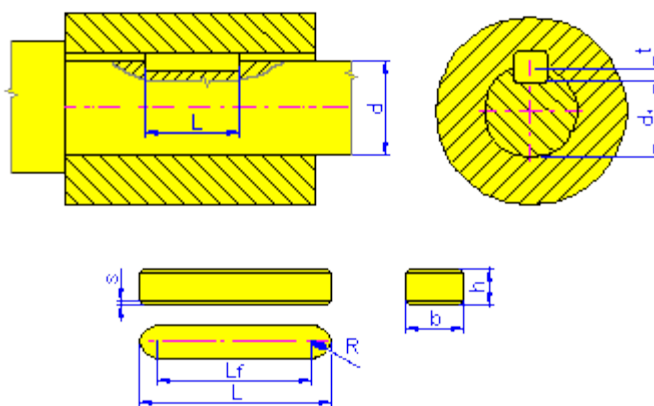
Мощность	P	3,1 кВт
Скорость	n	75,0 об_мин
Крутящий момент	T	399,3 Н м

Размеры

Диаметр вала	d	50,00000 мм
Внутренний диаметр полого вала	d _h	0,0 мм

Шпонка

Ширина шпонки	b	14,0 мм
Высота шпонки	h	9,0 мм
Длина шпонки	l	70,0 мм
Функциональная длина	l _f	56,0 мм
Фаска шпонки	s	0,4 мм
Радиус шпонки	R	0,2 мм



Свойства соединения

Количество шпонок	N	2,0 бр
Коэффициент внешней динамической нагрузки	K _a	1,2 бр
Коэффициент усталостной долговечности	K _f	0,5 бр
Коэффициент срока службы до полного износа	K _w	1,0 бр
Коэффициент распределения нагрузки	K _m	0,6 бр
Необходимый запас прочности	S _v	1,3 бр

Материал

Шпонка

Материал	Рафинированная и легированная сталь	
Допустимое давление	p _A	200,0 МПа

Ступица		
Материал	Цементированная сталь	
Допустимое давление	p _A	300,0 МПа

Вал

Материал	Цементированная сталь	
Допустимое давление	p _A	300,0 МПа
Допустимое напряжение среза	τ _A	340,0 МПа

Результаты

Мин. функциональная длина шпонки	l _{мин}	50,6 мм
Мин. диаметр вала	d _{мин}	26,5 мм

Проверка прочности	Положительная

☐ **Шпонка**

Расчетное давление	p_c	139,1 МПа
Запас прочности	S	1,4 бр

☐ **Вал**

Расчетное давление	p_c	139,1 МПа
Запас прочности	S	2,2 бр

☐ **Ступица**

Расчетное давление	p_c	139,1 МПа
Запас прочности	S	2,2 бр

☐ **Краткие сведения о сообщениях**

19:11:11 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток Л

Шліцьові з'єднання

Л.1. Допустимі напруження та тиски в шліцьових з'єднаннях

Таблиця Л.1

Допустимі напруження для шліцьових з'єднань

Тип з'єднання	[σ_{st}] (Н / мм ²) з твердістю	
	≤ 350 HB	≥ 40 HRC
Нерухоме	60–100	100–140
Ковзні без навантаження (шестерні коробки передач)	20–30	30–60
Ковзні під навантаженням (з'єднання приводного валу)	–	5–15

Таблиця Л.2

Допустимий тиск в шліцах

Тип з'єднання		Умови експлуатації	Бокові сторони не зміцнені	Бокові сторони зміцнені
			Допустимий тиск p_a , МПа	
Рухоме	Під навантаженням	Несприятливі	-	3 - 10
		Помірні	-	5 - 15
		Сприятливі	-	10 - 20
	Без навантаження	Несприятливі	15 - 20	20 - 35
		Помірні	20 - 30	30 - 60
		Сприятливі	25 - 40	40 - 70
Нерухоме		Несприятливі	35 - 50	40 - 70
		Помірні	60 - 100	100 - 140
		Сприятливі	80 - 120	120 - 200

Таблиця Л.3

Допустимі напруження зсуву

Матеріал	Твердість		Максимально допустиме напруження зсуву, МПа
	За Брінеллем	За Роквеллом	
Сталь	160 - 200	-	150
Сталь	230 - 260	-	220
Сталь	302 - 351	33 - 38	310
Поверхнево-зміцнена сталь	-	48 - 53	310
Цементована сталь	-	58 - 63	380
Сталь наскрізної прогартуваності (авіаційна)	-	42 - 46	350

Таблиця Л.4

Допустимі напруження при стисненні

Матеріал	Твердість		Максимально допустиме напруження стиснення, МПа, для профілю	
	За Брінеллем	За Роквеллом	прямого	випуклого ¹⁾
Сталь	160 - 200	-	10	41
Сталь	230 - 260	-	14	55
Сталь	302 - 251	33 - 38	21	83
Поверхнево-зміцнена сталь	-	48 - 53	28	110
Цементована сталь	-	58 - 63	34	138

1) Випуклий профіль мають шліци з бочкоподібним зубом (рис. Л.1), що використовуються у муфтах.

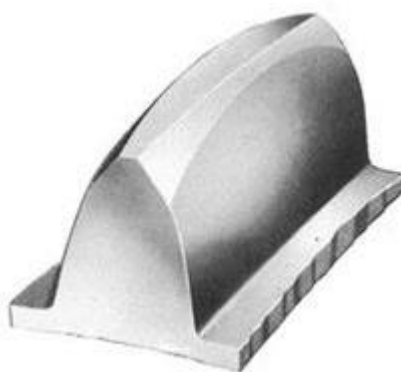


Рис. Л.1. Випуклий профіль зуба шліца

Таблиця Л.5

Допустимі напруження на зминання бічних поверхонь зубів шліцевих з'єднань

Тип з'єднання	Умови експлуатації	Спеціальна термообробка робочих поверхонь зубів	
		не виконується	виконується
		[$\sigma_{см}$], МПа	
Нерухоме	а	35	47
	б	60 - 100	100 - 140
	в	80 - 120	120 - 200
Рухоме без навантаження	а	15 - 20	20 - 35
	б	20 - 30	30 - 60
	в	25 - 40	40 - 70
Рухоме під навантаженням	а	-	3 - 10
	б	-	5 - 15
	в	-	10 - 20

а - важкі умови експлуатації: навантаження знакозмінна з ударами в обох напрямках; вібрації великої частоти і амплітуди; умови мастила погані; невелика твердість деталей з'єднання; невисока точність співвісності маточини і валу; б - середні умови експлуатації; в - легкі умови експлуатації

Л.2. Прямобiчні шліцьові з'єднання: приклад звіту генератора

Прямобо́чные шлицы

...

Направляющая

Метод расчета нагрузки - Расчет крутящего момента для указанной мощности и скорости

Тип расчета прочности - Проверка предела прочности для указанной нагрузки, размеров и свойств соединения

Нагрузка

Мощность	P	3,2 кВт
Скорость	n	75,0 об_мин
Крутящий момент	T	407,4 Н м

Размеры

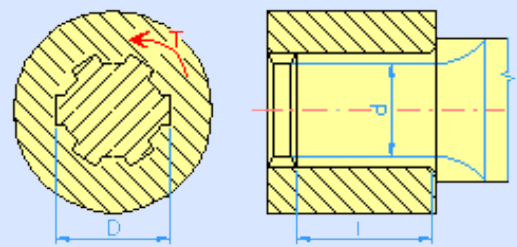
Наружный диаметр вала	D	54,0 мм
Внутренний диаметр полого вала	d _h	0,0 мм

Канавка вала

Количество канавок	N	8,0 бр
Внутренний диаметр вала	d	46,0 мм
Наружный диаметр вала	D	54,0 мм
Ширина зуба	b	9,0 мм
Фаска	s	0,4 мм
Радиус	R	0,5 мм

Канавка ступицы

Длина l	76,0 мм



Свойства соединения

Коэффициент распределения нагрузки	K _m	0,8 бр
Коэффициент контакта стороны зуба	K _s	1,0 бр
Необходимый запас прочности	S _v	1,8 бр

Материал

Вал			Ступица		
Материал	Цементированная сталь		Материал	Цементированная сталь	
Окончательный предел прочности растяжения	S _u	850 МПа	Окончательный предел прочности растяжения	S _u	850 МПа
Допустимое давление	p _A	300,0 МПа	Допустимое давление	p _A	300,0 МПа
Допустимое напряжение среза	T _A	340,0 МПа	Допустимое напряжение среза	T _A	340,0 МПа

Результаты

Проверка прочности	Положительная

Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	29,8 мм
Мин. длина шлица	$l_{\text{мин}}$	12,2 мм

☐ Деформация стенок канавки

Расчетное давление	p_c	27,2 МПа
Запас прочности	S	11,0 бр

☐ Вращение вала

Рассчитанное напряжение при сдвиге	τ_c	51,2 МПа
Запас прочности	S	6,6 бр

☐ Краткие сведения о сообщениях

20:10:14 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Л.3. Эвольвентні шліцеві з'єднання: приклад звіту генератора

Эвольвентное шлицевое соединение

Направляющая

Метод расчета нагрузки - Расчет крутящего момента для указанной мощности и скорости

Тип расчета прочности - Проверка предела прочности для указанной нагрузки, размеров и свойств соединения

Нагрузка

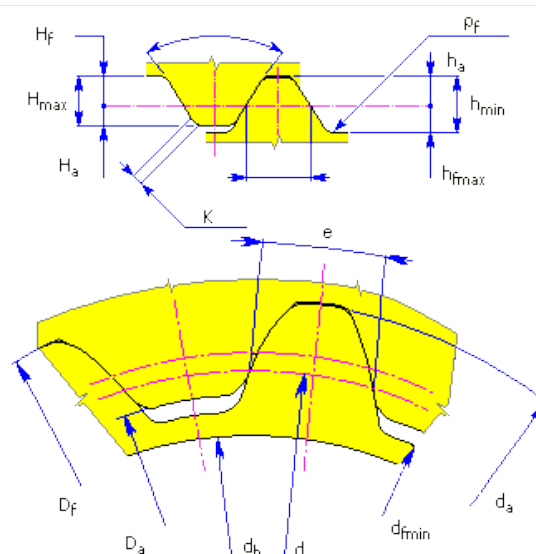
Мощность	P	3,200 кВт
Скорость	n	75,000 об_мин
Крутящий момент	T	407,437 Н м

Размеры

Обозначение шлица	ГОСТ 6033-80 - 30 градусов, посадка с центрированием по наружному диаметру плоского зуба - 35 х H7/h6 х 2,50		
Внутренний диаметр полого вала	d_h		0,000 мм
Наружный диаметр муфты шлица	D_{oi}		80,000 мм
Длина	l		50,000 мм

Размеры шлица

Смещение основного профиля	x_m	1,125 мм
Шаг	p	7,854 мм
Номинальный диаметр	D	35,000 мм
Средний диаметр	d	30,000 мм
Основной диаметр окружности	d_b	25,981 мм
Модуль	m	2,500 мм
Количество зубьев	z	12,000 бр
Высота головки зуба ступицы	H_a	1,125 мм
Высота зуба ступицы	$H_{\text{макс}}$	2,500 мм
Высота ножки зуба ступицы	H_f	1,375 мм
Макс. высота ножки зуба вала	$h_{f\text{макс}}$	1,625 мм
Высота зубьев вала	$h_{\text{мин}}$	2,750 мм
Высота головки зуба вала	h_a	1,375 мм
Зенкование зуба или диаметр сопряжения	K	0,375 мм
Мин. радиус переходной кривой зуба	ρ_f	0,375 мм
Мин. радиальный зазор	$c_{\text{мин}}$	0,250 мм
Номинальная ширина канавки ступицы на делительной окружности	e	5,226 мм
Верхнее отклонение	ES	36,000 микрон
Нижнее отклонение	EI _e	14,000 микрон
Основное отклонение	EI	0,000 микрон



Номинальная ширина зуба вала на делительной окружности	s	5,226 мм
Верхнее отклонение	es	88,000 микрон
Нижнее отклонение	ei_e	62,000 микрон
Наружный диаметр ступицы	D_a	30,000 мм
Диаметр впадин ступицы	D_f	35,000 мм 0,025 мм 0,000 мм
Мин. диаметр впадин вала	d_{fmin}	29,000 мм
Наружный диаметр вала	d_a	35,000 мм 0,000 мм -0,016 мм

☐ Свойства соединения

Необходимый запас прочности	S_v	1,500 бр
Тип соединения	Фиксированный	
Эксплуатационные условия	Средняя	
Сторона зуба	Закаленный	
Коэффициент контакта стороны зуба	K_s	0,500 бр

☐ Материал

Материал	Пользовательский материал	
Допустимое давление	p_A	246,000 МПа
Допустимое напряжение среза	T_A	344,000 МПа
Допустимое напряжение при изгибе	σ_{AIB}	246,000 МПа

☐ Результаты

Проверка прочности	Положительная	
Мин. диаметр вала	$d_{мин}$	20,838 мм
Мин. длина шлица	$l_{мин}$	16,883 мм
Деформация стенок канавки		
Расчетное давление	p_c	41,155 МПа
Запас прочности	S	5,977 бр
Напряжение при изгибе на сторонах зубьев шлица		
Расчетное напряжение подшипников	σ_{CAIB}	55,376 МПа
Запас прочности	S	4,442 бр

☐ Краткие сведения о сообщениях

14:23:27 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток М

Формули та дані для розрахунку кулачків

М.1 Формули для розрахунку кулачків

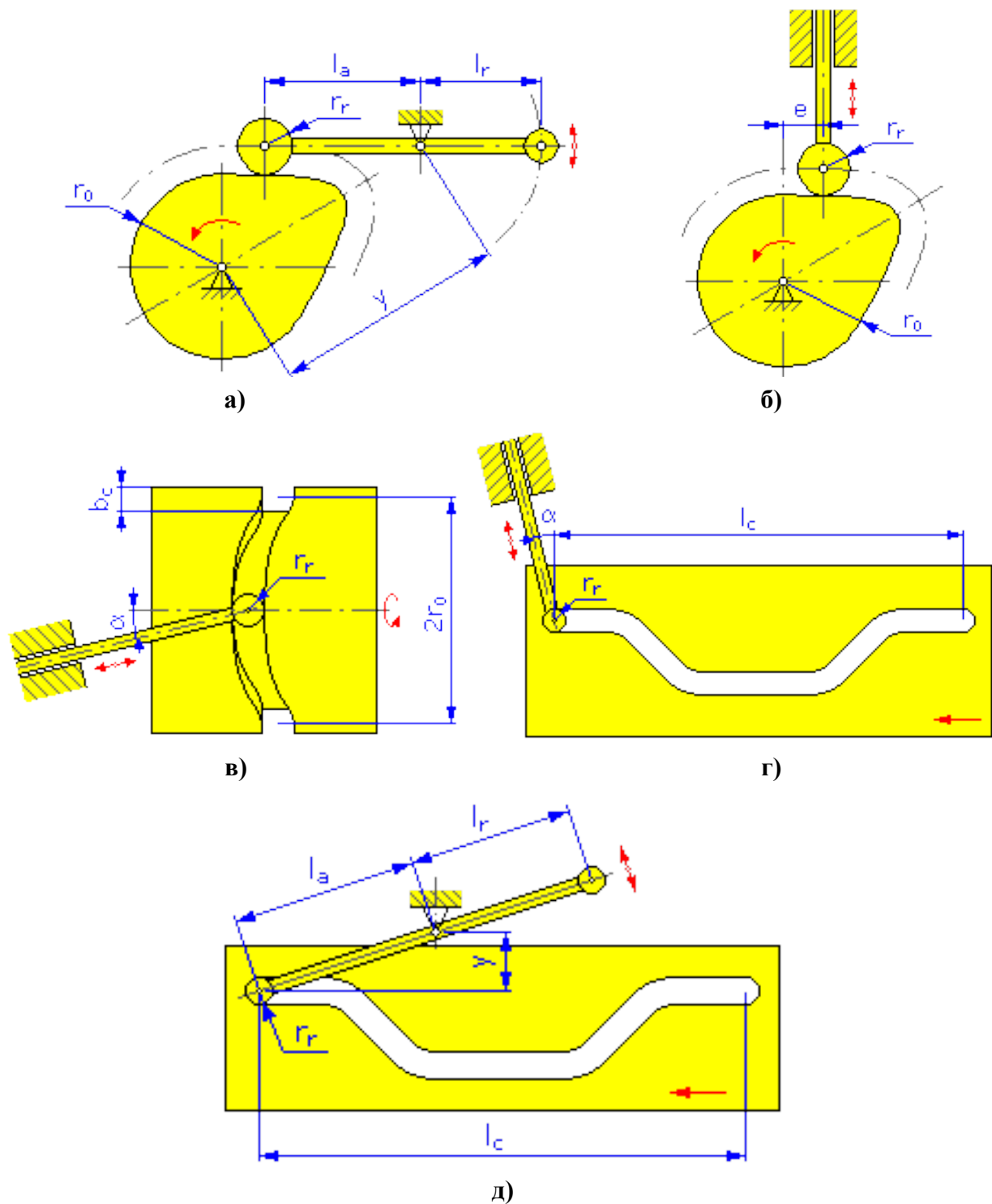


Рис. М.1. Схеми кулачкових механізмів: а) дисковий з коромислом; б) дисковий з штовхачем; в) циліндричний; г) лінійний з штовхачем; лінійний з коромислом

Вихідні дані сегментів кулачка.

Функція руху $f_y(z)$.

Зворотне відношення k_r (тільки для параболічного руху і параболічного з лінійною частиною).

Лінійна частина k_l профілю (тільки для параболічного руху з лінійної частиною).

Для лінійних кулачків:

- початкове положення руху L_0 , мм.
- кінцеве положення руху L , мм.
- довжина сегмента руху $dL = L - L_0$, мм.

Для дискових та циліндричних кулачків:

- початкове положення руху Φ_0 , мм.
- кінцеве положення руху Φ , мм.
- величина сегмента руху $d\varphi = \Phi - \Phi_0$, мм.

Підйом на початку h_0 , мм.

Підйом в кінці $h_{\text{макс}}$, мм.

Залежності підйому.

Дискові і циліндричні кулачки.

Кут повороту кулачка φ_i , °.

Фактичне відносне положення в сегменті: $z_i = (\Phi_i - \Phi_0) / d\varphi$ (діапазон 0 ÷ 1)

Підйом: $y_i = dh \cdot f_y(z)$, мм.

Швидкість $v_i = dh/1000 \cdot 360\omega/d\varphi \cdot f_v(z)$, м/с.

$$v_i = dh/12 \cdot 360\omega/d\varphi \cdot f_v(z), \text{ м/с.}$$

Прискорення $a_i = dh/1000 \cdot (360\omega/d\varphi)^2 \cdot f_a(z)$, м/с².

$$a_i = dh/12 \cdot (360\omega/d\varphi)^2 \cdot f_a(z), \text{ м/с}^2.$$

Імпульс $j_i = dh/1000 \cdot (360\omega/d\varphi)^3 \cdot f_j(z)$, м/с³.

$$j_i = dh/12 \cdot (360\omega/d\varphi)^3 \cdot f_j(z), \text{ м/с}^3.$$

Лінійний кулачок.

Положення переміщення кулачка L_i , мм.

Фактичне відносне положення в сегменті: $z_i = (L_i - L_0) / dL$ (діапазон 0÷1)

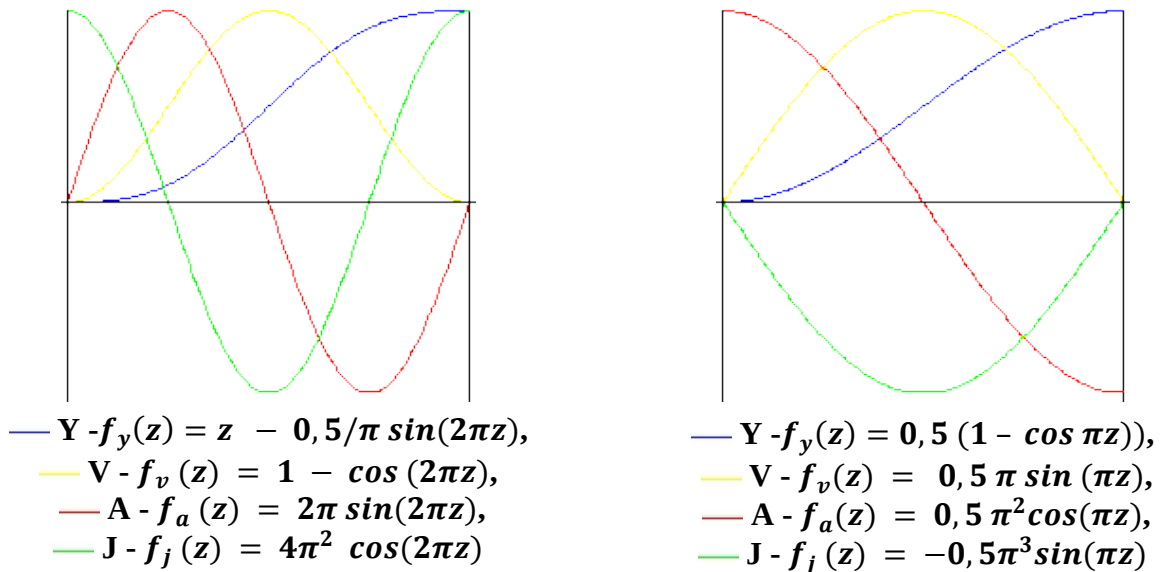
Підйом: $y_i = dh \cdot f_y(z)$, мм.

Швидкість $v_i = dh \frac{v}{dl} \cdot f_v(z)$, м/с.

Прискорення $a_i = 1000dh \cdot \left(\frac{v}{dl}\right)^2 \cdot f_a(z)$, м/с².

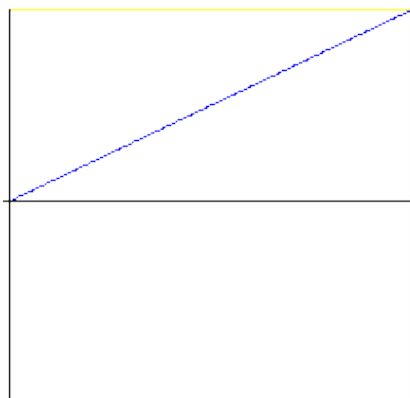
Імпульс $j_i = 10^6 \cdot dh \cdot \left(\frac{v}{dl}\right)^3 \cdot f_j(z)$, м/с³.

М.2. Доступні закони руху профілю кулачка

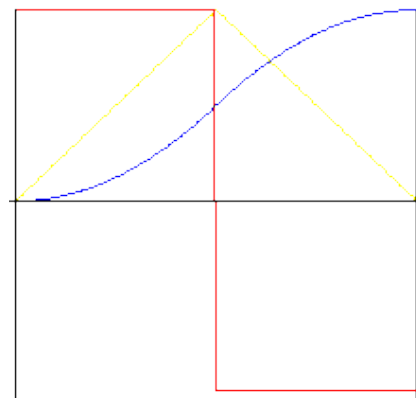


а)

б)



— $Y - f_y(z) = z$,
 — $V - f_v(z) = 1$,
 — $A - f_a(z) = 0^*$,
 — $J - f_j(z) = 0^*$



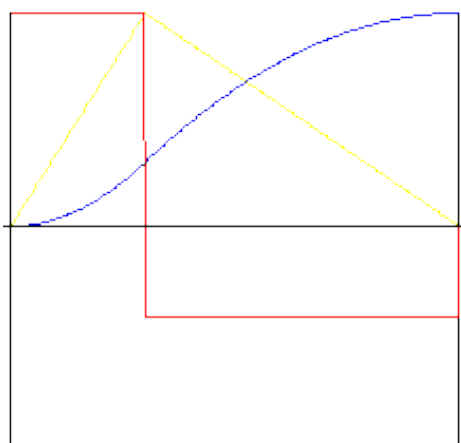
$0 \leq z \leq 0,5$
 — $Y - f_y(z) = 2z^2$,
 — $V - f_v(z) = 4z$,
 — $A - f_a(z) = 4$,
 — $J - f_j(z) = 0^*$
 $0,5 \leq z \leq 1$
 — $Y - f_y(z) = 1 - 2(1 - z)^2$,
 — $V - f_v(z) = 4(1 - z)$,
 — $A - f_a(z) = -4$,
 — $J - f_j(z) = 0^*$

*) Для $z = 0$ і $z = 1$ правильним значенням повинне бути нескінченне значення, проте воно є неприпустимим при розрахунку, тому використовується нульове значення

в)

г)

Рис. М.1. Закони руху профілю кулачка: а) Циклоїдний (розширений синусоїдальний); б) гармонійний (синусоїдальні коливання); в) лінійний; г) параболічне (поліноміальний другого ступеня); д) не дзеркально відображене; е) по параболі з лінійною ділянкою; ж) поліноміальний 3-го ступеня (кубічна параболоа); з) поліноміальний четвертого ступеня; и) поліноміальний п'ятого ступеня; і) поліноміальний сьомого ступеня; й) недзеркально відбитий поліноміальний п'ятого ступеня; к) подвійний гармонійний
 — Y - підйом; — V - швидкість; — A - прискорення; — J - імпульс



$$0 \leq z \leq k_r$$

$$\text{— } Y - f_y(z) = z^2/k_r,$$

$$\text{— } V - f_v(z) = 2z/k_r,$$

$$\text{— } A - f_a(z) = 2/k_r,$$

$$\text{— } J - f_j(z) = 0^*)$$

$$k_r \leq z \leq 1$$

$$\text{— } Y - f_y(z) = 1 - (1 - z)^2/(1 - k_r),$$

$$\text{— } V - f_v(z) = 2(1 - z)/(1 - k_r),$$

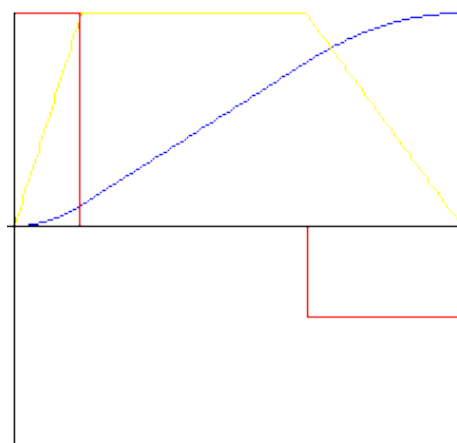
$$\text{— } A - f_a(z) = -2/(1 - k_r),$$

$$\text{— } J - f_j(z) = 0^*)$$

k_r - коефіцієнт зворотного напрямку

*) Для $z = 0$ і $z = 1$ правильним значенням повинне бути нескінченне значення, проте воно є неприпустимим при розрахунку, тому використовується нульове значення

д)



$$0 \leq z \leq k_r/k_z$$

$$\text{— } Y - f_y(z) = k_h \cdot z^2 \cdot k_z^2 / k_r,$$

$$\text{— } V - f_v(z) = 2 \cdot k_h \cdot z \cdot k_z^2 / k_r,$$

$$\text{— } A - f_a(z) = 2k_h k_z^2 / k_r,$$

$$\text{— } J - f_j(z) = 0.$$

$$k_r/k_z \leq z \leq k_r/k_z + k_l$$

$$\text{— } Y - f_y(z) = 2(z - 0.5 k_r/k_z)/(1 + k_l),$$

$$\text{— } V - f_v(z) = 2/(1 + k_l),$$

$$\text{— } A - f_a(z) = 0,$$

$$\text{— } J - f_j(z) = 0.$$

$$k_r/k_z + k_l \leq z \leq 1$$

$$\text{— } Y - f_y(z) = 1 - k_h(1 - z)^2 k_z^2 / (1 - k_r),$$

$$\text{— } V - f_v(z) = 2k_h(1 - z)k_z^2 / (1 - k_r),$$

$$\text{— } A - f_a(z) = -2k_h k_z^2 / (1 - k_r),$$

$$\text{— } J - f_j(z) = 0.$$

k_l - коефіцієнт лінійної ділянки
(в діапазоні від 0 до 0,99)

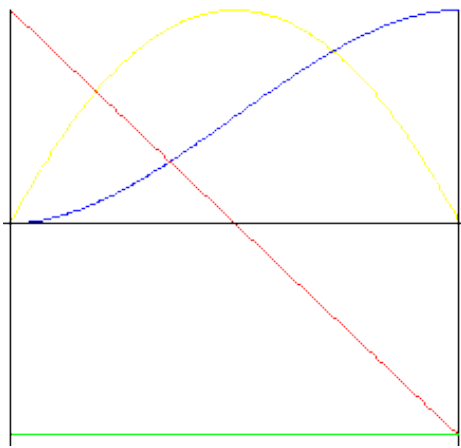
$$k_z = 1 + k_l / (1 - k_l)$$

$$k_h = (1 - k_l) / (1 + k_l)$$

Забезпечує більш прийнятне прискорення і гальмування в порівнянні з лінійним рухом. Коефіцієнт зворотного напрямку забезпечує "розтягнення" в середині руху і допускає зміну коефіцієнта прискорення і гальмування. Коефіцієнт лінійного ділянки дозволяє задати відносний розмір лінійної ділянки руху

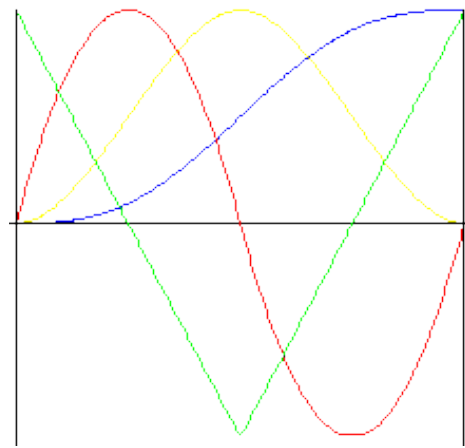
е)

Рис. М.1. (Продовження)



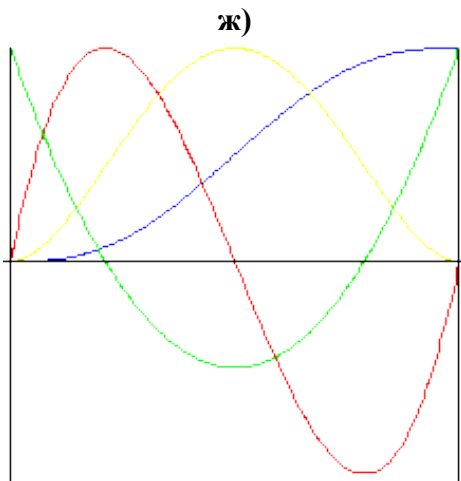
$$\begin{aligned} \text{— } Y - f_y(z) &= (3 - 2z)z^2 \\ \text{— } V - f_v(z) &= (6 - 6z)z \\ \text{— } A - f_a(z) &= 6 - 12z \\ \text{— } J - f_j(z) &= -12 \end{aligned}$$

Рух з меншими ударами, ніж при русі по параболі



$$\begin{aligned} z &= 0 \div 0,5 \\ \text{— } Y - f_y(z) &= (1 - z)8z^3 \\ \text{— } V - f_v(z) &= (24 - 32z)z^2 \\ \text{— } A - f_a(z) &= (48 - 96z)z \\ \text{— } J - f_j(z) &= 48 - 192z \\ z &= 0,5 \div 1 \\ \text{— } Y - f_y(z) &= 1 - 8z(1 - z)^3 \\ \text{— } V - f_v(z) &= (32z - 8)(1 - z)^2 \\ \text{— } A - f_a(z) &= (48 - 96z)(1 - z) \\ \text{— } J - f_j(z) &= 194z - 144 \end{aligned}$$

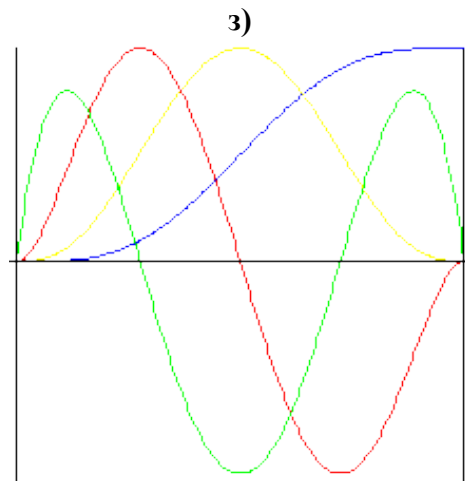
Рух з меншими ударами, ніж при русі по траєкторії, описуваної поліномом 3-го ступеня



$$\begin{aligned} \text{— } Y - f_y(z) &= (6z^2 - 15z + 10)z^3; \\ \text{— } V - f_v(z) &= (z^2 - 2z + 1)30z^2; \\ \text{— } A - f_a(z) &= (2z^2 - 3z + 1)60z; \\ \text{— } J - f_j(z) &= (6z^2 - 6z + 1)60. \end{aligned}$$

Рух з меншими ударами, ніж при русі по параболі

и)

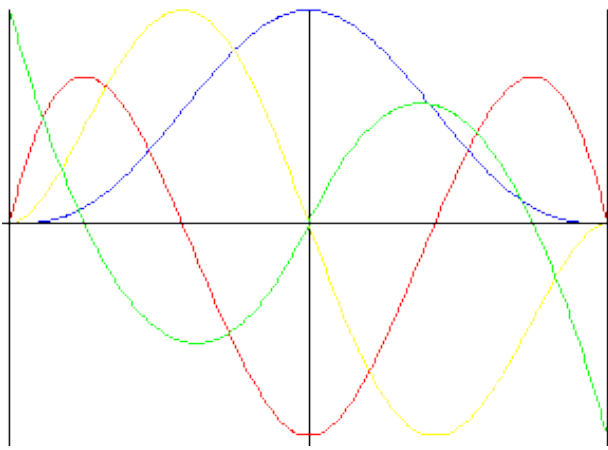


$$\begin{aligned} \text{— } Y - f_y(z) &= (-20z^3 + 70z^2 - 84z + 35)z^4 \\ \text{— } V - f_v(z) &= (-z^3 + 3z^2 - 3z + 1)140z^3 \\ \text{— } A - f_a(z) &= (-2z^3 + 5z^2 - 4z + 1)420z^2 \\ \text{— } J - f_j(z) &= (-5z^3 + 10z^2 - 6z + 1)840z. \end{aligned}$$

Гладкість у всіх формулах, включаючи імпульс

і)

Рис. М.1. (Продовження)



Частина 1

$$\begin{aligned}
 & \text{— } Y - f_y(z) = 1 - (8(1-z)^3 - 15(1-z)^2 + 10)(1-z)^2/3; \\
 & \text{— } V - f_v(z) = 20 \cdot (2(1-z)^3 - 3(1-z)^2 + 1)(1-z)/3; \\
 & \text{— } A - f_a(z) = -20 \cdot (8(1-z)^3 - 9(1-z)^2 + 1)/3; \\
 & \text{— } J - f_j(z) = 40 \cdot (4 \cdot (1-z)^2 - 3(1-z));
 \end{aligned}$$

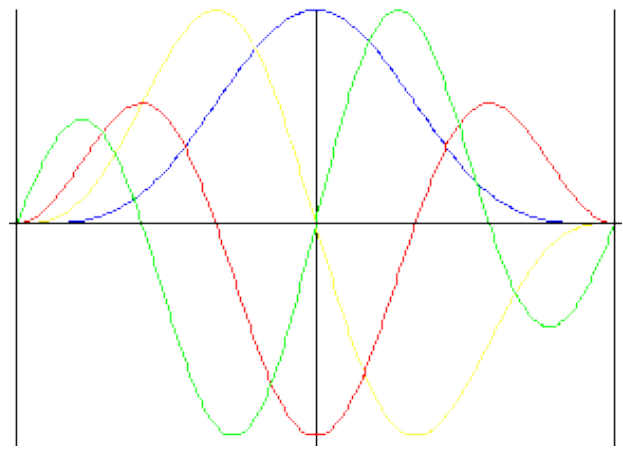
Частина 2

$$\begin{aligned}
 & \text{— } Y - f_y(z) = (8z^3 - 15z^2 + 10)z^2/3; \\
 & \text{— } V - f_v(z) = 20 \cdot (2z^3 - 3z^2 + 1)z/3; \\
 & \text{— } A - f_a(z) = 20 \cdot (8z^3 - 9z^2 + 1)/3; \\
 & \text{— } J - f_j(z) = 40 \cdot (4z^2 - 3z);
 \end{aligned}$$

Аналогічно поліноміальному 5-го ступеня,
але з примусовим рухом вниз

й)

Рис. М.1. (Закінчення)



Частина 1

$$\begin{aligned}
 & \text{— } Y - f_y(z) = \cos(0,5\pi(1-z))^4; \\
 & \text{— } V - f_v(z) = \pi(0,5 \sin(\pi z) - 0,25 \sin(2\pi z)); \\
 & \text{— } A - f_a(z) = 0,5\pi^2(\cos(\pi z) - \cos(2\pi z)); \\
 & \text{— } J - f_j(z) = \pi^3(-0,5 \sin(\pi z) + \sin(2\pi z)).
 \end{aligned}$$

Частина 2

$$\begin{aligned}
 & \text{— } Y - f_y(z) = 1 - \cos(0,5\pi z)^4; \\
 & \text{— } V - f_v(z) = \pi(0,5 \sin(\pi z) + 0,25 \sin(2\pi z)); \\
 & \text{— } A - f_a(z) = 0,5\pi^2(\cos(\pi z) + \cos(2\pi z)); \\
 & \text{— } J - f_j(z) = -\pi^3(0,5 \sin(\pi z) + \sin(2\pi z)).
 \end{aligned}$$

Гладкість у всіх формулах, включаючи імпульс, з примусовим рухом вниз
Необхідно використовувати частину 1 і частину 2

к)

М.3. Приклад програми для формування файлу з дими про функцію руху¶

Розрахунок закону зміни профілю кулачка для "Мастера проектирования" Inventor в Mathcad.

$$\text{ORIGIN} := 1 \quad \text{toRD} := \frac{\pi}{180} \quad \text{toGR} := \frac{180}{\pi} \quad Nn := 21 \quad i := 1 .. Nn$$

Початкові дані

Файл руху - це текстовий файл, що містить дві стовпчики значень, які розділені символами табуляції або ";" чи "|". Перше значення має дорівнювати нулю (початок сегменту), останнє значення має дорівнювати 1, або по-іншому усі значення розраховуються по формулі:

$(\text{значення}_{\text{поточне}})/(\text{значення}_{\text{останнє}})$. Наприклад, якщо останнє значення в стовпчику дорівнює 30, то перше буде дорівнювати $0/30=0$, а останнє $30/30=1$. Значення мають бути розташовані в порядку зростання. Перший стовпчик вказує положення на сегменті – є відносним положенням.

Другий стовпчик є відносним підйомом.

Наприклад:

0;0
0.1;0.028
0.2;0.104
0.3;0.216
0.4;0.352
0.5;0.5
0.6;0.648
0.7;0.784
0.8;0.896
0.9;0.972
1;1

Величина ексцентриситету $e_1 := 20$ мм.

Зовнішній діаметр пазу дискового кулачка з геометричним замиканням $D_1 := 280$ мм.

Внутрішній діаметр пазу дискового кулачка з геометричним замиканням $D_2 := D_1 - 2 \cdot e_1$

Початкові дані

Визначення функцій

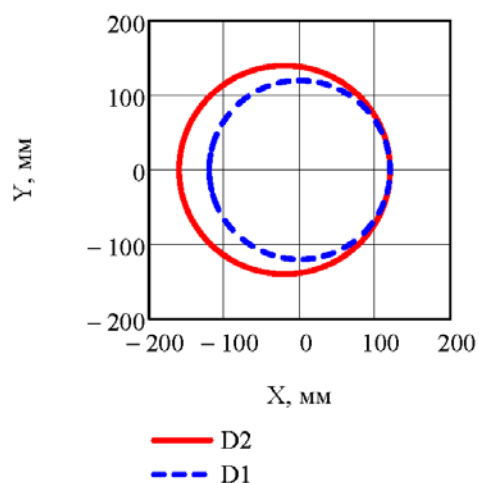
Рівняння кола з радіусом, що дорівнює основному радіусу кулачка r_0 :

$$R2Pt(\alpha) := \begin{pmatrix} \frac{D_2}{2} \cdot \cos(\alpha \cdot \text{toRD}) \\ \frac{D_2}{2} \cdot \sin(\alpha \cdot \text{toRD}) \end{pmatrix}$$

Рівняння кола кулачка зміщеного відносно кола основного радіусу кулачка r_0 на величину ексцентриситету:

$$R1Pt(\alpha) := \begin{pmatrix} -e_1 + \frac{D_1}{2} \cdot \cos(\alpha \cdot \text{toRD}) \\ \frac{D_1}{2} \cdot \sin(\alpha \cdot \text{toRD}) \end{pmatrix}$$

Графіки профілів:

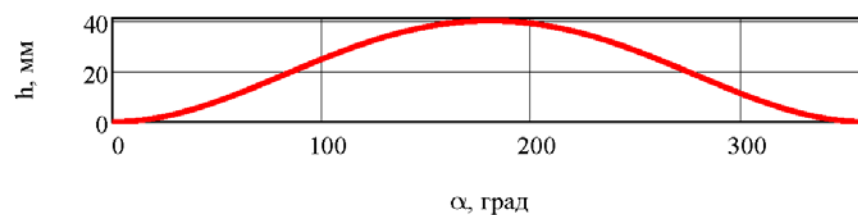


Масив, що містить відносні величини положень на сегменті:

$$\Delta\Phi_i := 0 + 0.05 \cdot (i - 1)$$

Функція підйому профілю:

$$\Delta D(\alpha) := \sqrt{\left(R1_{Pt}(\alpha)_1\right)^2 + \left(R1_{Pt}(\alpha)_2\right)^2} - \frac{D_2}{2}$$



Визначення функцій

Розрахунки

Розрахунок масиву відносних величин:

$$\Delta h_i := \Delta D \left(0 + \frac{180}{N_n - 1} \cdot \Delta\Phi_i \cdot 10 \cdot \frac{0.1}{\Delta\Phi_2 - \Delta\Phi_1} \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot e_1}$$

Розрахунки

Результати

$$\Delta\Phi^T =$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	...

$$\Delta h^T =$$

	1	2	3	4
1	0	$7.173225 \cdot 10^{-3}$	0.028416	...

$Rez_{Nn,2} := 1$

$(Rez^{(1)}) := \Delta\Phi \quad (Rez^{(2)}) := \Delta h$

$$Rez^T =$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45
2	$7.173 \cdot 10^{-3}$	0.028	0.063	0.109	0.166	0.232	0.303	0.379	...	

$Se := "Ex\_40.xlsx"$

$ZZ := WRITEEXCEL(Rez, "Ex40.xlsx", 1)$

$Sc := "Exsc\_40.txt"$

$YY := WRITECSV(Rez, Sc)$

Результати

М.4. Фрагменти звіту генератора дискових кулачків

Генератор компонентів дискового кулачка

Направляющая

Тип траектории - Внутренний

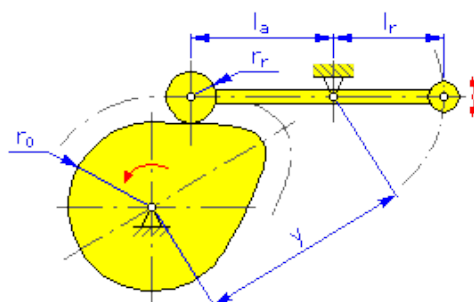
Тип толкателя - Поворотная рука

Форма толкателя - Цилиндр

Направление - Слева

Кулачок

Тип модели	Компонент	
Основной радиус кулачка	r_o	15,0 мм
Ширина кулачка	b_c	16,0 мм
Точки расчета		720 бр
Точки модели		360 бр



☐ Толкатель

Радиус ролика	r_r	12,0 мм
Ширина ролика	b_r	16,0 мм
Расстояние между опорами	y	78,5 мм
Длина рычага	l_a	81,0 мм
Длина рычага противодействия	l_r	60,0 мм

☐ Сегменты кулачка

☐ Сегмент 1

Движение		Линейное (постоянная скорость)
Начальное положение перемещения	l_0	0,00 град
Конечное положение перемещения	l	2,50 град
Начальный подъем	h_0	0,0 мм
Конечный подъем	h	0,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	0,000 м_с
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	0,0 м/с^2
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	0,0 м/с^2
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	0,0 м/с^3
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	0,0 м/с^3
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	0,00 град
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	250,0 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n\text{макс}}$	265,1 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	0,0 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c\text{мин}}$	-15,0 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c\text{мин}2}$	-15,0 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	294,8 МПа

☐ Сегмент 2

Движение		Гармоническое (синусоидальное)
Начальное положение перемещения	l_0	2,50 град
Конечное положение перемещения	l	177,50 град
Начальный подъем	h_0	0,0 мм
Конечный подъем	h	31,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	1,002 м_с
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	64,7 м/с^2
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	-64,7 м/с^2
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	0,0 м/с^3
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	-4183,8 м/с^3
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	29,62 град
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	2710,0 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n\text{макс}}$	4074,0 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	31,7 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c\text{мин}}$	-137,9 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c\text{мин}2}$	-34,8 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	988,2 МПа

▣ Сегмент 3

Движение		Линейное (постоянная скорость)
Начальное положение перемещения	l_0	177,50 град
Конечное положение перемещения	l	182,50 град
Начальный подъем	h_0	31,0 мм
Конечный подъем	h	31,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	0,000 м_с
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	0,0 м/с^2
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	0,0 м/с^2
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	0,0 м/с^3
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	0,0 м/с^3
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	0,00 град
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	3350,0 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n\text{макс}}$	5107,5 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	0,0 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c\text{мин}}$	-54,2 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c\text{мин}2}$	-54,2 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	1066,1 МПа

▣ Сегмент 4

Движение		Гармоническое (синусоидальное)
Начальное положение перемещения	l_0	182,50 град
Конечное положение перемещения	l	357,50 град
Начальный подъем	h_0	31,0 мм
Конечный подъем	h	0,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	-1,002 м_с
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	64,7 м/с^2
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	-64,7 м/с^2
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	4183,8 м/с^3
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	0,0 м/с^3
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	-22,72 град
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	2710,1 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n\text{макс}}$	2873,4 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	0,0 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c\text{мин}}$	-137,9 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c\text{мин}2}$	-34,8 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	754,3 МПа

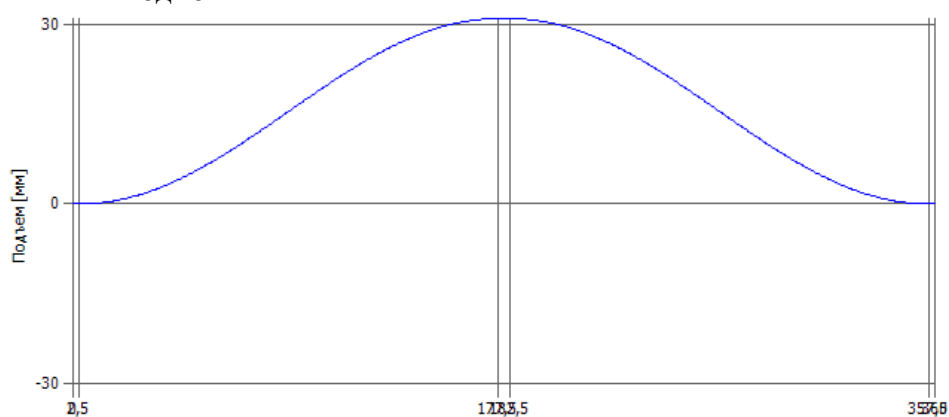
▣ Сегмент 5

Движение		Линейное (постоянная скорость)
Начальное положение перемещения	l_0	357,50 град
Конечное положение перемещения	l	360,00 град
Начальный подъем	h_0	0,0 мм
Конечный подъем	h	0,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	0,000 м_с

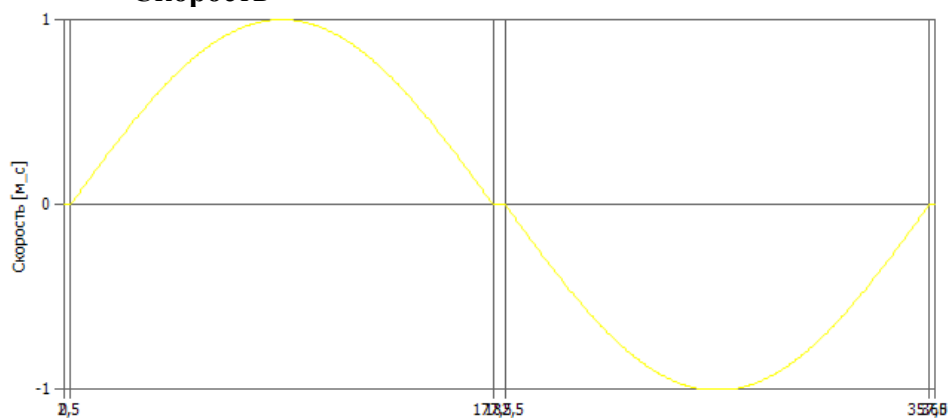
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	0,0 м/с ²
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	0,0 м/с ²
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	0,0 м/с ³
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	0,0 м/с ³
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	0,00 град
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	250,0 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n\text{макс}}$	265,1 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	0,0 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c\text{мин}}$	-15,0 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c\text{мин}2}$	-15,0 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	294,8 МПа

▣ Графики

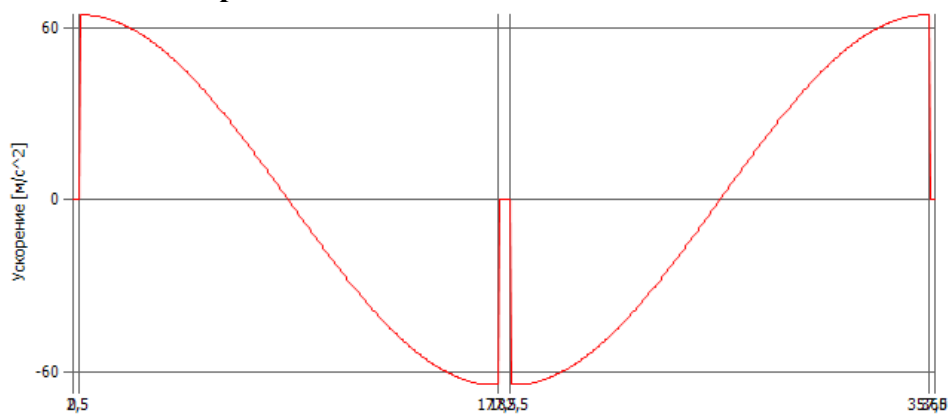
▣ Подъем

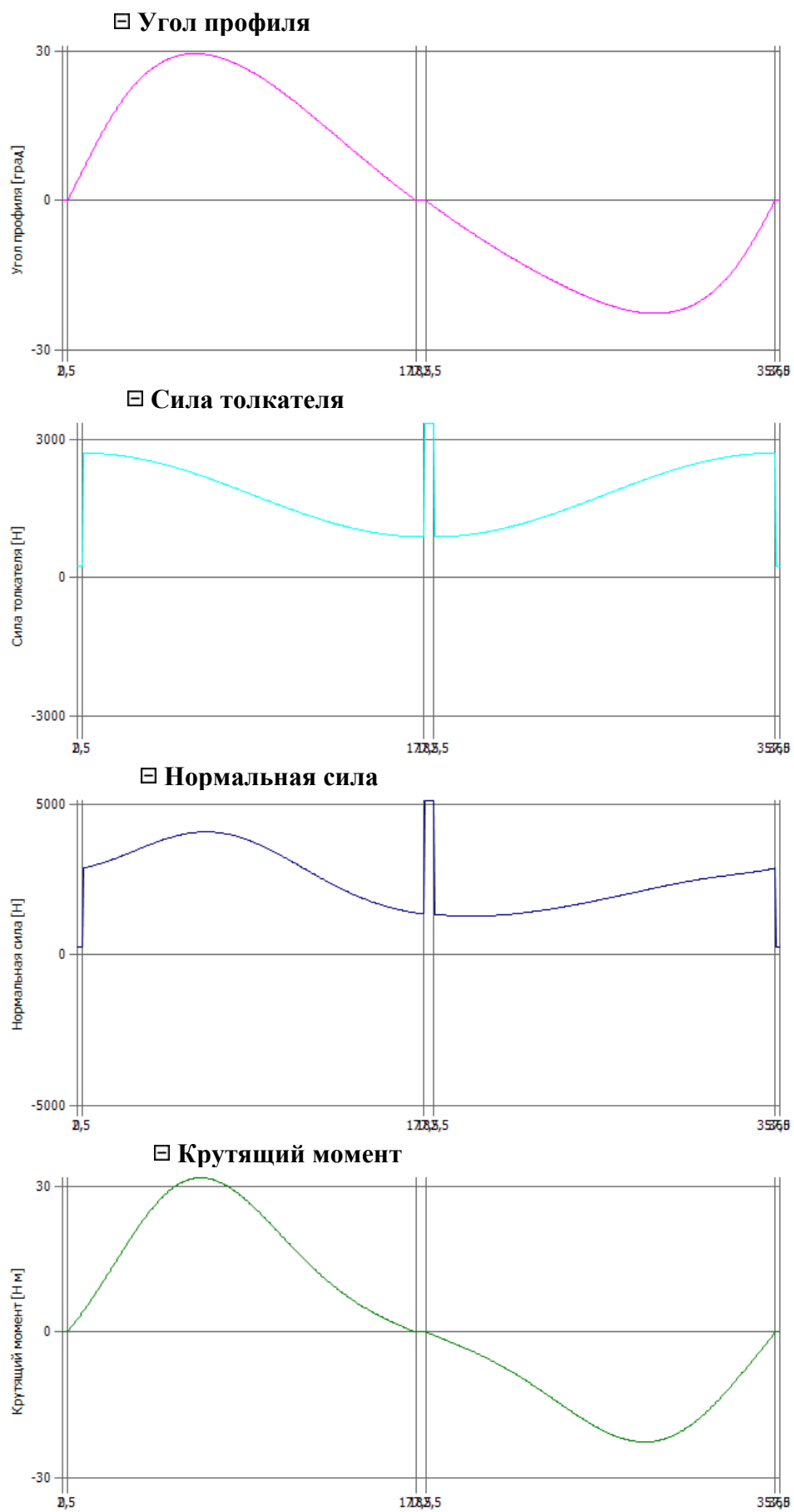


▣ Скорость

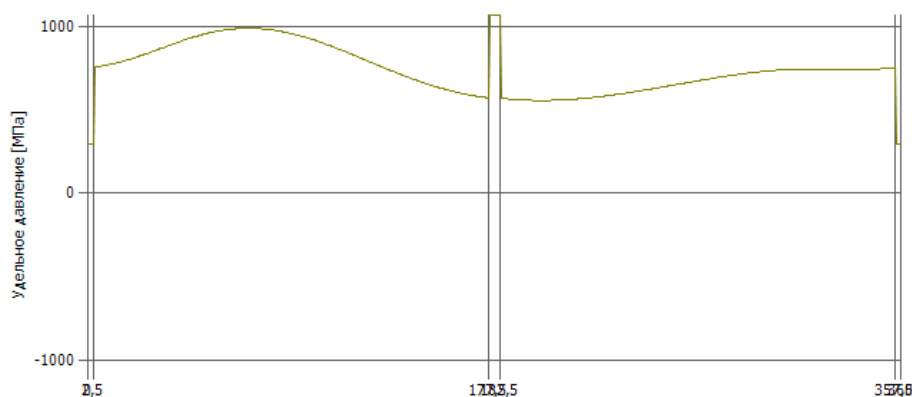


▣ Ускорение





□ Удельное давление



□ Нагрузка

Время цикла	t	0,1000 с
Скорость	ω	600,000 об_мин
Усилие на ролике	F	250,0 Н
Вес элементов ускорения	m	38,0 кг
Коэффициент пружины	C	100,0 Н/мм

□ Материал

	Кулачок	Толкатель
	Сталь 30Х3С3ГМЛ ГОСТ 977-88	Сталь 30Х3С3ГМЛ ГОСТ 977-88
Допустимое давление	p_a	1200,0 МПа
Модуль упругости	E	200000 МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,300 бр

□ Расчет прочности

□ Результаты

Макс. подъем	$h_{\text{макс}}$	31,0 мм
Мин. подъем	$h_{\text{мин}}$	0,0 мм
Макс. частота вращения	$v_{\text{макс}}$	1,0 м_с
Мин. скорость	$v_{\text{мин}}$	-1,0 м_с
Макс. угол профиля	$\gamma_{\text{макс}}$	29,62 град
Мин. угол зацепления	$\gamma_{\text{мин}}$	-22,72 град
Макс. ускорение	$a_{\text{макс}}$	64,7 м/с^2
Мин. ускорение	$a_{\text{мин}}$	-64,7 м/с^2
Макс. импульс	$j_{\text{макс}}$	4183,8 м/с^3
Мин. импульс	$j_{\text{мин}}$	-4183,8 м/с^3
Макс. сила толкателя	$F_{\text{макс}}$	3350,0 Н
Мин. сила толкателя	$F_{\text{мин}}$	250,0 Н
Макс. нормальная сила	$F_{n_{\text{макс}}}$	5107,5 Н
Мин. нормальная сила	$F_{n_{\text{мин}}}$	265,1 Н
Макс. крутящий момент	$T_{\text{макс}}$	31,7 Н м
Мин. радиус кривизны (+)	$R_{c_{\text{мин}}}$	-137,9 мм
Мин. радиус кривизны (-)	$R_{c_{\text{мин}2}}$	-15,0 мм
Макс. удельное давление	$p_{\text{макс}}$	1066,1 МПа
Проверочный расчет	Положительная	

□ Краткие сведения о сообщениях

22:13:29 Расчет: Соответствие при подборе в процессе расчета!

Додаток Н

Н.1. Дані для розрахунку пружин

Відмінності у позначеннях деяких розмірів елементів діаграм навантаження згідно методики розрахунку, прийнятій в майстрі проектування та згідно ГОСТ 13765 – 86 представлено на рис. Н.1.

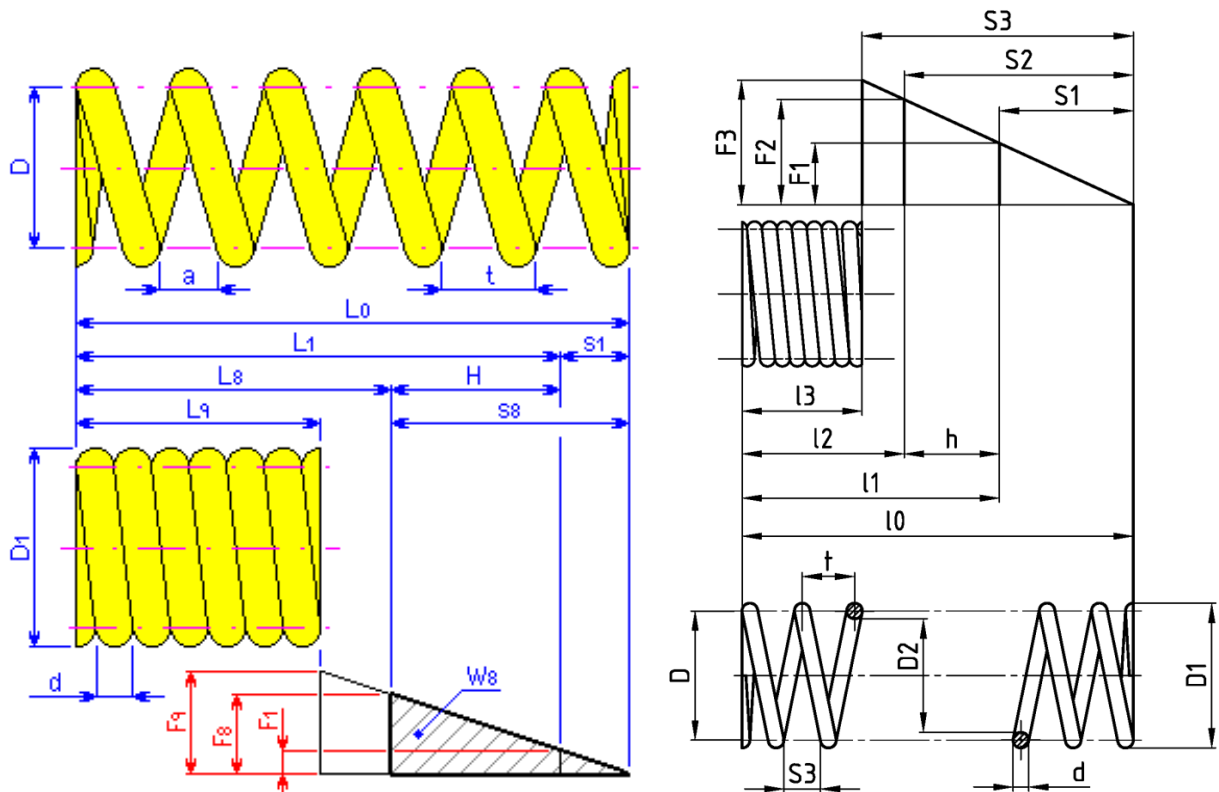


Рис. Н.1. Діаграма навантаження та розміри пружини стиснення: а) згідно методики розрахунку, прийнятій в майстрі проектування; б) згідно ГОСТ 13765 – 86

Н.1.2. Класи та розряди пружин

ГОСТ 13764-86 (в ред. 1990 г.) поширюється на пружини зі сталі круглого перетину для роботи при температурах від -60 до + 120 ° С в неагресивних середовищах. Пружини поділяють на класи, види і розряди (табл. Н.1 і Н.2).

Таблиця Н.1

Класи пружини за ГОСТ 13765-86

Клас пружин	Вид пружин	Навантаження	Витривалість NF (встановлена безвідмовна напрацювання), цикли, не менше	Інерційне зіткнення витків
I	Стиснення і розтягування	Циклічне	1×10^7	Відсутнє
II	Стиснення і розтягування	Циклічне і статичне	1×10^5	Відсутнє
III	Стиснення	Циклічне	2×10^3	Допускається

Таблиця Н.2

Розряди пружин за ГОСТ 13764-86

Клас пружин	Розряд пружин	Вид пружин	Сила пружини при максимальній деформації	Діаметр дроту (прутка)	Матеріал		Твердість після термообробки, HRC	Максимальне дотичне напруження кручення τ_3 ¹⁾ , МПа	Вимоги до зміцнення	Стандарт на основні параметри витків пружин
			F_3 , Н	d, мм	Марка сталі	Стандарт на заготовку				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
І	1	Одножильні стиснення і розтягування	1,00-850	0,2-5,0	За ГОСТ 1050-88 та ГОСТ 1435-90	Дріт класу 1 за ГОСТ 9389-75	-	0.3R _m ²⁾	Для підвищення циклічної стійкості рекомендується зміцнення дробом	ГОСТ 13766-86
	1,00-800		Дріт класу 2 та 2А за ГОСТ 9389-75			ГОСТ 13767-86				
	22,4-800		1,2-5,0	51ХФА за ГОСТ 14959-79	Дріт за ГОСТ 1071-81	0.32R _m		ГОСТ 13768-86		
	140-6000		3,0-12,0	60С2А; 65С2ВА; 70С3А за ГОСТ 14959-79	Дріт за ГОСТ 14963-78	47.5÷53.5	560	ГОСТ 13768-86		
				1ХФА за ГОСТ 14959-79		45.5-51.5		ГОСТ 13769-86		
	4		2800- 180000	14-70	60С2А; 65С2ВА; 70С3А; 60С2; 60С2ХА; 60С2ХФА; 51ХФА за ГОСТ 14959-79	Сталь гарячекатана кругла за ГОСТ 2590-88	44.0-51.5	480		

Клас пружин	Розряд пружин	Вид пружин	Сила пружини при максимальній деформації	Діаметр дроту (прутка)	Матеріал		Твердість після термообробки, HRC	Максимальне дотичне напруження кручення τ_3 ¹⁾ , МПа	Вимоги до зміцнення	Стандарт на основні параметри витків пружин		
			F_3 , Н	d, мм	Марка сталі	Стандарт на заготовку						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
II	1	Одножильні стиснення і розтягування	1,50-1400	0,2 - 5,0	За ГОСТ 1050-88 і ГОСТ 1435-90	Дріт класу 1 за ГОСТ 9389-75	-	0,5 R_m	Для підвищення циклічної стійкості рекомендується зміцнення дробом	ГОСТ 1377 0-86.		
	2		1,25-1250			Дріт класів 2 і 2А за ГОСТ 9389-75				ГОСТ13771 -86		
	3		37,5-1250	1,2 - 5,0	51ХФА за ГОСТ 14959-79	Дріт за ГОСТ 1071-81		0,52 R_m		ГОСТ13772 -86		
			236-10000	3,0 - 12,0	60С2А; 65С2ВА за ГОСТ14959-79	Дріт за ГОСТ 14963-78	47,5 - 53,5	960				
					65Г за ГОСТ 1050-88	Дріт за ГОСТ 2771-81					45,5 - 51,5	
	4		4500- 280000	14-70	51ХФА за ГОСТ 14959-79	Дріт за ГОСТ 14963-78	44,0 - 51,5	800		ГОСТ 13773-86		
				60С2А; 60С2; 65С2ВА; 70С3А; 51ХФА; 65Г; 60С2ХФА; 60С2ХА за ГОСТ14959-79	Сталь гарячекатана кругла по за ГОСТ 2590-88							

Продовження таблиці Н.3

Клас пружин	Розряд пружин	Вид пружин	Сила пружини при максимальній деформації	Діаметр дроту (прутка)	Матеріал		Твердість після термообробки, HRC	Максимальне дотичне напруження кручення τ_3 ¹⁾ , МПа	Вимоги до зміцнення	Стандарт на основні параметри витків пружин
			F_3 , Н	d, мм	Марка сталі	Стандарт на заготовку				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
III	1	Трижильні стиснення	12,5-1000	0,3 - 2,8	3a ГОСТ 1050-88, ГОСТ 1435-90	Дріт	-	0,6 R_m	-	ГОСТ 13774-86
	2	Одножильні стиснення	315-14000	3,0 - 12,0	60C2A; 65C2BA; 70C3A за ГОСТ14959-79	Дріт за ГОСТ 14963-78	54,5 - 58,0	1350	Обов'язкове зміцнення дробом	ГОСТ 1377 5-86
	3		6000-20000	14-25	60C2A; 65C2BA; 70C3A за ГОСТ 14959-79	Сталь гарячекатана кругла за ГОСТ 2590-88	51,5 - 56,0	1050		ГОСТ 13776-86

Примітки:

1. Максимальна дотичне напруження при крученні τ_3 наведено з урахуванням кривизни витків.
2. R_m - межа міцності пружинних матеріалів.

Клас пружин характеризує режим навантаження і витривалості, а також визначає основні вимоги до матеріалів і технології виготовлення.

Розряди пружин відображають відомості про діапазони сил, марки застосовуваних пружинних сталей, а також нормативи за допустимими напруженнями.

Відсутність зіткнення витків у пружин стиснення визначається умовою $v_{max}/v_K \leq 1$, де v_{max} - найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружини при навантаженні або при розвантаженні, м/с; v_K - критична швидкість пружин стиснення, м/с (відповідає виникненню зіткнення витків пружини від сил інерції).

Н.1.3. Матеріали для пружин

Пружини можуть виготовлятися із дроту сталевого вуглецевого пружинного за ГОСТ 9389-75. Стандарт поширюється на сталеву вуглецеву холоднотягнутий дріт, яка застосовується для виготовлення пружин, навиваються в холодному стані і не піддаються загартуванню.

Дріт виготовляється:

1) За механічними властивостями: марок А, Б, В; класів 1,2,2А, 3. Рекомендації щодо застосування пружинного дроту в залежності від марок і класів наведені в табл. Н.3.

Таблиця Н.3

Рекомендації щодо застосування пружинного дроту по ГОСТ 9389-75 в ред. 2002 р.

Марка дроту	Клас міцності дроту	Умови застосування
А	1	Для пружин з К не більше 0,10
Б	1, 2, 2А, 3	Для пружин з К не більше 0,17
В	1, 2, 2А, 3	Для пружин з К не більше 0,30

Примітка: Відносний показник розбігу міцності К розраховують за формулою $K = \Delta\sigma_B / \sigma_B$, де $\Delta\sigma_B$ - розбіг тимчасового опору розриву в партії, Н / мм²; σ_B - мінімальне значення тимчасового опору розриву в класі, Н / мм²

2) За точністю виготовлення: нормальної точності; підвищеної точності П.

Дріт класів 1, 2, 3 виготовляється нормальної і підвищеної точності, класу 2А - підвищеної точності. Механічні властивості дроту наведені в таблиці Н.4.

Приклади позначень: Дріт марки А, 1 класу міцності, підвищеної точності П, діаметром 1,20мм:

Дріт А-1-П-1, 20 ГОСТ 9389-75

Те ж, марки Б, 3 класу, нормальної точності, діаметром 2,00 мм:

Дріт Б-3-2,00 ГОСТ 9389-75

Сталь марки 65Г. Підвищена схильність до утворення гартівних тріщин. Застосовують з метою здешевлення продукції для виробів масового виробництва у випадках, коли поломки пружин не викликають порушення функціонування деталей механізмів і заміна пружин нетрудомістка.

Сталь марки 51ХФА. Підвищена теплостійкість. Гартується на твердість не більше 53HRC. Завдяки високим пружним і в'язким властивостям служить найкращим матеріалом для пружин класу 1. Для пружин класу 3 непридатна через недостатню твердість.

Сталь марки 60С2А, 60С2. Високі пружні і в'язкі властивості. Підвищена схильність до графітизації і недостатня прогартовуваність при перетинах $d > 20$ мм. Широко застосовують для пружин класів 1 і 2. Для пружин класу 3 призначають при $v_{\max} < 6$ м / с.

Сталь марки 65С2ВА. Високі пружні властивості і в'язкість. Підвищена прогартовуваність. Служить кращим матеріалом для пружин класу 3. Застосовують при $v_{\max} > 6$ м / с.

Сталь марки 60С2ХФА. Висока прогартовуваність, мала схильність до зростання зерна і знеуглецювання при нагріванні (в порівнянні зі сталлю 60С2А), підвищені в'язкість, жароміцність і холодостійкість, хороша циклічна міцність і релаксаційна стійкість в широкому діапазоні циклічних змін температур. Бажаний застосування в перетинах дроту від 30мм і більше.

Сталь марки 70С3А. Підвищена прогартовуваність. Має схильність до графітизації. Переважне застосування при діаметрах дроту $d > 20$ мм. Замінником служить сталь 60С2Н2А.

Переважає практичне використання пружин зі сталі 51ХФА визначається інтервалом температур від -180 до +250 ° С, зі сталі 60С2ХФА від -100 до +250

° С, з дроту класу 2А по ГОСТ 9389-75 від -180 до +120 ° С, з сталей 65Г, 70С3А, 60С2А, 65С2ВА і з дроту класу 1 по ГОСТ 9389-75 від -60 до + 120 ° С. У випадках використання пружин при більш високих температурах рекомендується враховувати температурні зміни модуля.

Спеціальний сталевий легований пружинний дріт (за ГОСТ 14963-78 в ред. 1990 р.,). Призначена для виготовлення пружин, що піддаються після навивки термічній обробці (гартуванню та відпуску).

Таблиця Н.4

Механічні властивості пружинного сталевго вуглецевого дроту по ГОСТ 9389-75 за ред. 2002 р.

Діаметр дроту, мм	Тимчасовий опір розриву, Н/мм2			Розбіг тимчасового опору розриву в партії, Н / мм2, не більше					Кількість скручувань, не менше							
				Марка А	Марка Б	Марка В			Марки А, Б				Марка В			
	Клас 1	Клас 2, 2А	Клас 3	Клас					Клас							
				1	1, 2, 2А, 3	1	2, 2А	3	1	2	2А	3	1	2	2А	3
0,14	2740...3090	2300...2740	1810...2300	300	300	340	440	490	35	35	35	35	35	35	35	35
0,15	2740...3090	2300...2740	1810...2300	300	300	340	440	490	34	34	34	34	34	34	34	34
0,16	2740...3090	2300...2740	1810...2300	300	300	340	440	490	33	33	33	33	33	33	33	33
0,18	2740...3090	2300...2740	1810...2300	300	300	340	440	490	31	31	33	31	31	31	33	31
0,20	2700...3040	2260...2700	1770...2260	300	300	340	440	490	30	30	32	30	30	30	32	30
0,22	2700...3040	2260...2700	1770...2260	300	300	340	440	490	29	29	32	29	29	29	32	29
0,25	2700...3040	2260...2700	1770...2260	300	300	340	440	490	27	27	32	27	27	27	32	27
0,28	2700...3040	2260...2700	1770...2260	290	290	340	440	490	26	26	31	26	26	26	31	26
0,30	2700...3040	2260...2700	1770...2260	280	280	340	440	490	23	23	31	23	23	23	31	23
0,32	2650...2990	2210...2650	1720...2210	270	280	340	440	490	22	22	30	22	22	22	30	22
0,36	2650...2990	2210...2650	1720...2210	260	280	340	440	490	22	22	30	22	22	22	30	22
0,4	2600...2940	2160...2600	1670...2160	250	280	340	440	490	21	21	28	21	20	21	28	21
0,45	2600...2940	2160...2600	1670...2160	240	260	340	440	490	20	20	28	20	17	20	28	20
0,50	2600...2940	2160...2600	1670...2160	230	260	340	440	490	20	20	27	20	16	19	27	19
0,56	2600...2940	2160...2600	1670...2160	210	260	340	440	490	20	20	27	20	16	19	27	19
0,60	2600...2940	2160...2600	1670...2160	200	240	340	440	490	20	20	25	20	16	18	25	18
0,63	2550...2890	2160...2550	1670...2160	190	240	340	390	490	20	20	25	20	16	18	25	18
0,70	2550...2890	2160...2550	1670...2160	180	240	340	390	490	20	20	25	20	16	18	25	18
0,80	2550...2890	2U0...2550	1670...2110	170	230	340	440	490	20	20	25	20	16	17	24	17
0,90	2500...2790	2110...2500	1620...2110	160	230	290	390	490	20	20	24	20	16	17	24	17
1,00	2450...2740	2060...2450	1570...2060	150	220	290	390	490	20	20	24	20	16	17	24	17
1,10	2400...2700	2010...2400	1520...2010	150	220	290	390	490	20	20	24	20	16	17	24	17
1,20	2350...2650	1960...2350	1520...1960	150	210	290	390	440	20	20	24	20	16	17	24	17

Продовження таблиці Н.4

Діаметр дроту, мм	Тимчасовий опір розриву, Н/мм2			Розбіг тимчасового опору розриву в партії, Н / мм2, не більше					Кількість скручувань, не менше							
				Марка А	Марка Б	Марка В			Марки А, Б				Марка В			
	Клас 1	Клас 2, 2А	Клас 3	Клас					Клас							
				1	1, 2, 2А, 3	1	2, 2А	3	1	2	2А	3	1	2	2А	3
1,30	2300...2600	1960...2300	1520...1960	150	210	290	340	440	20	20	24	20	16	17	24	17
1,40	2260...2550	1910...2260	1470...1960	150	200	290	340	440	20	20	24	20	16	17	24	17
1,50	2210...2500	1860...2210	1420...1860	150	200	290	340	440	20	20	24	20	16	17	24	17
1,60	2160...2450	1860...2160	1420...1860	150	200	290	290	440	20	20	24	20	16	17	24	17
1,70	2060...2350	1770...2060	1370...1770	150	200	290	290	390	20	20	24	20	15	17	24	17
1,80	2060...2350	1770...2060	1370...1770	150	200	290	290	390	20	20	23	20	15	17	24	17
1,90	2010...2300	1770...2010	1370...1770	150	200	290	250	390	20	20	23	20	14	16	23	16
2,00	2010...2260	1770...2010	1370...1770	150	200	250	250	390	15	16	23	16	14	16	23	16
2,10	1960...2210	1720...1960	1370...1720	150	200	250	250	340	15	16	22	16	14	16	22	16
2,20	1910...2160	1670...1910	1320...1670	150	200	250	250	340	15	15	22	15	13	15	22	15
2,30	1910...2160	1670...1910	1320...1670	150	200	250	250	340	15	16	21	15	13	15	21	15
2,50	1810...2060	1620...1860	1270...1620	150	200	250	250	340	15	15	21	15	12	15	21	15
2,80	1770...2010	1620...1860	1270...1620	150	200	250	250	340	15	15	19	15	11	14	19	14
3,00	1720...1960	1620...1860	1270...1620	150	200	250	250	340	15	15	18	15	10	13	18	13
3,20	1720...1960	1520...1770	1230...1520	150	200	250	250	290	15	15	18	15	10	13	18	13
3,50	1670...1910	1520...1770	1230...1520	150	200	250	250	290	15	15	18	15	8	13	18	13
3,6	1670...1910	1520...1770	1230...1520	150	200	250	250	290	15	15	18	15	7	13	18	13
4,00	1620...1860	1470...1720	1180...1470	150	200	250	250	290	15	15	18	15	6	13	18	13
4,20	1570...1810	1420...1670	1130...1420	150	200	250	250	290	15	15	16	15	6	12	16	12
4,50	1520...1770	1370...1620	1130...1370	150	200	250	250	250	15	15	16	15	6	12	16	12
5,00	1470...1720	1370...1620	1130...1370	150	200	250	250	250	15	15	15	15	4	9	13	9
5,60	1420...1670	1320...1570	1080...1320	150	200	250	250	250	15	15	15	15	4	6	8	6
6,00	1420...1670	1320...1570	1080...1320	150	200	250	250	250	15	15	15	15	2	4	6	4
6,30	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	210	200	-	-	-	-	-	-	-	-
6,50	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	200	200	-	-	-	-	-	-	-	-

Продовження таблиці Н.4

Діаметр дроту, мм	Тимчасовий опір розриву, Н/мм2			Розбіг тимчасового опору розриву в партії, Н / мм2, не більше					Кількість скручувань, не менше							
				Марка А	Марка Б	Марка В			Марки А, Б				Марка В			
	Клас 1	Клас 2, 2А	Клас 3	Клас					Клас							
				1	1, 2, 2А, 3	1	2, 2А	3	1	2	2А	3	1	2	2А	3
6,70	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	200	200	-	-	-	-	-	-	-	-
7,00	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	200	200	-	-	-	-	-	-	-	-
7,50	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	200	200	-	-	-	-	-	-	-	-
8,00	-	1230...1420	1030...1230	-	200	-	200	200	-	-	-	-	-	-	-	-

Примітка: Значення розбігу тимчасового опору в мотках (катушках) масою до 250кг марок А і Б класів 1, 2, 2А повинне бути не більше 100 Н / мм²; марки Б класу 3 і марки В усіх класів для дроту діаметром 1,6 мм і менше – 200 Н / мм²; більше 1,6 – 150 Н / мм². Значення розбігу тимчасового опору в мотках (катушках) масою понад 250 кг повинне відповідати значенням табл. Н.3.

Н.2. Фрагменты звіту генератора пружини стиснення

Генератор компонентов пружины сжатия

▣ Направляющая

Тип пружины	Способ установки - торец пруж. параллельно земле
Усталостная нагрузка	Дробеструйно обр.
Расчет прочности пружины	Проектирование пружин сжатия
Тип проекта	F, сборочные размеры --> d, L ₀ , n, D
Метод коррекции кривизны напряжения	Поправочный коэффициент CSN

▣ Нагрузка пружины

Мин. нагрузка	F ₁	83,0 Н
Макс. нагрузка	F ₈	160,0 Н
Рабочая нагрузка	F	120,0 Н

▣ Размеры пружины

Длина свободной пружины	L ₀	46,5 мм
Диаметр проволоки	d	2,0 мм
Шаг свободной пружины	t	7,1 мм
Наружный диаметр пружины	D ₁	18,5 мм
Средний диаметр пружины	D	16,5 мм
Внутренний диаметр пружины	D ₂	14,5 мм
Индекс пружины	c	8,3 бр

▣ Подбор диаметра пружины

Диапазон диаметра	
Требуемый средний диаметр	D' 16,0 мм
Возможная деформация	0,1 бр

▣ Витки пружины

Рабочее число витков	n	6,0 бр			
Округление числа витков	1				
Направление навивки	правое				
Торцы пружины					
Параметры		Начало		Завершение	
Торцевые витки	n _{z1}	1,0 бр	n _{z2}	1,0 бр	
Поджатые витки	n _{t1}	0,8 бр	n _{t2}	0,8 бр	
Зашлифовано дуги окружности	z _{o1}	0,5 бр	z _{o2}	0,5 бр	

▣ Сборочные размеры

Длина при минимальной нагрузке	L ₁	32,5 мм
Длина при максимальной нагрузке	L ₈	19,5 мм
Рабочий ход	H	13,0 мм
Длина при рабочей нагрузке	L _w	26,3 мм
Установочная длина	L	46,5 мм

▣ Материал пружины

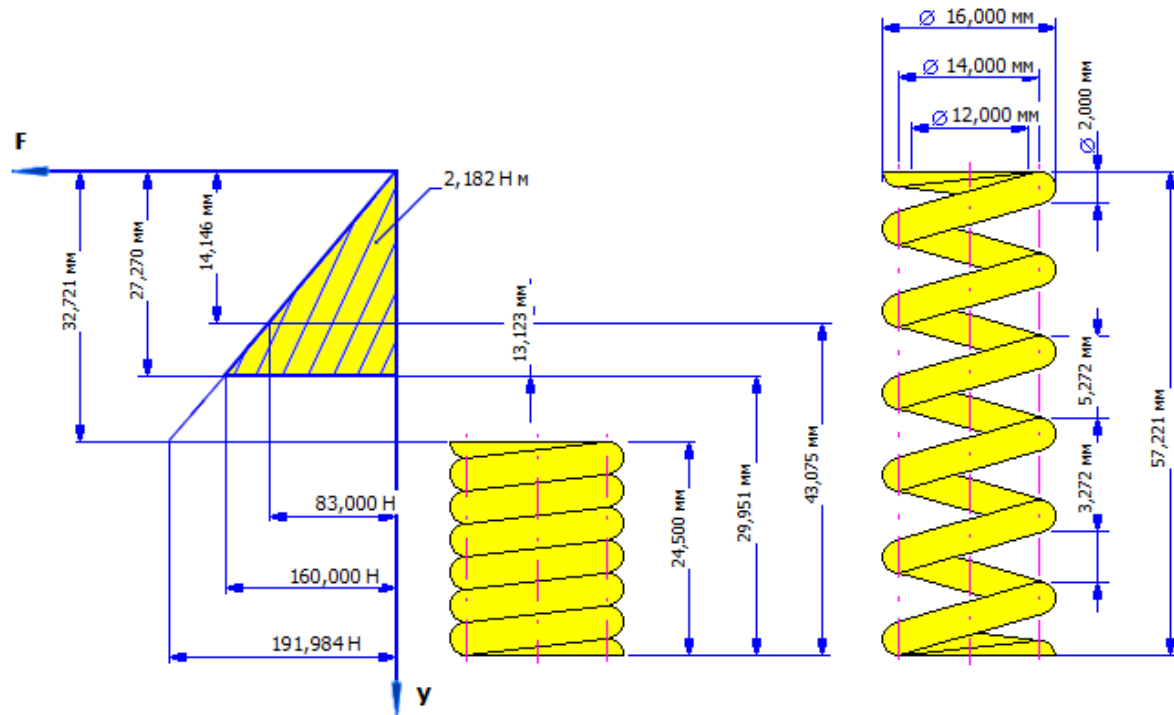
Упрочненная тянутая углеродистая сталь - 1-ый класс		
Предел прочности при растяжении	σ _{ult}	2500,0 МПа
Допустимое напряжение при кручении	τ _A	1250,0 МПа

Модуль упругости поверхности	G	80500,0 МПа
Плотность	ρ	7850 кг/м ³
Коэф. использования материала пружины	us	1,0 бр

▣ Усталостная нагрузка

Срок службы в тысячах сжатий	N	>10000
Запас прочности	k_f	1,3 бр

▣ Рабочая диаграмма



▣ Результаты

Расстояние между витками свободной пружины	a	5,1 мм
Шаг свободной пружины	t	7,1 мм
Коэффициент концентрации напряжений	K_w	1,2 бр
Жесткость пружины	k	5,9 Н/мм
Деформация пружины при минимальной нагрузке	s_1	14,0 мм
Общая деформация пружины	s_8	27,0 мм
Ограниченная деформация пружины	s_9	30,5 мм
Рабочая деформация пружины	s_{work}	0,6 бр
Макс. допустимая деформация пружины	s_{max}	0,7 бр
Контроль длины пружины	L_{minf}	18,0 мм
Теоретическая предельная длина пружины	L_9	16,0 мм
Предельное усилие	F_9	180,7 Н
Выносливость при сдвиге	τ_e	1250,0 МПа
Напряжение минимальной нагрузки	τ_1	509,3 МПа
Напряжение максимальной нагрузки	τ_8	981,7 МПа
Непрерывное продольное напряжение	τ_9	1109,0 МПа
Критическая скорость пружины	v	3,6 м_с
Собственная частота пульсации пружины	f	438,8 Гц

Энергия деформации	W_8	2,2 Дж
Длина проволоки	l	423,6 мм
Масса пружины	m	0,0 кг
Результат проверки пружины	Положительная	

☐ Краткие сведения о сообщениях

21:04:15 : Соответствие при подборе в процессе расчета!

Н.3. Фрагмент звіту генератора тарілчастих пружин

Генератор тарельчатых пружин

☐ Направляющая

Тип - Пакет пружин

Тип расчета прочности - Расчет деформации пакета

Тип сборки пакета - Последовательная сборка

Выбор пружины - Ручной выбор пружины

Требуемая деформация пакета - Значение деформации не лимитировано

Требуемое усилие на пакет - Допустимая сила определена

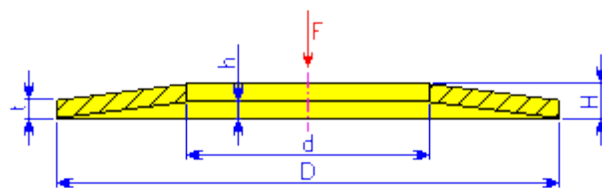
Параметры пакета - Высота пакета не лимитирована

☐ Нагрузка

Усилие для пакета пружин F 702,092 Н

☐ Размеры тарелки

90,000 x 55,000 x 1,500 x 5,700		
Допустимая деформация пружины	s/h	0,800 бр
Наружный диаметр пружины	D	90,000 мм
Внутренний диаметр пружины	d	55,000 мм
Толщина материала	t	1,500 мм
Высота ненагруженной пружины	H	5,700 мм
Рабочая высота	H_w	5,575 мм



☐ Материал

Материал	Сталь 70С3А ГОСТ 14959-79	
Модуль упругости	E	214000 МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,290 бр

☐ Значения параметров пружины

Деформация одной шайбы пружины	s	0,125 мм
Макс. напряжение пружины	σ	160,155 МПа
Проверка прочности	Положительная	

☐ Значения заданных параметров пружины

Количество пружин в ряду	n_s	6,000 бр
Количество пружин в пакете	n	6 бр
Высота ненагруженного пакета	L_0	34,200 мм
Высота нагруженного пакета	L	33,450 мм
Усилие для пакета пружин	F	702,092 Н
Усилие при макс. деформации пружины	$F_{\text{макс}}$	2777,460 Н