

# **МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ**



**НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ  
ПОСІБНИК  
до виконання курсової роботи**

Мелітополь, 2020

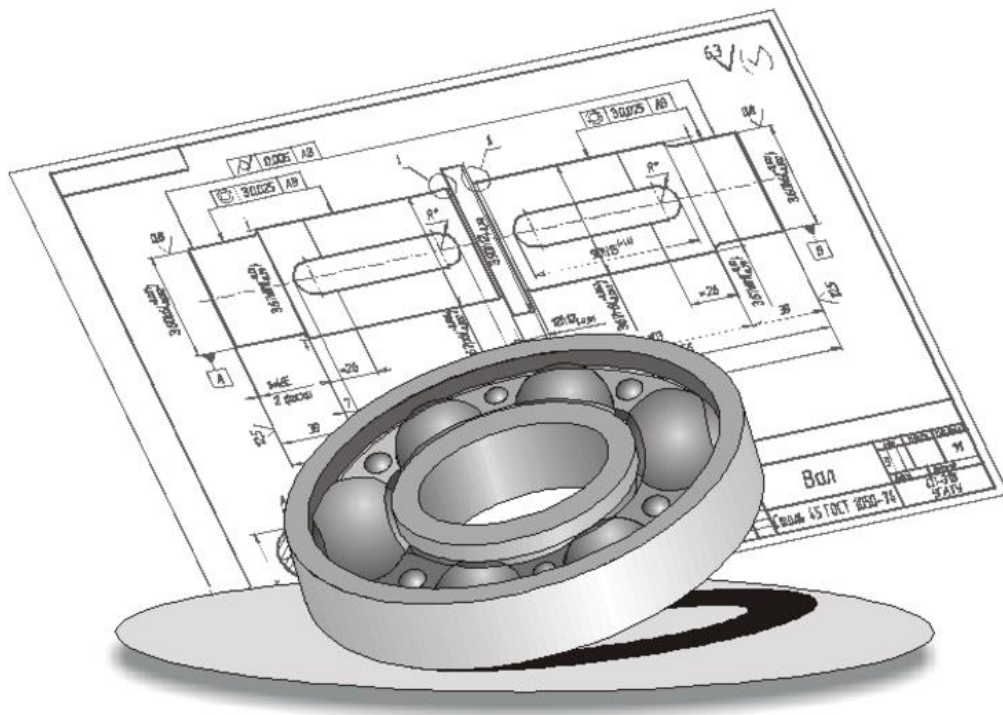
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

*Лариса Бондаренко, Андрій Чаплінський,  
Олександр Вершков, Галина Антонова*

# МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ

## НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

до виконання курсової роботи



Мелітополь  
2020

УДК [620.1+539.4] (075)

Б81

*Рекомендовано до впровадження вченою радою механіко-технологічного факультету Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного*

*Протокол № 2 від 13 жовтня 2020 р*

**Рецензенти:**

**С. В. Кюрчев** – доктор технічних наук, професор, декан механіко-технологічного факультету, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного;

**О. Г. Караєв** – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри сільськогосподарських машин, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного.

**Бондаренко Л. Ю.**

**Б81 Механіка матеріалів і конструкцій:** навч.-метод. посібник до виконання курсової роботи / Л. Ю. Бондаренко, А. П. Чаплінський, О. О. Вершков, Г. В. Антонова. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2020. – 164с.

Навчально-методичний посібник розроблено відповідно до навчальної програми і призначений для виконання курсової роботи з дисципліни «Інженерна механіка. Механіка матеріалів і конструкцій» для студентів денної та заочної форми навчання зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та 131 «Прикладна механіка». Може бути рекомендований для студентів інших спеціальностей.

У навчально-методичному посібнику викладено короткі теоретичні відомості, практичні рекомендації та довідкові дані щодо розрахунку і проектування валів за критеріями статичної та втомної міцності й жорсткості. Наведено приклад виконання завдання та вимоги до оформлення курсової роботи. Посібник рекомендовано також для самостійної роботи студентів з курсу механіки матеріалів і конструкцій.

УДК [620.1+539.4] (075)

© Бондаренко Л. Ю., Чаплінський А. П.,  
Вершков О. О., Антонова Г. В.

© ТДАТУ, 2020

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ.....	8
2. ЗМІСТ РОЗДІЛІВ РОБОТИ І ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ.....	13
3. ВКАЗІВКИ ЩОДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ .....	15
3.1. Критерії працездатності валів.....	15
3.2. Матеріали валів.....	16
3.3. Проектувальний розрахунок вала на статичну міцність .....	17
3.3.1. Побудова розрахункової схеми вала. ....	17
3.3.2. Визначення зовнішніх силових факторів. Побудування епюр внутрішніх силових факторів.....	21
3.3.3. Визначення діаметра вала .....	23
3.4. Розрахунок вала на жорсткість .....	28
3.5. Перевірочний розрахунок вала на міцність від втоми .....	31
3.5.1. Основні розрахункові залежності.....	32
3.5.2. Розрахунок характеристик циклів змінних напружень.....	34
3.6. Проектування проміжного вала двоступеневого циліндричного редуктора та вибір методу обробки ...	36
3.6.1. Визначення розмірів ділянок вала.....	36
3.6.2 Побудова 3D моделі вала .....	45
4. ПИТАННЯ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО ЗАХИСТУ РОБОТИ.....	72

5. ТЕСТОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗА ТЕМОЮ КУРСОВОЇ РОБОТИ.....	74
6. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ.....	77
Завдання розрахунку .....	77
6.1 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ. ....	79
6.1.1 Побудова розрахункової схеми та визначення зовнішніх навантажень, що діють на вал .....	79
6.1.2 Побудова епюр внутрішніх силових факторів .	82
6.1.3 Розрахунок діаметра вала.....	87
6.2 УТОЧНЮЮЧИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ .....	93
6.2.1 Розрахунок прогинів вала у місцях розташування коліс.....	93
6.2.2 Розрахунок кутів повороту в опорах А і В .....	99
6.2.3 Розрахунок на згинальну жорсткість. Уточнення діаметра вала.....	102
6.3 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ ....	106
6.3.1 Вибір типу з'єднання в небезпечному перерізі вала. Конструювання ділянок вала. ....	106
6.3.2 Розрахунок параметрів циклу для нормальних і дотичних напружень у небезпечному перерізі. ....	107
6.3.3 Вибір коефіцієнтів, що враховують концентрацію напружень, розміри валу, якість обробки поверхні, технологію зміцнення.....	113
6.3.4 Розрахунок коефіцієнта запасу міцності на втомну. ....	114
6.3.5 Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності. Перевірка міцності вала. ....	116

6.4 МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПРОМІЖНОГО ВАЛА ДВОСТУПЕНЕВОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА .....	119
6.4.1 Визначення діаметрів ділянок вала.....	119
6.4.2 Визначення довжин ділянок вала. ....	124
6.4.3 Побудова 3D моделі вала .....	125
6.4.4. Вибір розмірів шпонкових пазів .....	129
6.4.5. Створення робочого креслення проміжного вала .....	132
6.5 ВИБІР ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ШПОНОК.....	138
6.5.1 Зробимо перевірку шпонки на зминання.....	139
6.5.2 Зробимо перевірку шпонки на зріз.....	139
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	141
ДОДАТКИ.....	143

## **ВСТУП**

Механіка матеріалів і конструкцій є першою дисципліною в загально-інженерній підготовці студента, як майбутнього фахівця. Вивчає науку про опір матеріалів – науку про інженерні методи розрахунку на міцність, жорсткість та стійкість елементів споруд і машин.

Елементи машинобудівних і будівельних конструкцій під час експлуатації зазнають силової дії різних походжень. Ці сили, або прикладені безпосередньо до елемента, або передаються через з'єднані з ним сусідні елементи. Для нормальної роботи інженерної споруди або машини кожен елемент повинен бути таких розмірів і форми, щоб витримував діючі на нього навантаження, не руйнуючись (міцність), не давав зміни розмірів (жорсткість) та зберігав початкову форму (стійкість).

Механіка матеріалів і конструкцій має самостійне значення, як дисципліна, знання якої необхідне для всіх інженерних спеціальностей, вона є базою для вивчення курсу деталей машин й інших інженерних дисциплін та надає наукові основи інженерних розрахунків, без яких неможливе проектування і створення всієї різноманітності конструкцій сучасного машинобудування.

Ускладнення сучасних конструкцій і машин та умов їх експлуатації, необхідність створення економічно вигідних, надійних, естетичних споруд вимагають широкого впровадження в діяльність інженера-проектувальника нових сучасних методів розрахунку, пов'язаних із використанням обчислювальної техніки.

У зв'язку з цим, значно змінюються вимоги до змісту і методів дисципліни «Механіка матеріалів і конструкцій». Курс повинен будуватися на алгоритмічній основі та передбачати вивчення як класичних основ, так і універсальних сучасних методів розрахунку на міцність,

розкривати шляхи раціонального спрощення математичних моделей, орієнтувати майбутнього спеціаліста на роботу в умовах автоматизованого проектування (САПР).

Безпосереднє проведення розрахунків не передбачає розробки програмного забезпечення, направлено на повну автоматизацію розрахунку. Характерним стає інтерактивний діалог з комп'ютером. Така методика реалізується програмними комплексами CAD (Computer Aided Design), до яких відносяться Matlab, Maple, Mathematica, MathCAD та ін. Серед цих комплексів найбільш зручною для інженерних розрахунків є система MathCAD.

Для виконання креслення пропонується застосування універсальної системи автоматизованого проектування КОМПАС-3D, при цьому моделювання валу необхідно зробити в програмі Solidworks.

Метою цієї роботи є придбання студентами практичних навичок щодо аналізу роботи конструкцій в умовах складного опору, розрахунку їх на міцність і жорсткість, складання розрахункових схем при статичному навантаженні, а також при циклічних напруженнях.

Посібник містить короткі теоретичні відомості з основних розділів механіки матеріалів і конструкцій та приклад розв'язання задачі за допомогою як класичних, так і сучасних методів розрахунку з варіантами широкого використання пакету MathCAD.

У додатках наведено приклад оформлення курсової роботи (титульна сторінка, зміст) й довідкові матеріали, необхідні для її виконання. Все це сприятиме поглибленню вивчення курсу та самостійному виконанню курсової роботи.



## ***1. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ***

---

Виконання курсової роботи дозволить студентам закріпити засвоєння теоретичної частини дисципліни та систематизувати отримані знання; сформувати уміння та навички самостійної розумової праці та буде сприяти розвитку самостійного мислення.

Однією з поширених методичних помилок студентів при виконанні курсової роботи є спроба вирішити свій варіант завдання використовуючи тільки зразки розв'язання типових задач. Такий метод виконання завдання, можливо, дозволить досить швидко отримати відповідь при вирішенні конкретного завдання, але не гарантує від помилок і, головне, не забезпечує розуміння теми, що вивчається.

У зв'язку з цим рекомендується наступне:

- перш, ніж приступати до виконання завдання курсової роботи, необхідно вивчити основи теорії курсу;
- проаналізувати наведений у даному методичному посібнику приклад розв'язання типового завдання;
- після вивчення окремих тем дисципліни перевірте свої знання, відповідаючи на питання тестового контролю знань, що наведені у відповідному розділі Навчально-інформаційного порталу;

Виконана робота оформлюється у вигляді розрахунково-пояснювальної записки на аркушах формату А4 у відповідності до ГОСТ 2.105 ЕСКД "Общие требования к текстовым документам". Пояснювальна записка складається з обкладинки, титульного аркуша, змісту, текстової частини та списку використаних джерел.

Перша сторінка курсової роботи – титульна

(ДОДАТОК 1), друга – зміст, який включає послідовність вирішення задачі (аркуш з кутовим штампом 40 мм, ДОДАТОК 2); третя – вступ; далі – умова задачі та розрахункова схема; розв’язання задачі (аркуші з кутовим штампом 15 мм); висновки та список використаних літературних джерел (аркуш із кутовим штампом 15 мм).

**Титульну сторінку** виконувати креслярським шрифтом або машинописним (комп’ютерним) способом на відповідному бланку.

**Текстову частину** записки необхідно викласти послідовно, лаконічно, розрахунки супроводжувати короткими поясненнями з посиланням на відповідний рисунок. Стиль викладу тексту записки повинен бути коротким, чітким і без двоякого змісту.

Прийнята у тексті термінологія повинна відповідати встановленій у стандартах або загальноприйнятій у науково-технічній літературі.

Текст розрахунково-пояснювальної записки розміщувати з одного боку аркуша формату А4 (297x210мм). Відстань від рамки до границь тексту зліва і справа повинна бути не менше 5мм, зверху і знизу – 10мм. Текст виконувати комп’ютерним (машинописним) способом через 1,15 інтервала шрифтом висотою не менше 2,5мм (14pt, шрифт Times New Roman). Допускається пояснювальну записку виконувати чітким розбірливим рукописним текстом чорного кольору.

Усі сторінки записки, крім титульної, повинні мати рамки з кутовим штампом для розділів записки. У кутових штампах для змісту (рис. 1.1, а) записувати тему курсової роботи, наприклад, «Розрахунок вала на кручення» і

позначення записки **37ТХК** (37 – напрям «Галузеве машинобудування», **ТХ** – кафедра «Технічна механіка», **К** – курсова робота), до якого входить індивідуальний номер студента, наприклад, **37ТХК.163.000000 ПЗ**, де **163** – це індивідуальний номер студента, який є варіантом для виконання курсової роботи (ДОДАТОК 3). У кутових штампах (рис. 1.1, б) для решти сторінок записувати тільки позначення записки і нумерацію аркушів. Номер сторінки проставляти у відповідній графі штампа (рис. 1.1).

**Нумерація сторінок** повинна бути наскрізною і починається з титульної сторінки, але номер її не ставити.

					<i>37ТХК 163 000 000 ПЗ</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.	Олійник В.І				Розрахунок вала на згин з крученням	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Бондаренко						2	8
Консуьлт.						<i>ТДАТУ, ТМКП, 21 ГМ</i>		
Н. контр.								
Затв.	Вершков							

а)

					<i>37ТХК.163.000 000 ПЗ</i>		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			5

б)

Рисунок 1.1 – Приклад заповнення штампів на сторінках записки: а) штамп для змісту, б) штамп для наступних сторінок тексту.

Текстова частина ділиться на розділи і підрозділи, які повинні мати заголовки в суворій відповідності зі змістом роботи. Розділи повинні мати порядкові номери у межах всього документа і позначатися арабськими цифрами (наприклад: 1, 2 і т.д.). Підрозділи повинні мати порядкову нумерацію у межах кожного розділу,

наприклад, 1.1; 1.2; і т.д. – пункти першого розділу; 1.1.1; 1.1.2; і т.д. – пункти підрозділу 1.1.

**Формули** у тексті записувати з нового рядка у загальному вигляді, а під формулою наводити пояснення кожного символу із зазначенням величини й розмірності. Обчислення обмежуються, як правило, від одного до трьох значущих цифр.

**Нумерація формул** проводиться арабськими цифрами (у дужках) і складається з номера розділу і порядкового номера формули у розділі, між якими ставлять крапку.

**Розрахункові схеми та ескізи** при виконанні курсової роботи оформляються на окремій сторінці чи двох, за необхідності, з дотриманням послідовності, передбаченої ходом розв'язання із кутовим штампом 55мм (рис.1.2). Рисунки нумеруються відповідно до номера розділу й супроводжуються підписами, наприклад, для першого розділу рисунки нумерують у такій послідовності: рис.1.1,1.2, і т.д. Підписи рисунків необхідно супроводжувати так, як показано на рисунку 1.2.

**Таблиці** застосовують для кращої наочності і зручності порівняння показників. Таблиці необхідно нумерувати відповідно до номера розділу. Назва таблиці повинна відображати її зміст, бути точною, короткою. Назву слід поміщати над таблицею.

При перенесенні частини таблиці на ту ж або інші сторінки назву вміщують тільки над першою частиною таблиці. Цифровий матеріал, як правило, оформляють у вигляді таблиць відповідно до рисунку 1.3

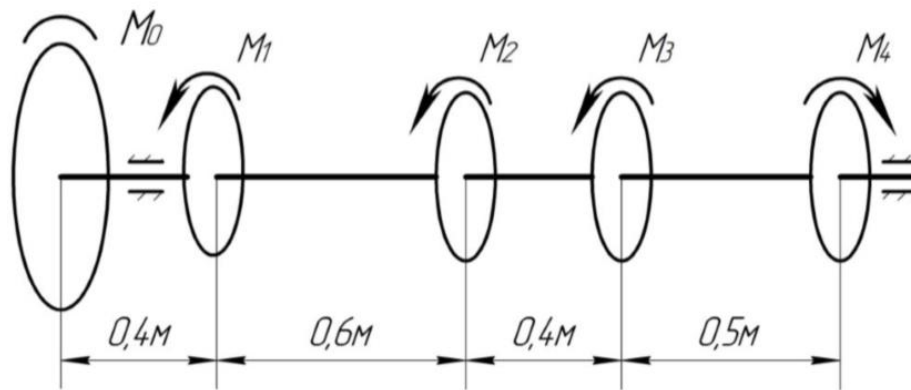


Рисунок 1.2 – Розрахункова схема вала.

Таблиця 1.1 – Ступінь точності допуску перпендикулярності при ступеню точності передачі по нормам дотику

Тип колеса	Ступінь точності допуску перпендикулярності при ступеню точності передачі по нормам дотику		
	6	7,8	9
Зубчасте	5	6	7
Черв'ячне	6	7	8

Рисунок 1.3 – Приклад оформлення таблиці.

**У заключній частині** завдання обов'язково робиться аналіз отриманого результату з точки зору працездатності елементів конструкцій в заданих умовах, раціональності їх форми, необхідності зміни розмірів, збільшення або зменшення робочих навантажень і т.д. Виклад ведеться від першої особи в множині, наприклад, "обчислюємо", "розраховуємо" і т.п.

**У списку літератури** наводиться перелік книг і посібників, що були використані під час виконання роботи, відповідно до ГОСТ 7.1-84.

Наприклад:

1.Цурпал І.А. Механіка матеріалів і конструкцій: навч. посібник / І. А. Цурпал. – К.: Вища освіта, 2005. – 367 с.

## **2. ЗМІСТ РОЗДІЛІВ РОБОТИ І ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ**

**Завдання на виконання роботи:** На валу встановлено два зубчастих колеса діаметрами  $D_1$  і  $D_2$ , що навантажені зусиллями від пов'язаних коліс. Необхідно:

1 Підібрати діаметр вала  $d$  із умови статичної міцності за однією з теорій міцності. Величину діаметра узгодити відповідно до ГОСТ 6636-69. У небезпечному перерізі вала побудувати епюри нормальних і дотичних напружень.

2 Провести розрахунок вала на жорсткість з урахуванням лінійних переміщень в місцях встановлення коліс та кутових переміщень в опорах. Уточнити діаметр вала.

3 Виконати перевірочний розрахунок вала на міцність від втоми в небезпечному перерізі.

4 Підібрати шпонку та розрахувати її на міцність.

5 Сконструювати вал та виконати креслення на листі формату А3.

Відповідно до завдання пояснювальна записка повинна містити наступні розділи:

1. Проектувальний розрахунок вала на статичну міцність.

1.1. Побудова розрахункової схеми вала.

1.2. Побудова епюр внутрішніх силових факторів.

1.3. Розрахунок діаметра вала.

2. Уточнюючий розрахунок вала на жорсткість.

2.1. Розрахунок прогинів валу в місцях розташування коліс.

2.2. Розрахунок кутів повороту перерізів в опорах (місцях розташування підшипників).

2.3. Розрахунок вала на жорсткість під час згину.  
Уточнення діаметра вала.

3. Перевірочний розрахунок вала на втомну міцність.  
Проектування вала.

3.1. Вибір типу з'єднання у небезпечному перерізі вала. Конструювання ділянок вала.

3.2. Визначення кількості розрахункових перерізів і концентраторів напружень.

3.3. Розрахунок характеристик циклу для нормальних і дотичних напружень у розрахункових перерізах.

3.4. Вибір коефіцієнтів, що враховують концентрацію напружень, розміри вала, якість обробки поверхні, технологію зміцнення вала.

3.5. Розрахунок коефіцієнтів запасу втомної міцності по нормальних і дотичних напруженнях.

3.6. Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності.  
Перевірка вала на міцність.

4 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок.

ВИСНОВКИ

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

### 3. ВКАЗІВКИ ЩОДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

---

#### 3.1. Критерії працездатності валів

Критеріями працездатності валів є їх міцність і жорсткість [1-4]. Під **міцністю** розуміють здатність валів чинити опір дії постійних і змінних по величині й напрямку навантажень без руйнування. Міцність валів оцінюється наступними способами:

➤ порівнянням фактичного напруження  $\sigma_{екв}$  з допустимим  $[\sigma]$ :

$$\sigma_{екв} \leq [\sigma];$$

➤ порівнянням фактичного запасу міцності  $n$  з допустимим  $[n]$ :

$$n \geq [n].$$

Для їх реалізації необхідно визначити найбільше напруження в небезпечному перерізі деталі. При цьому потрібно знати максимальне напруження для матеріалу.

У попередньому розрахунку, пов'язаному із визначенням розмірів найбільш напружених перетинів, зіставляють найбільше напруження з тим, що допускається. За результатами цих розрахунків конструюють вал і вже після цього перевіряють запас міцності з урахуванням геометрії (концентраторів напружень), матеріалу і технології виготовлення.

Вали, розраховані за критерієм міцності, не завжди забезпечують нормальну роботу машин через недостатню жорсткість. Під **жорсткістю** розуміють здатність тіла чинити опір деформуванню (змінюванню форми та розмірів) під дією зовнішніх навантажень.



При дії навантажень в середині вала з'являються деформації у вигляді прогинів, кутів повороту перерізів при згині, кутів закручування при крученні.

Сконструйований вал перевіряють на жорсткість за лінійними деформаціями при згині  $f \leq [f]$  та за кутовими деформаціями при згині  $\theta \leq [\theta]$  і при крученні  $\theta \leq [\theta]$ .

Великі переміщення перерізів валів при згині можуть викликати заклинювання підшипників. Згинальна і крутильна жорсткість валів істотно впливають на частотні характеристики при появі згинальних і крутильних коливань. При виникненні коливань напруження в валах істотно зростають, і будуть визначатися не зовнішнім навантаженням, а силами інерції мас, що коливаються.

### ***3.2. Матеріали валів***

Вали виготовляють з вуглецевих сталей марок 20, 30, 35, 40, 45, 50; легованих сталей марок 20Х, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40ХН2МА, 38ХМЮА, 30ХГТ, 12ХН3А і ін. високоякісних модифікованих чавунів, титанових сплавів ВТ-1, ВТ-6, ВТ-9 [5].

Механічні характеристики міцності та пластичності матеріалів визначають експериментальним шляхом за методикою, яка розглянута в [6]. Механічні характеристики деяких матеріалів наведені у ДОДАТКУ 4, таблиця 1 і 2.

Вибір матеріалу, виду і режиму термічної і термохімічної обробки визначається конструкцією вала і опор, а також умовами експлуатації. Так, наприклад, швидкохідні вали, що обертаються в підшипниках ковзання, вимагають високої твердості цапф, тому вали виготовляють з цементованих сталей 12Х2Н4А, 18ХГТ або азотованих сталей 38Х2МЮА та ін. Вали-шестірні

виготовляють з цієї причини із цементованих сталей 12ХН3А, 12Х2Н4А та ін. Вали під зубчасті колеса, що насаджуються виконують з поліпшених сталей 45 (255 ÷ 285 НВ) і 40Х (269 ÷ 302 НВ ) [6].

Ділянки валів, що контактують з ущільнювальними манжетами, повинні мати твердість поверхні не менше ніж 30 HRC.

Для відповідальних важконавантажених валів застосовують леговані сталі 40ХНМА, 25ХГТ та ін. Для малонавантажених валів використовують вуглецеві сталі без термічної обробки. Вали без термообробки виготовляють зі сталей 35, 40, Ст 5, Ст 6, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, з термообробкою – зі сталей 45, 50.

### ***3.3. Проектувальний розрахунок вала на статичну міцність***

Перевірку вала на статичну міцність виконують для попередження появи пластичних деформацій в період короткочасних перевантажень (наприклад, при пуску, розгоні, реверсуванні, спрацьовуванні запобіжного пристрою) [1-5].

Проведення розрахунків передбачає застосування програмного продукту MathCAD, який є найбільш зручним для інженерних розрахунків [7-9]. Всі необхідні креслення повинні бути виконані із застосуванням систем автоматизованого проектування.

#### ***3.3.1. Побудова розрахункової схеми вала.***

Зовнішні навантаження передаються на вал через сполучені деталі (зубчасті колеса, шків, зірочки і т. д.). При відомих зовнішніх навантаженнях визначення внутрішніх зусиль в перерізах вала зводиться до

вирішення задачі для шарнірно закріпленої балки в жорстких опорах. Така модель форми і умов закріплення близька до дійсності для валів, що обертаються в опорах кочення (рис. 3.1, а) або опорах ковзання (рис. 3.1, б) [8].

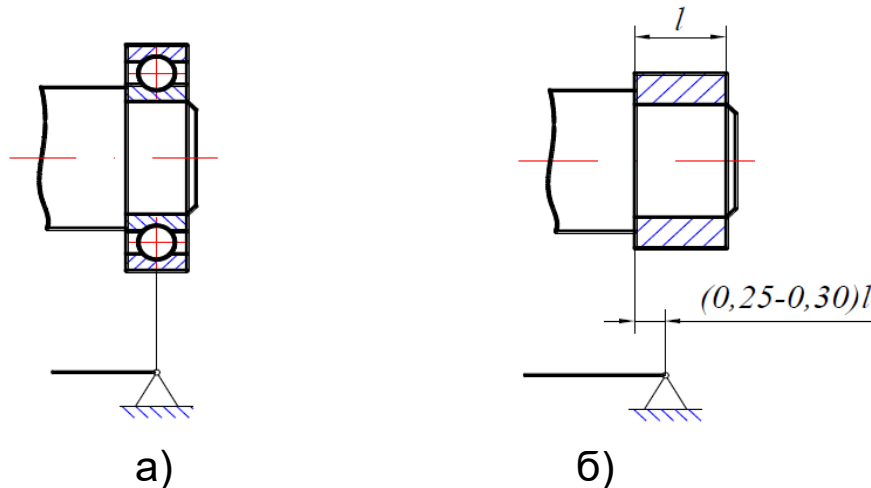


Рисунок 3.1 – Схеми опор для валів:  
а) опори кочення; б) опори ковзання.

Підшипники, що сприймають тільки радіальне навантаження, зображуються у вигляді шарнірно-рухомих опор. Підшипники радіально-упорні зображують як шарнірно-нерухому опору. Навантаження від зубчастих коліс, зірочок, шківів і т. д. передаються валу через поверхні контакту. Для спрощення завдання їх замінюють зосередженими силами, прикладеними до середини або по краях маточини [1-4].

Під час розрахунку вала на статичну міцність він представляється як балка (стержень) на двох опорах (рис. 3.2, а і б), що навантажена постійними крутильними та згинальними моментами, поперечними і поздовжніми зусиллями від деталей, які встановлені на валу.

Одну з опор приймемо за шарнірно-нерухому (перетин В), іншу за шарнірно-рухому (перетин А). Це забезпечить вільну осьову деформацію вала та зробить конструкцію статично-визначеною.

Рекомендується шарнірно-рухому опору розташовувати поблизу конічного або косозубого колеса.

При визначенні навантажень, що діють на вал встановлені на ньому деталі (колеса) подумки відкидаємо, а їх дію замінимо відповідними навантаженнями, що визначаються у відповідності із відомими правилами теоретичної механіки:

➤ від дії колових зусиль в перерізах  $C$  і  $D$  з'являться два моменти, що скручують вал  $T_1$  і  $T_2$ , а вектори колових зусиль переносяться на вал паралельно самим собі та розташовуються перпендикулярно поздовжньої осі  $Z$ , викликаючи згин вала (рис. 3.2, в);

➤ від дії осьового навантаження в перерізі  $C$  з'явиться згинальний момент  $M_{зг2}$ , а вектор осьового навантаження переноситься на вал паралельно самому собі та уздовж поздовжньої осі  $Z$ , викликаючи розтяг (стиск) вала (рис. 3.2, г);

➤ вектор радіального зусилля переноситься до центру ваги вала уздовж лінії дії перпендикулярно поздовжньої осі  $Z$ , викликаючи згин (рис. 3.2, д).

Напрямок всіх сил пов'язаний із напрямком обертання вала.

Знайдені навантаження представляють у вигляді складових у трьох взаємно перпендикулярних площинах (вертикальній  $ZY$ , горизонтальній  $ZX$  та поперечній  $XY$ ).

Таким чином вал працює на сумісну дію розтягу (стиску), кручення і згину. При чому згин відбувається у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Для спрощення задачі складають розрахункову схему вала (рис. 3.3) прикладаючи зосереджені зусилля і моменти у середині маточини зубчастих коліс та у середині ширини підшипника.

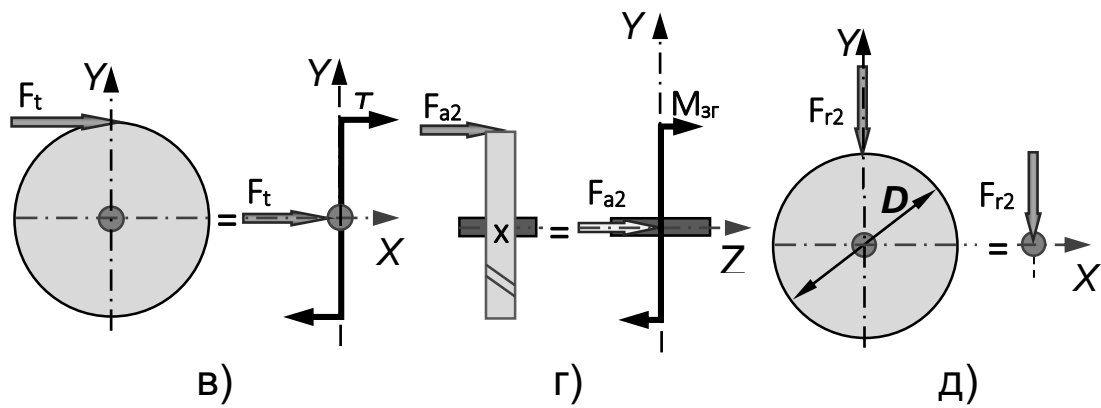
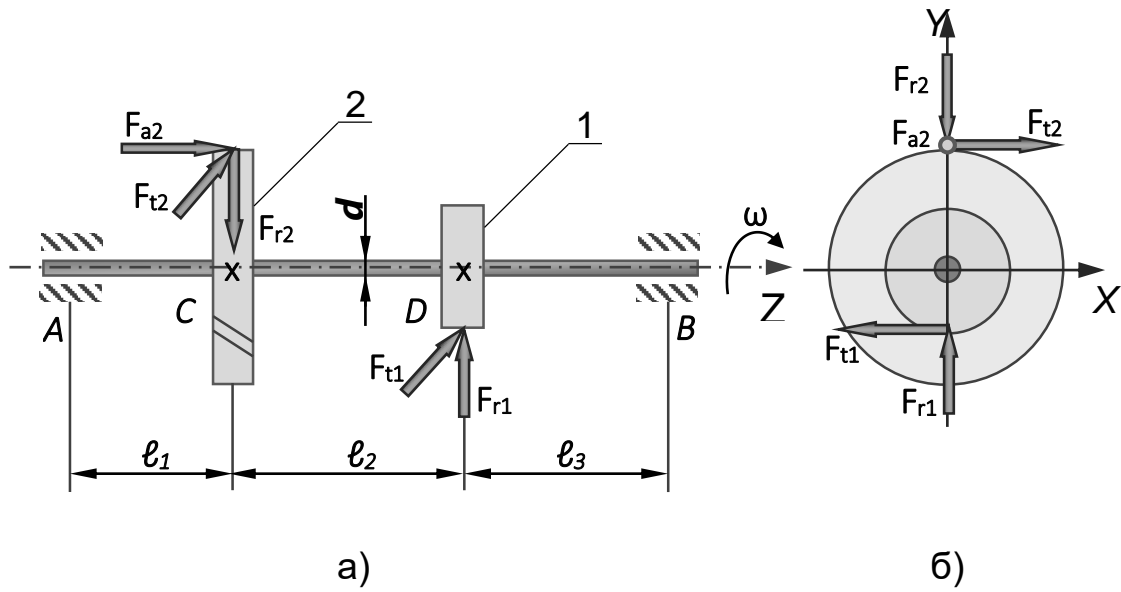


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема вала із зазначенням навантажень.

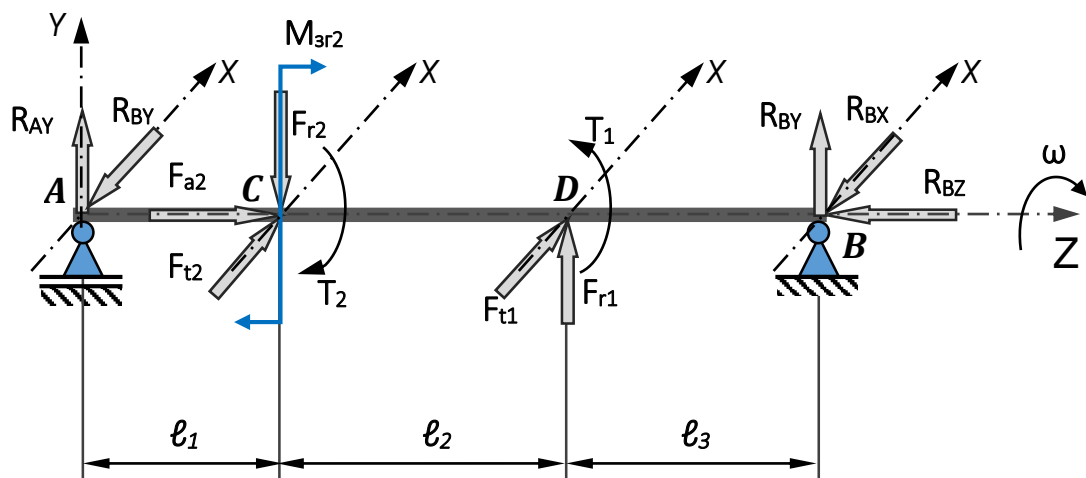


Рисунок 3.3. – Спрощена розрахункова схема вала.

### **3.3.2. Визначення зовнішніх силових факторів. Побудування епюр внутрішніх силових факторів.**

Розділимо сукупність зовнішніх силових факторів на групи.

До першої групи відносяться зусилля, що викликають обертання вала. При цьому значення моментів, що скручують вал  $T$  визначають виходячи із заданого колового зусилля за формулою:

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2}. \quad (3.1)$$

До другої групи відносяться сили, що викликають розтяг або стиск вала. В перерізі, де знаходиться косозубе зубчасте колесо виникає поздовжня сила  $F_a$ . Перенесемо вектор цієї сили на вісь вала і вона буде призводити до розтягу (стиску):  $F_a = N$ .

До третьої групи відносяться сили, що викликають згин вала у вертикальній та горизонтальній площині  $F_t$  і  $F_r$ . При цьому в перерізі, де знаходиться косозубе зубчасте колесо, виникне згинальний момент від осьової сили  $F_a$ :

$$M_{зг} = F_a \cdot \frac{d}{2}. \quad (3.2)$$

Силові чинники, що лежать у вертикальній площині  $yz$  викликають в підшипниках реакції  $R_{Ay}$  і  $R_{By}$ , а в горизонтальній  $xz$  -  $R_{Ax}$  і  $R_{Bx}$ . Величини цих реакцій визначимо, як для балки, що лежить на двох опорах.

Видно, що вал працює на спільну дію розтягу (стиску), кручення і згину у вертикальній ( $yz$ ) і горизонтальної ( $xz$ ) площинах. Розглянемо кожну деформацію окремо.

Для визначення небезпечного перерізу вала. встановимо, як змінюються по довжині вала внутрішні силові фактори, тобто побудуємо їх епюри. Для цього використаємо метод перерізів.

**Розтяг (стиск).** Вал навантажений двома зосередженими силами поздовжньою силою  $F_{a2}$  і реакцією в опорі В:  $R_{sz} = F_{a2}$ . Від цих сил в перерізах вала виникає внутрішня поздовжня сила  $N$ .

**Кручення.** Два моменти, що скручують вал  $T_1$  і  $T_2$  викликають кручення на ділянці CD. Оскільки між зубчастими колесами знаходиться тільки одна ділянка вала, то внутрішній крутильний момент дорівнюватиме  $M_{кр1} = T_1$ .

**Згин.** Оскільки згин вала відбувається у двох площинах, тому розглядають його окремо у вертикальній і горизонтальній площині та визначають внутрішні згинальні моменти у кожному перерізі вала.

Визначають в перерізах вала результуючий згинальний момент  $M_{зг}$ :

$$M_{зг} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (3.3)$$

Використовуючи задані зовнішні навантаження і розрахункові довжини всіх ділянок вала будують епюри:

- поздовжньої сили  $N$ ;
- крутильного момента  $M_{кр}$ ;
- згинальних моментів  $M_x$  та  $M_y$  у вертикальній  $ZY$  і горизонтальній  $ZX$  площинах відповідно;
- сумарного згинального момента  $M_{зг}$ .

### 3.3.3. Визначення діаметра вала

У машинобудуванні прийнято, щоб будь-який конструкційний елемент був гарантований від виникнення залишкових деформацій при одноразовому пуску в дію всієї машини. Умовно можна вважати, що таке навантаження має статичний характер. В якості відповідного граничного приймається стан граничної пружності, коли весь матеріал вала деформується пружно. Тому допустиме напруження визначається так:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{гр}}{n}, \quad (3.4)$$

де  $\sigma_{гр}$  – граничні напруження, МПа.

Для пластичного матеріалу за  $\sigma_{гр}$  приймаємо границю текучості  $\sigma_{т}$  (ДОДАТОК 4, табл.2);

$n$  – коефіцієнт запасу міцності для пластичних матеріалів визначається у межах  $n = 1,5-2$ . Для розрахунків приймаємо  $n = 2$ .

В такому випадку всі формули механіки матеріалів і конструкцій є вірними, в тому числі вирази для дотичних і нормальних напружень у небезпечній точці поперечного перерізу.

Дотичні напруження при крученні визначають за формулою:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр}^{max}}{W_p}. \quad (3.5)$$

Нормальні напруження при згині визначають за формулою:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{зг}^{max}}{W_{н.л.}}. \quad (3.6)$$

Нормальні напруження від стиску визначають за формулою:



$$\sigma_{p-ст} = \frac{N_{max}}{A}. \quad (3.7)$$

У цих формулах  $A$ ,  $W_p$ ,  $W_{н.л.}$  – геометричні характеристики перерізу, які для круглого перерізу визначаються відповідно діаметру:

- площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (3.8)$$

- полярний момент опору перерізу:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \cong 0,2d^3; \quad (3.9)$$

- осьовий момент опору перерізу або момент опору перерізу відносно нейтральної лінії:

$$W_x = W_{н.л.} = \frac{\pi d^3}{32} \cong 0,1d^3. \quad (3.10)$$

Перевірка міцності вала здійснюється за однією з теорій міцності [1-4]. Для круглого поперечного перерізу (суцільного або кільцевого) умова міцності має вигляд:

$$\sigma = \frac{M_{екв}}{W_{н.л.}} \leq [\sigma], \quad (3.11)$$

де  $M_{екв}$  – еквівалентний момент, Н·м

Еквівалентний момент визначається за III-ю (критерій – найбільші дотичні напруження) або IV-ю (критерій – енергія зміни форми) теорією міцності, які застосовують для пластичних матеріалів.

За III-ю теорією міцності еквівалентний момент  $M_{екв}$  у кожному перерізі вала:

$$M_{екв}^{III} = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2}. \quad (3.12)$$

Згідно з IV-ою теорією міцності еквівалентний момент  $M_{екв}$ :

$$M_{\text{екв}}^{IV} = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + 0,75 \cdot M_{\text{кр}}^2}. \quad (3.13)$$

За небезпечний приймається переріз, в якому еквівалентний момент  $M_{\text{екв}}$  досягає максимального значення, тобто  $M_{\text{екв max}}$ .

Тоді для вала круглого суцільного поперечного перерізу, виходячи з виразу (3.11) розрахункове значення діаметра вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}}}{0,1[\sigma]}}. \quad (3.14)$$

Отримане значення діаметра округляють до найближчого більшого значення  $d_p \geq d$ .

Якщо небезпечний переріз знаходиться під колесом, то його значення уточнюють відповідно до стандартного ряду нормальних лінійних розмірів, ГОСТ 6636-86 (ряд Ra40). У разі збігу небезпечного перерізу з опорою – за стандартним рядом діаметрів внутрішнього кільця підшипників.

Якщо у перерізі вала виникають дотичні й нормальні напруження, то матеріал зазнає складного (плоского) напруженого стану. У таких обставинах у розрахунках на міцність використовують той чи інший критерій переходу матеріалу у граничний стан вводячи поняття еквівалентного напруження.

У машинобудуванні частіше використовують наступний вираз для переходу матеріалу у стан пластичного деформування:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + X^2 \cdot \tau^2}, \quad (3.15)$$

де  $X$  – відношення границі текучості при розтягу  $\sigma_T$  до границі текучості при кручення  $\tau_T$ .

Експериментально встановлено, що значення параметра  $X$  знаходиться у межах  $1,7 \geq X \geq 2,0$ . Для розрахунків приймаємо значення  $X = 2,0$ .

Тоді вираз (3.15) матиме вигляд згідно з критерієм максимальних дотичних напружень (III-я теорія міцності):

$$\sigma_{\text{екв}}^{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (3.16)$$

Згідно з IV-ю теорією міцності вираз (3.15) для еквівалентних напружень матиме вигляд:

$$\sigma_{\text{екв}}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (3.17)$$

Конструкція, що проектується повинна задовольняти умові міцності:

$$\sigma_{\text{екв}}^{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]; \quad (3.18)$$

$$\sigma_{\text{екв}}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (3.19)$$

Треба зазначити, що в механіці матеріалів і конструкцій прийнято використовувати критерій найбільших дотичних напружень, а отже вираз (3.18).

Якщо у небезпечному перерізі, крім згинального ( $M_{зг}$ ) і крутильного ( $M_{кр}$ ) моментів, діє поздовжня сила  $N$  (рис. 3.4, а), то вираз (3.18) умови міцності стосовно максимальних еквівалентних напружень матиме вигляд:

$$\sigma_{\text{екв max}} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{р-ст})^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (3.20)$$

Якщо умова міцності (3.20) не виконується, то для подальших розрахунків знову уточнюємо діаметр вала  $d$ , як було описано вище.

Визначаємо недовантаження вала, враховуючи, що розрахунковий діаметр обирається більше визначеного з умови міцності ( $d_p \geq d$ ). Для цього знаходимо недовантаження:

$$\Delta_\sigma = \frac{[\sigma] - \sigma_{\text{екв max}}}{[\sigma]} \cdot 100\%. \quad (3.21)$$

Якщо недовантаження  $\Delta_\sigma$  не перевищує рекомендованого значення, тобто  $\Delta_\sigma \leq [\Delta_\sigma] = 15\%$ , то згідно з обраним діаметром  $d$  проводять подальші розрахунки. У протилежному випадку значення діаметра слід зменшити.

Для небезпечного перерізу вала будують епюри нормальних напружень при згині  $\sigma_{зг}$  та при розтягу  $\sigma_{р-ст}$  (рис. 3.4, б).

При необхідності роблять перевірку вала за умовою жорсткості.

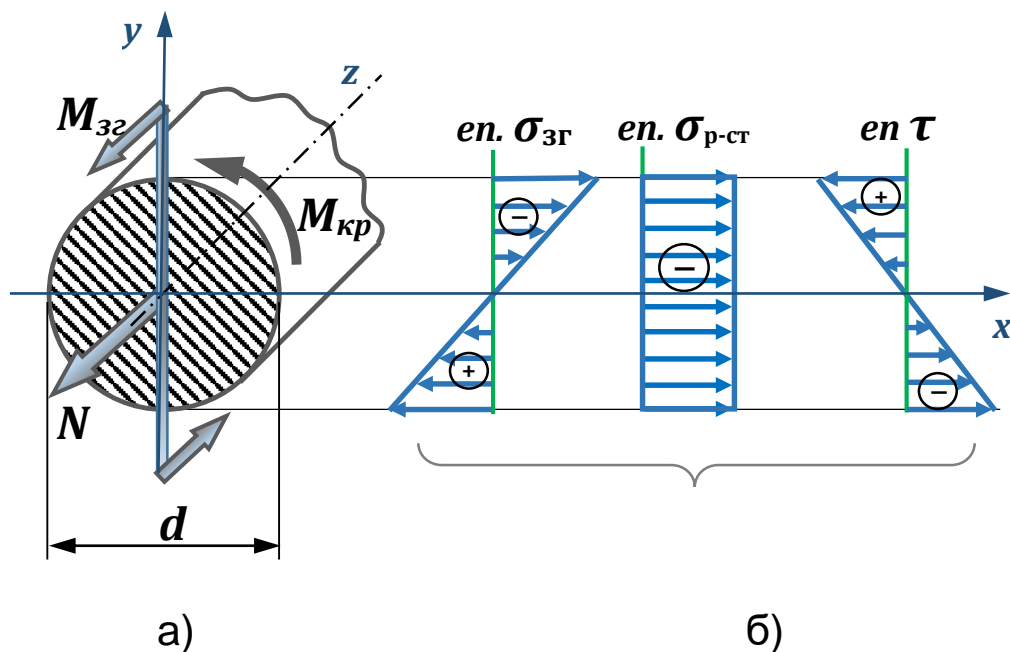


Рисунок 3.4 – Небезпечний переріз із внутрішніми силовими факторами (а), епюри напружень (б).

### 3.4. Розрахунок вала на жорсткість

Пружні переміщення валів чинять несприятливий вплив на роботу пов'язаних з ними з'єднань (шліцьових, пресових та ін.), підшипників, зубчастих коліс та інших деталей. Вони збільшують концентрацію напружень і знос деталей, знижують опір втомі деталей і з'єднань та знижують точність механізмів.

Для виключення недопустимо великих деформацій оцінюють жорсткість вала по значенням прогинів  $f$  в місцях встановлення зубчастих коліс, а також кутів повороту перерізів  $\theta$ .

Великі кутові переміщення перерізів вала від згину можуть привести до виходу з ладу конструкцій опор внаслідок заклинювання підшипників. При проектуванні валів потрібно перевіряти прогини і кути повороту перерізів за умовами жорсткості.

Умови жорсткості при згині мають вигляд [1-4]:

$$\begin{aligned} f &\leq [f]; \\ \theta &\leq [\theta], \end{aligned} \tag{3.22}$$

де  $[f]$  і  $[\theta]$  – відповідно допустимі значення лінійних та кутових переміщень.

Допустимі значення прогинів і кутів повороту перерізів залежать від вимог, що пред'являються до конструкції, і від особливостей її роботи.

Допустимий прогин приймають у межах [1-4]:

$$[f] = (1,0 \dots 5,0) \cdot 10^{-4}L,$$

де  $L$  – відстань між опорами, м

Нахил перерізу вала на опорах призводить до відносного перекосу внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників і, як наслідок, до зменшення їх довговічності. Виходячи з умови зменшення довговічності підшипника не більше ніж на 20% і з огляду на можливі похибки розташування поверхонь деталей підшипникових вузлів,

за допустимі приймають значення кутів нахилу перерізів валу, які наведені у ДОДАТКУ 4, таблиця 5. Ці значення визначаються типом підшипників.

Внаслідок пружних деформацій валів пов'язані з ними зубчасті колеса перекошуються одне щодо іншого, це призводить до нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуба. При цьому основний вплив має кут нахилу перерізу вала, викликаний дією колових зусиль  $F_t$ .

Основними факторами, що визначають допустимий перекош зубчастих коліс, є коефіцієнт ширини зуба  $\psi_{ba}$  і середня твердість HB тихохідного колеса зубчастої пари. У розрахунках можна прийняти при термічній обробці: при цементації HB = 600; при загартуванні струмом високої частоти (ТВЧ) HB = 400; при поліпшенні HB = 270 [10-12].

Зі збільшенням  $\psi_{ba}$  і HB зменшуються розміри передачі (міжосьова відстань і пропорційні йому діаметри коліс), зростають сили в зачепленні і, як наслідок, значно збільшуються кути нахилу перерізів валу [10-12]. Норми перекошу (у рад), наприклад, для валів одноступінчастого редуктора можна визначити із залежності:

$$[\theta] = \frac{0,1 \cdot 10^3 \psi_{ba} HB}{600}. \quad (3.23)$$

Для досягнення необхідної жорсткості вала при установці на ньому зубчастих коліс високої твердості (HB = 400 ÷ 600) необхідно значно збільшити його діаметр у порівнянні з діаметром валу для поліпшених коліс (HB = 270). На практиці можливе збільшення діаметра для твердих передач обмежена через необхідність нарізання на валу зубів шестерні. Виходячи з фактично можливого збільшення діаметра вала в 1,1...1,2 рази, встановлюють норми перекошу, відповідно до яких широким колесам

при високій твердості зубів доводиться призначати великі допустимі кути нахилу перерізів валу.

Для визначення переміщень перерізів валів можна скористатися одним із відомих методів: енергетичним (спосіб Верещагіна, інтеграл Максвела-Мора) або методом початкових параметрів.

Оскільки у даному випадку має місце два плоских згини у двох взаємно перпендикулярних площинах, то прогини та кути повороту визначають окремо у вертикальній  $(f_y, \theta_y)$  і горизонтальній площинах  $(f_x, \theta_x)$ . А потім, використовуючи принцип незалежності дії сил, визначають їх повне значення [1-4]:

$$f = \sqrt{(f_y)^2 + (f_x)^2}; \quad (3.24)$$

$$\theta = \sqrt{(\theta_y)^2 + (\theta_x)^2}. \quad (3.25)$$

Якщо обидві умови жорсткості (3.22) виконуються, то значення діаметра вала  $d_p$ , обране з умови статичної міцності, використовується для подальших розрахунків.

При невиконанні умов жорсткості (3.22) знаходяться нові значення діаметра:

$$d'_{\text{розр}} = d^4 \sqrt{\frac{f}{[f]}}; \quad (3.26)$$

$$d''_{\text{розр}} = d^4 \sqrt{\frac{\theta}{[\theta]}}. \quad (3.27)$$

Найбільше з визначених приймається за розрахункове ( $d_p$ ). Це значення округляється до найближчого більшого стандартного значення, як рекомендується в розділі 3.3.3.

Якщо буде потрібно перевірити вал з умови жорсткості при крученні, то слід скористатися значенням допустимого кута закручування, яке теж залежить від

вимог та умов роботи конструкції і знаходиться у межах 0,2...1 град на метр довжини вала:

$$\varphi = \frac{M_{кр}^{max}}{GJ_p} \leq [\varphi]. \quad (3.28)$$

Для перевірки вала на жорсткість відносно кута закручування при  $[\varphi] = (4,4 \dots 8,8) \cdot 10^{-3} \frac{\text{рад}}{\text{м}}$  або 0,25...0,5 град на один метр довжини вала користуються формулою:

$$d_{розр} \geq (105 \dots 125) \sqrt[4]{\frac{N}{n}}, \quad (3.29)$$

де  $N$  – потужність, що передається зубчастим колесом, кВт;

$n$  – частота обертання вала, об/хв.

Далі розробляють конструкцію вала, або вала-шестерні з встановленням всіх розмірів перерізів, ділянок і конструктивних елементів, після чого виконують перевірочний розрахунок передбачуваних небезпечних перерізів за коефіцієнтом запасу міцності на втому.

### ***3.5. Перевірочний розрахунок вала на міцність від втоми***

Після завершення конструювання вала виконують перевірочний розрахунок за коефіцієнтом запасу міцності на втому [1,2].

Уточнені розрахунки на опір утомі відображають вплив різновиду циклу напружень, механічних характеристик матеріалу вала, розмірів, форми і стану поверхні. Шпонкові пази, різьби під установчі гайки, отвори під установочні гвинти, посадки деталей з натягом, а також канавки і різкі зміни перерізів вала зменшують його міцність від втоми. Тому, якщо вал має



невеликий запас опору від втоми, слід уникати використання елементів, що викликають концентрацію напружень.

### ***3.5.1. Основні розрахункові залежності***

Внаслідок обертання і багаторазової повторюваності навантаження і розвантаження протягом терміну служби вал зазнає змінні напруження, які можуть викликати втомні руйнування.

Уточнені розрахунки на опір втомі відображають вплив різновиду циклу напружень, механічних характеристик матеріалу вала, розмірів, форми і стану поверхні. Шпонкові пази, різьблення під установочні гайки, отвори під установочні гвинти, посадки деталей з натягом, а також канавки і різкі зміни перерізів вала зменшують його міцність від втоми. Тому, якщо вал має невеликий запас по опору втоми, слід уникати використання елементів, що викликають концентрацію напружень.

Після вибору діаметра з умов статичної міцності і жорсткості та конструювання вала необхідно перевірити його на міцність від втоми. Розрахунок полягає у визначенні коефіцієнта запасу міцності на втому.

Умова втомної міцності має вигляд:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (3.30)$$

де  $S_{\sigma}$ ,  $S_{\tau}$  – запаси міцності по нормальних і дотичних напруженнях відповідно.

Допустимі значення коефіцієнту запасу міцності на втому  $[s]$  наведені у таблиці 3.1.

Але з навчальною метою це значення приймається  $[s] = 1,75$ .

Таблиця 3.1 – Допустимі значення коефіцієнту запасу міцності на втому в залежності від вимог до жорсткості

<b>Вимоги до жорсткості вала</b>	<b>[s]</b>
при високій точності визначення навантажень, достовірних механічних характеристиках, однорідній технології	1,3...1,5
за наближеної розрахункової схеми, усереднених механічних характеристиках, помірних вимогах до технології (більшість валів загального машинобудування)	1,5...1,8
при зниженій точності розрахунку, зниженій однорідності матеріалу і технології, для валів великого діаметру ( $d \geq 200$ мм)	1,8...2,5

Запаси міцності по нормальних і дотичних напруженнях розраховуються за формулами:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left( \sigma_a \cdot \frac{K_{\sigma}}{K_F \cdot K_d} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m \right)}; \quad (3.31)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left( \tau_a \cdot \frac{K_{\tau}}{K_F \cdot K_d} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m \right)}. \quad (3.32)$$

де  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – границі витривалості матеріалу при симетричних циклах зміни нормальних і дотичних напружень відповідно [ДОДАТОК 4, табл.2];

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$  і  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – відповідно амплітудні, і середні значення напружень;

$K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень [ДОДАТОК 4, табл.9, табл.12, табл.14];

$K_F$  – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів [ДОДАТОК 4, табл.10];

$K_d$  – коефіцієнт впливу якості поверхневого шару деталей [ДОДАТОК 4, табл.11];

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу [ДОДАТОК 4, табл.8].

З формул (3.30, 3.31, 3.32) видно, що розрахунок запасів міцності  $s_\sigma$  і  $s_\tau$ , можна виконати, лише знаючи конструкцію вала, зокрема в районі небезпечного перерізу, і технологію його виготовлення.

### ***3.5.2. Розрахунок характеристик циклів змінних напружень***

Залежно від конструкції небезпечної ділянки вала встановлюється тип і кількість концентраторів напружень та обираються розрахункові перерізи [1,2].

Уточнені розрахунки на опір втомі відображають вплив різновиду циклу напружень, механічних характеристик матеріалу вала, розмірів, форми і стану поверхні. Шпонкові пази, різьблення під установочні гайки, отвори під установочні гвинти, посадки деталей з натягом, а також канавки і різкі зміни перерізів вала зменшують його міцність від втоми. Тому, якщо вал має невеликий запас міцності на втому, слід уникати використання елементів, що викликають концентрацію напружень.

Для кожного з обраних розрахункових перерізів визначаються характеристики циклів змінних напружень.

При цьому враховується, що внаслідок обертання валу напруження згину змінюються по симетричному циклу, а напруження розтягування (стискання) постійні. Таким чином, нормальні напруження в розрахункових перерізах змінюються по асиметричному циклу (рис. 3.5, а) з параметрами:

- амплітуда напружень:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x}; \quad (3.33)$$

- середні напруження:

$$\sigma_m = \sigma_{p-ст} = \frac{N}{A}. \quad (3.34)$$

Протягом терміну служби вал зазнає багаторазове повторне навантаження і розвантаження, тоді дотичні напруження кручення змінюються по пульсуючому циклу (рис. 3.5, б).

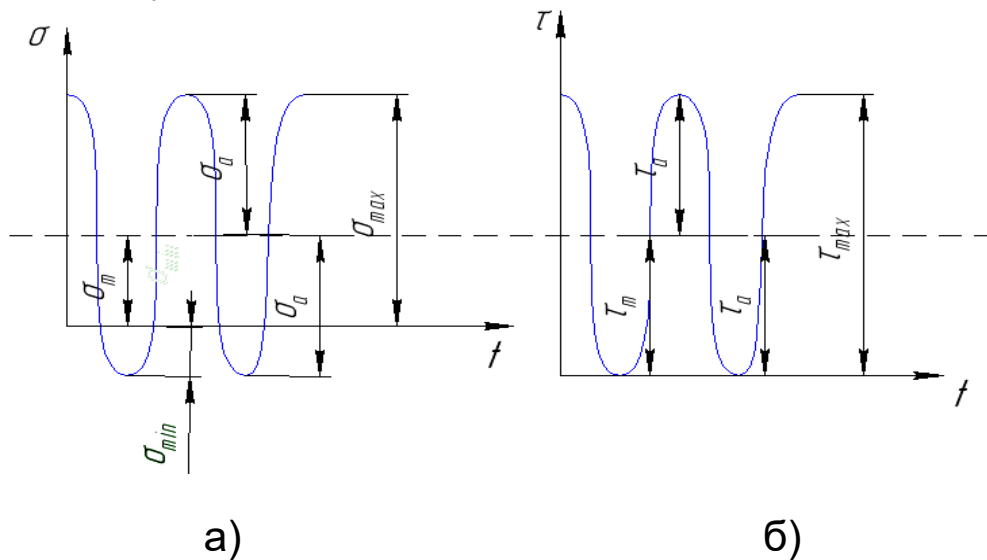


Рисунок 3.5 – Цикли зміни напружень: а) асиметричний цикл; б) пульсуючий цикл.

Параметри такого циклу:

$$\tau_m = \tau_{\alpha} = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_p}. \quad (3.35)$$

Для кожного з розрахункових перерізів за формулами (3.31), (3.32) розраховуються коефіцієнти запасу міцності на втому  $s_{\sigma}$ ,  $s_{\tau}$ , перевіряється умова втомної міцності (3.30) та робиться необхідний висновок.

При недостатній міцності вала даються рекомендації щодо її підвищення.

## **3.6. Проектування проміжного вала двоступеневого циліндричного редуктора та вибір методу обробки**

### **3.6.1. Визначення розмірів ділянок вала**

Вали слугують для встановлення обертових деталей машин, таких як зубчасті колеса, шків, зірочки тощо. Вал призначено для підтримки розташованих на ньому деталей та передачі крутного моменту. При роботі вал зазнає згин із крученням, а в окремих випадках додатково розтяг або стиск.

За конструктивними ознаками вали бувають гладкі і ступінчасті. Найбільш поширена форма валів – ступінчаста (рис. 3.6). Така форма вала спрощує виконання складальних операцій (за рахунок вільного пересування деталей вздовж вала) і дозволяє більш раціонально використовувати метал за рахунок зменшення розмірів менш навантажених ділянок, забезпечуючи принципову можливість створення рівномірних конструкцій.



Рисунок 3.6 – Приклади конструкції ступінчастих валів.

За типом перерізу вали бувають: суцільні і трубчасті. Трубчасті вали виготовляють для зменшення ваги або у випадку, коли через вали необхідно пропустити іншу деталь чи підвести мастило, тощо.

В конструкції ступінчастого вала умовно виділяють наступні елементи: кінцеві ділянки; ділянки переходу від одного ступеня до іншого; місця розташування підшипників, ущільнень і деталей, що передають крутільний момент. Кожен елемент має свою назву (рис. 3.7).

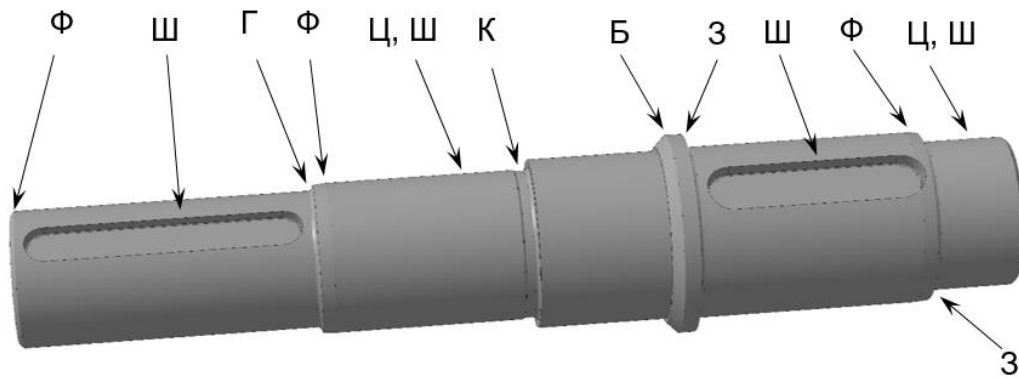


Рисунок 3.7 – Основні конструктивні елементи ступінчастого вала.

**Цапфа (Ц)** - ділянка вала, яким він опирається на підшипник.

**Шипом (Ш)** називається цапфа, розташована на кінці вала і призначена для сприйняття, в основному, радіального навантаження.

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

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

**Заплічник (З)** - перехідна торцева поверхня від одного перерізу вала до іншого, призначена для упору деталей, встановлених на валу.

**Буртик (Б)** - кільцеве потовщення вала, що становить одне ціле з валом.

**Канавка (К)** - поглиблення на поверхні меншого діаметру між сусідніми ступенями валів: призначена для

щільного прилягання деталі, що насаджується до заплічника (буртику), виходу шліфувального круга, при обробці поверхні меншого діаметру, виходу різьбонарізного інструменту. Ці канавки підвищують концентрацію напружень.

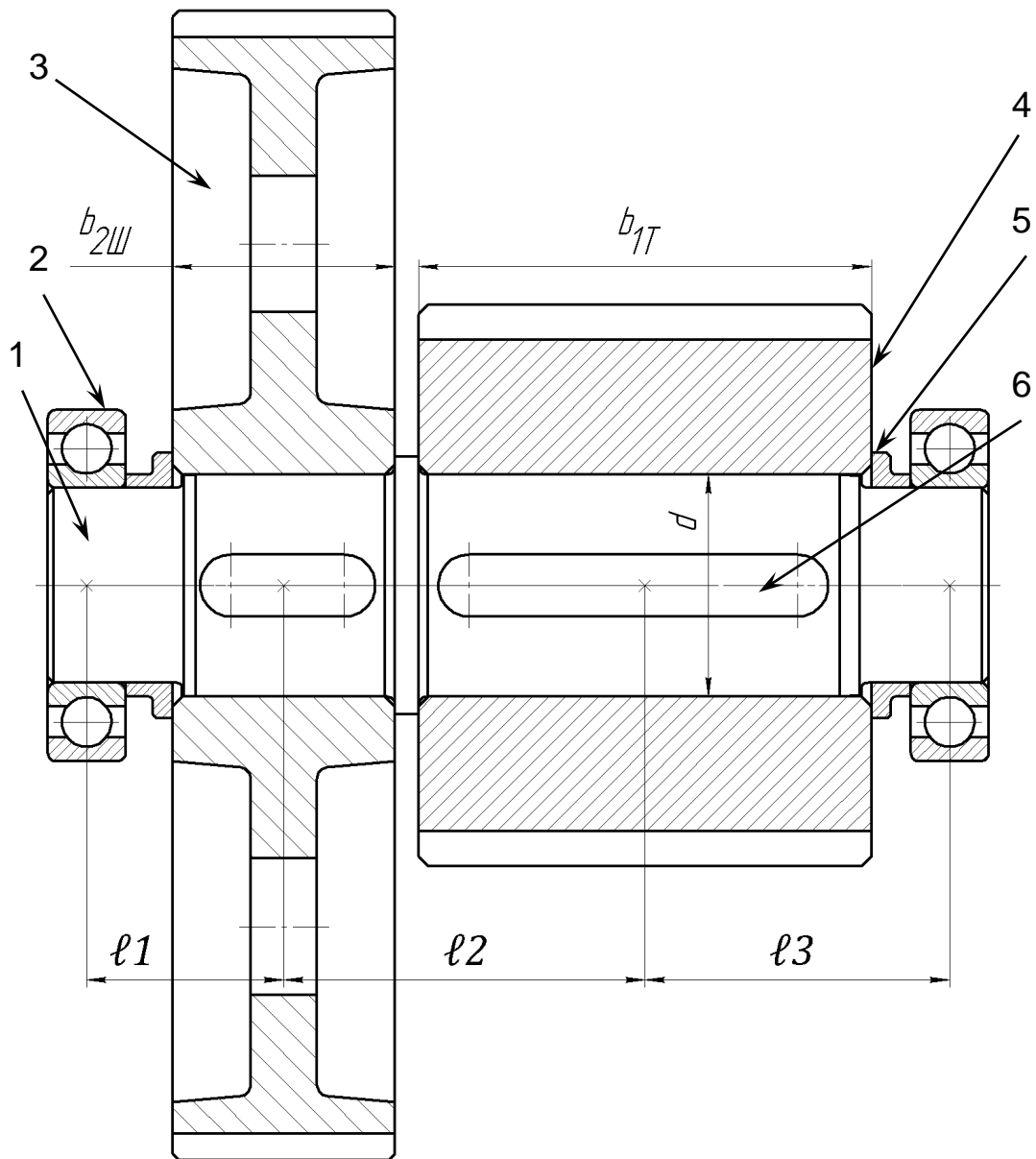
**Галтель (Г)** - криволінійна поверхня плавного переходу від меншого перерізу валу, до більшого (заплічника або буртика).

**Фаска (Ф)** - скошена частина бічної поверхні вала у його торця, заплічника або буртика, яка призначена для полегшення складання та запобігання травмування рук.

Конструкції валів визначаються деталями, які на них розміщуються та розташуванням опор. При конструюванні валів беруть до уваги технологію збирання та розбирання, спосіб передачі крутильного моменту у з'єднанні вал – маточина, спосіб фіксації деталей на валу, механічну обробку, витрати матеріалу та ін.

Перед початком проектування проміжного вала редуктора необхідно визначити перелік деталей, що будуть на ньому розташовані та типи опор.

Оскільки проміжний вал належить до двоступеневого циліндричного редуктора, то на ньому має розміщуватись два зубчасті колеса і дві опори. Зубчасті колеса розташовуються, зазвичай, одне від одного на відстані, яку забезпечує буртик вала, а опори (підшипники) розташовуються на відстанях, що забезпечують дистанційні втулки. Ці відстані отримують з компоновальної схеми редуктора. Оскільки в підручнику не розглядається питання проектування редуктора в цілому, то відстані задає викладач. Складемо ескізне компоновальне креслення проміжного вала із розташованими на ньому деталями (рис. 3.8).



1 – проміжний вал двоступеневого циліндричного редуктора, 2 – опори вала (2 шт.), 3 – циліндричне зубчасте колесо швидкохідної ступені, 4 – шестерня циліндричної зубчастої передачі тихохідної ступені, 5 – дистанційні втулки (2 шт.), 6 – шпонкові пази (2 шт.)

Рисунок 3.8 – Ескізне компоувальне креслення проміжного вала двоступеневого циліндричного редуктора.



Геометричні розміри шестерні та зубчастого колеса отримують із розрахунків зубчастих передач, а розміри ділянок  $l_1$ ,  $l_2$  та  $l_3$  (точки прикладання діючих сил в зубчастих передачах та реакцій в опорах) отримують з ескізного компонування редуктора. Все це більш детально буде розглядатись в курсі «Інженерна механіка. Деталі машин». Тому у даному випадку ці дані задаються викладачем.

Діаметр вала  $d$ , в небезпечному перетині, визначається під час проведення розрахунків на статичну міцність та жорсткість, а також втомну міцність (розділи 3.3, 3.4, 3.5).

**Визначення діаметра вала під швидкохідним колесом.** З рисунку 3.8 видно, що діаметр вала під швидкохідним колесом (поз. 3) має бути таким самим як і діаметр під тихохідною шестернею (поз. 4). Це обумовлено тим, що опори (підшипники) на валу приймаються однаковими (з умови уніфікації).

**Визначення діаметрів вала під опорами.** В сучасних редукторах у якості опор застосовують підшипники кочення. Оскільки типи і розрахунки підшипників кочення будуть вивчатись в курсі дисципліни «Інженерна механіка. Деталі машин», то з умови уніфікації будемо приймати кулькові радіальні однорядні підшипники згідно з ДСТУ ГОСТ 8338:2008 «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры» (ДОДАТОК 5, табл. 3). Для визначення номера підшипника слід знати його внутрішній діаметр, серію діаметрів та серію ширини. Серію ширини рекомендовано приймати такою, що позначається цифрою – «0», а серію діаметрів, або «особливо легку – 1», або «легку – 2». Слід зауважити, що внутрішні діаметри підшипників, починаючи з 20 мм і вище – кратні 5, окрім випадків, які тут не розглядаються.

**Визначення орієнтовного внутрішнього діаметра підшипника.** Для визначення орієнтовного внутрішнього діаметра підшипника складемо розрахункову схему (рис. 3.9).

Відповідно до рисунку 3.9 запишемо формулу для визначення діаметра вала  $d_n$  під підшипником:

$$d_n \leq d - 2 \cdot r_1 - (1...2), \quad (3.36)$$

де  $r_1$  – радіус галтелі на валу, мм;

(1...2) мм – додається на виконання фаски для монтажу зубчастого колеса.

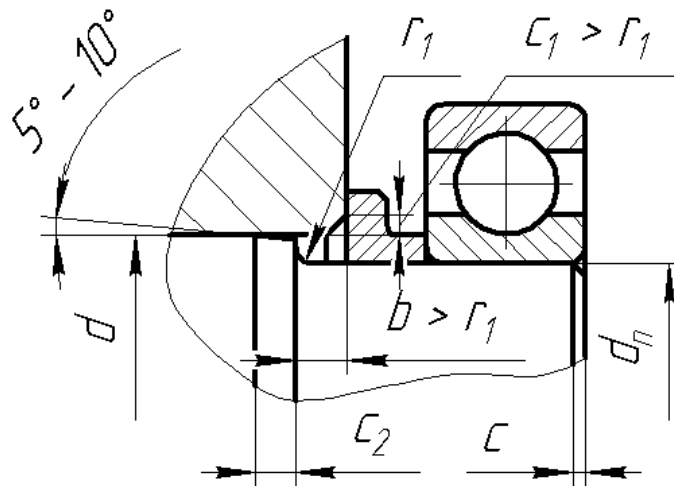


Рисунок 3.9 – До визначення внутрішнього діаметра підшипника.

Оскільки радіус галтелі нам не відомий, то внутрішній діаметр підшипника слід прийняти орієнтовно (найближчим меншим до діаметра  $d$  і кратним п'яти).

**Визначення розмірів галтелей і фасок.** Радіуси закруглень галтелей ( $r_1$ ) та розміри фасок ( $c$ ), на шипу вала, приймають згідно до ГОСТ 12080-66 «Циліндричні кінці валів» в залежності від діаметра вала (ДОДАТОК 5, табл. 6). Тут слід зазначити, що для підвищення технологічності виготовлення вала розміри галтелей та

фасок приймають однаковими по всій його довжині і обираються залежно до найменшого з діаметрів (у разі, якщо відсутні окремі вимоги до різних ділянок).

Вхідні фаски ( $c_2$ ) на валах з  $d = 10...100$  мм, для монтажу зубчастих коліс, рекомендують робити під кутом приблизно  $5^\circ...10^\circ$  (переважно  $5^\circ$ , оскільки це не призводить до надмірного перепаду між діаметрами під колесом і підшипником). Приблизна довжина фасок наведена у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Довжини фасок для посадки зубчастих коліс

Розміри у міліметрах

d	10...15	15...30	30...45	45...100
c	1,5	2	3	5

**Визначення внутрішнього діаметра підшипника.** Знаючи розмір радіусу галтелі і орієнтовний внутрішній діаметр підшипника, з формули 3.36 виведемо формулу для перевірки діаметра під зубчастим колесом:

$$d \geq d_n + 2 \cdot r_1 + (1...2), \quad (3.37)$$

У разі не виконання умови слід прийняти менший діаметр підшипника, по ньому обрати радіус галтелі ( $r_1$ ) та розмір фаски ( $c$ ) і перевірити їх за формулою (3.37).

**Визначення геометричних розмірів підшипників.** З огляду на вище викладене по ДОДАТКУ 5, табл. 3 приймаємо підшипник кульковий радіальний однорядний, наприклад, з серією ширини 0, легкої серії діаметрів 2 із розмірами:  $d = 30$  мм,  $D = 62$  мм,  $B = 16$  мм (розміри взяті для прикладу):

Приклад умовного позначення підшипника:

*Підшипник 206 ДСТУ ГОСТ 8338:2008*

**Визначення діаметра буртика.** На валу, що розглядається, буртик виконує роль заплічника для упору та центрування зубчастих коліс.

На діаметр буртика, значною мірою, впливає розмір конструктивного елемента, що виконується на переході від меншої ділянки вала до більшої. У якості конструктивних елементів виконують галтелі або канавки. Ці конструктивні елементи є концентраторами значних напружень.

Галтельні переходи на відміну від канавочних викликають меншу концентрацію напружень, тому такі переходи особливо бажано розташовувати в місцях, де менший запас міцності.

В місцях розташування зубчастих коліс вал зазвичай зазнає найбільших навантажень, тому тут слід зберігати галтельні переходи. На рисунках 3.9 і 3.10 наведені варіанти розташування зубчастого колеса на валу.

У разі виконання галтельних переходів слід користуватись рекомендаціями, що наведені на рисунку 3.10.

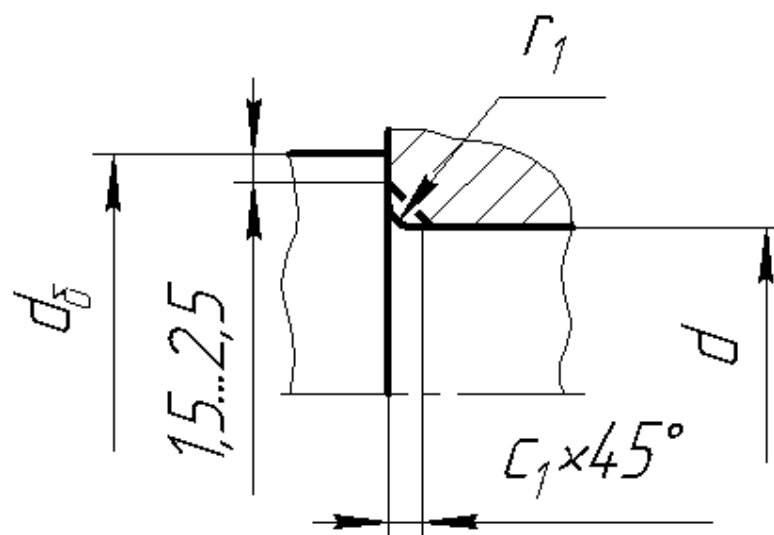


Рисунок 3.10 – Виконання галтельних переходів.

Для гарного забезпечення відносного розташування і центрування деталей на валу – пласка частина переходу має складати від 1,5 мм до 2,5 мм (рис. 3.10).

Діаметр буртика (заплічника) слід розраховувати за формулою:

$$d_6 = d + 2 \cdot c_1 + (3 \dots 5), \quad (3.38)$$

де  $c_1$  – фаска на маточині деталі, що встановлюється на вал, мм.

Зазначимо, що фаска на маточині завжди більша за радіус галтелі вала ( $c_1 > r_1$ ) і має розмір найближчий більший по ГОСТ 10948-64 «Радіуси закруглень і фаски» (ДОДАТОК 5, табл. 4).

Оскільки зовнішній діаметр буртика не є посадковою поверхнею і не потребує механічної обробки, то для підвищення технологічності виготовлення вала, його діаметр слід узгодити з діаметрами прокату, що випускається згідно до ДСТУ 4738:2007(ГОСТ 2590-2006) «Прокат сортовий сталевий гарячекатаний круглий» (ДОДАТОК 5, табл. 5).

**Визначення довжин ділянок вала.** На довжину ділянок вала впливають ширина зубчастих коліс, ширина підшипників, відстані, на яких прикладені зусилля і реакції в опорах та конструктивні елементи, що виконуються на переходах від меншої ділянки вала до більшої.

Всі ці розміри нам вже відомі з вихідних даних, або з розрахунків, що наведені вище. Тут слід звернути увагу лише на те, що для підвищення зручності монтажу і збереження галтельного переходу, шийку вала під колесом роблять коротшою, за довжину маточини колеса, на розмір не менший ніж розмір галтелі  $r_1$  (рис. 3.9). Відповідно довжину шипа вала слід подовжити на

цей розмір (зазвичай довжину шипа округляють до найближчого цілого в більшу сторону).

Розрахунок довжин вала зручно проводити згідно до рисунка 3.8. По цьому рисунку складемо формулу для визначення загальної довжини вала  $L$ , мм:

$$L = \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + B, \quad (3.39)$$

де  $B$  – ширина обраного підшипника, мм.

Для визначення інших лінійних розмірів складемо окрему схему (рис. 3.11).

Згідно до рисунку 3.11 складемо відповідні формули до визначення довжин ділянок вала  $L_1, L_2, L_3, L_4$ :

$$L_1 = 0,5 \cdot B + \ell_1 - 0,5 \cdot b_{2\omega} + r_1, \quad (3.40)$$

де  $\ell_1$  – беремо згідно з рисунком 3.8, мм

$b_{2\omega}$  – ширина зубчастого колеса швидкохідної ступені, мм

$$L_3 = 0,5 \cdot B + \ell_3 - 0,5 \cdot b_{1m} + r_1, \quad (3.41)$$

де  $\ell_3$  – беремо згідно з рисунком 3.8, мм

$b_{1m}$  – ширина шестерні тихохідної ступені, мм.

Нагадаємо, що ці розміри слід округлити до більшого цілого числа.

$$L_2 = 0,5 \cdot B + \ell_1 + 0,5 \cdot b_{2\omega}, \quad (3.42)$$

$$L_4 = 0,5 \cdot B + \ell_3 + 0,5 \cdot b_{1m}, \quad (3.43)$$

### **3.6.2 Побудова 3D моделі вала**

**Побудова ескізу вала.** Будувати 3D модель вала будемо в програмі „SOLIDWORKS“.

Для побудови 3D моделі вала, в першу чергу, слід побудувати ескіз цього вала по розмірах, що отримані із попередніх розрахунків.

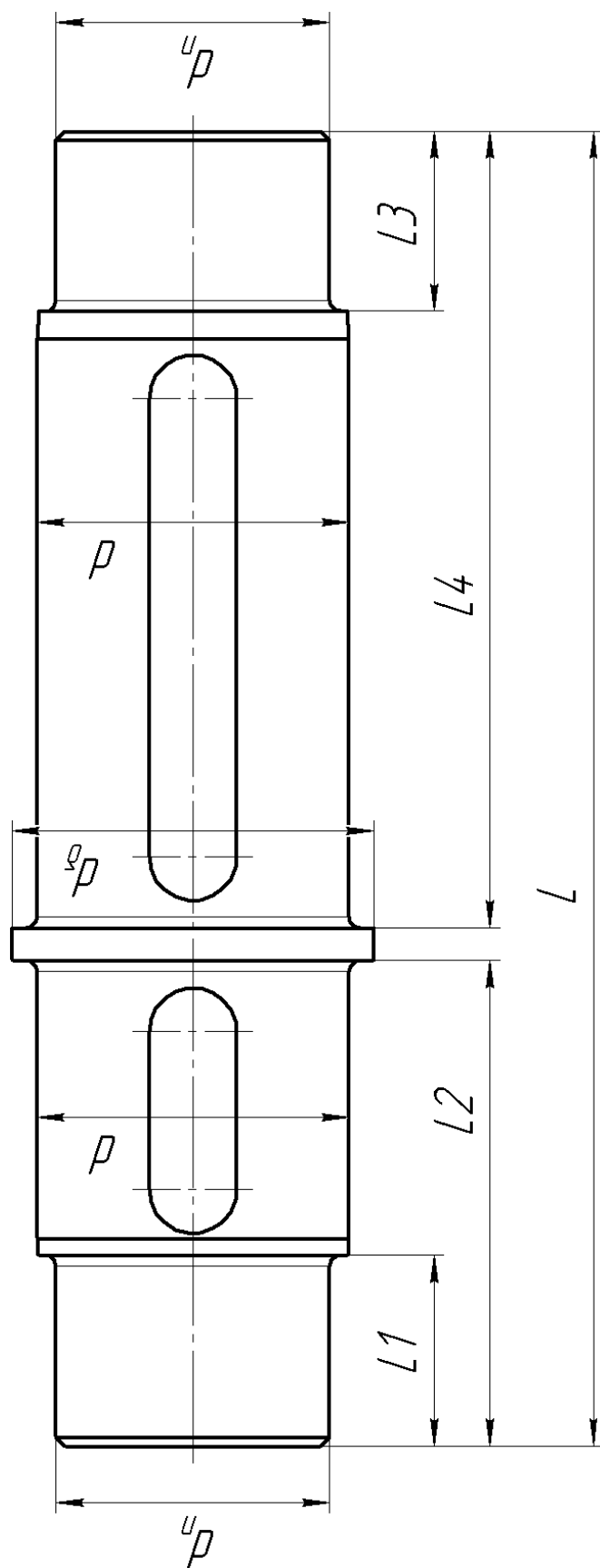


Рисунок 3.11 – До визначення довжин ділянок вала

Запускаємо програму „SOLIDWORKS“, створюємо новий документ, обираємо відповідну площину і за допомогою інструмента «лінія» будуємо ескіз вала.

Проставляємо необхідні розміри за допомогою інструменту «автоматичне нанесення розмірів».

Технологія виготовлення вала потребує виконання центрових отворів, які виконують на його торцях. Центрові отвори бувають різних розмірів і форм. Форми центрових отворів, частково наведені на рисунку 3.12.

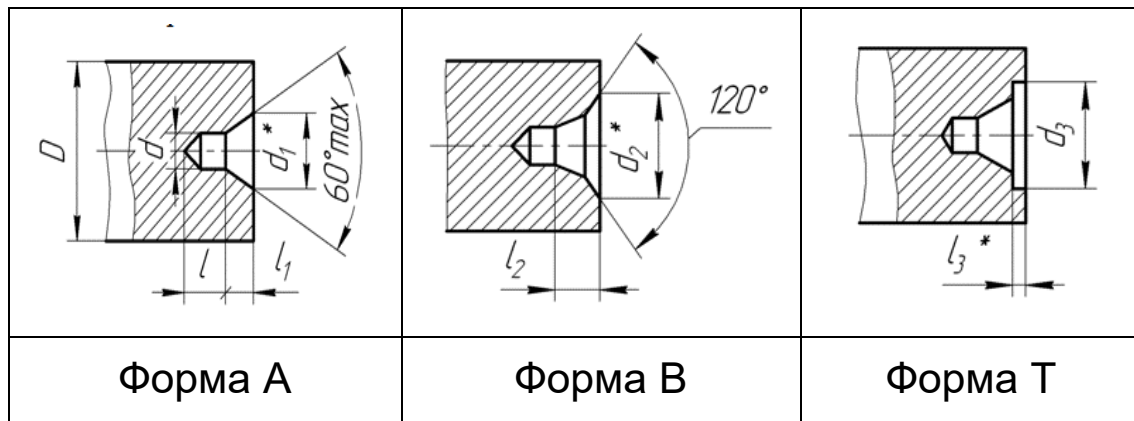


Рисунок 3.12 – Приклади центрових отворів.

Розміри центрових отворів обирають залежно від діаметра шипа вала, а їх форму залежно від умов виробництва, експлуатації, транспортування, зберігання, термообробки, габаритів вала і т.і.

Для зменшення дерева побудови деталі, конструктивні елементи (галтелі і фаски), слід побудувати вже на першому ескізі (рис. 3.13). Центрові отвори теж відносяться до конструктивних елементів, які слід зробити вже на першому ескізі вала.

Більш детальні рекомендації по обранню розмірів і форми центрових отворів наведені у додатку 5, таблиці 7...9. Будуємо ці отвори на першому ескізі (рис. 3.13).

Зробимо наголос на тому, що завершений ескіз має бути визначеним, тобто всі лінії мають бути чорного кольору.



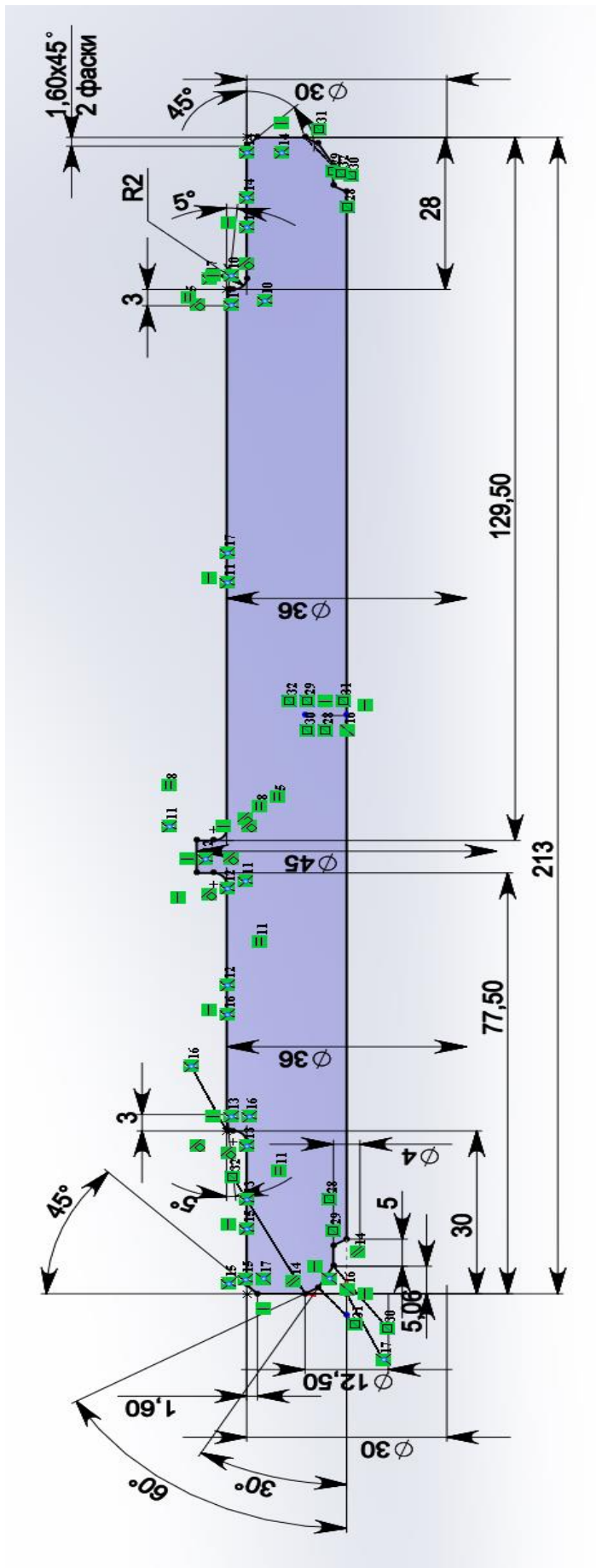


Рисунок 3.13 – Етап виконання ескізу вала.

Виходимо із ескіза натиснувши на кнопку  .

**Побудова 3D моделі вала.** По ескізу вала, що побудовано на рисунку 3.13, за допомогою команди «обернена бобишка/основа» будуємо 3D модель вала (рис. 3.14).

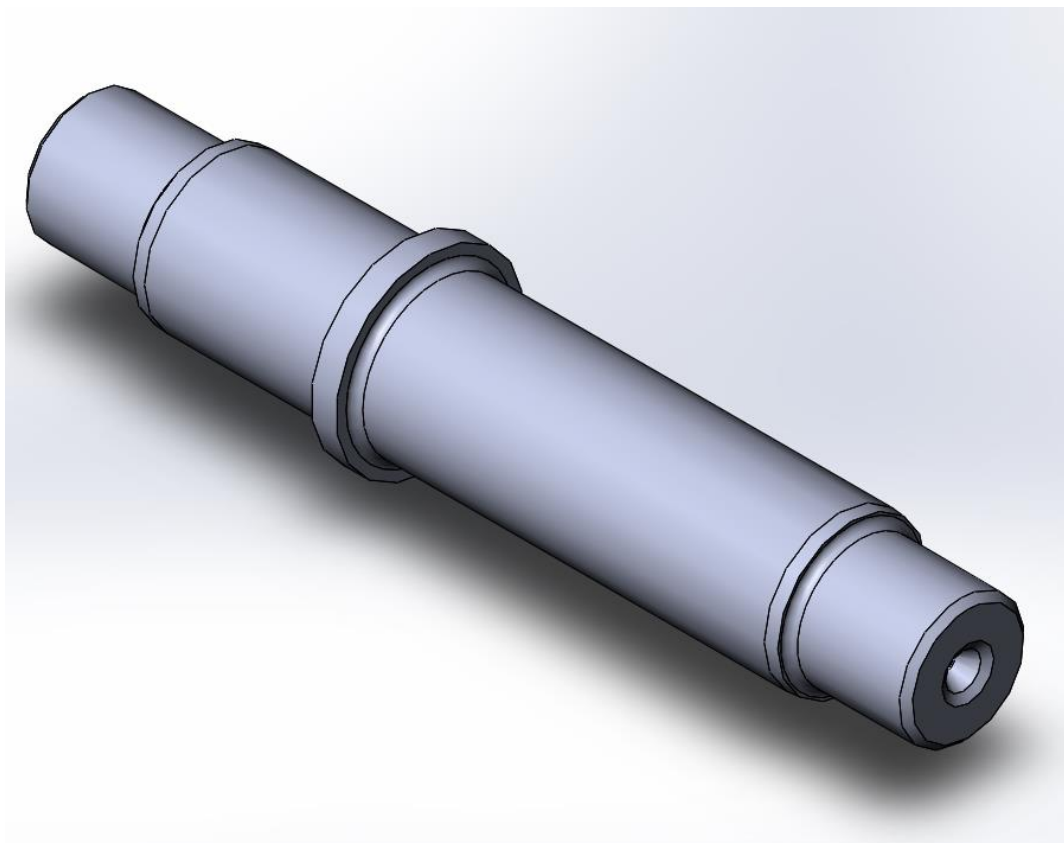


Рисунок 3.14 – 3D модель вала на початковому етапі.

На цьому етапі рекомендуємо зберегти модель вала, але перед цим слід занести інформацію про виконавця (рис. 3.15) і внести інформацію, яка в наступному потрапить до основного напису креслення (таку як: позначення, найменування, розробив, перевірів, літера та організація), (рис. 3.16).

Суммарная информация

Суммарная информация | Настройки | Конфигурация

Автор: А.П. Чаплинский

Ключевые слова:

Заметки:

Заголовок: Проміжний вал

Тема: КР з ММК

Статистика

Рисунок 3.15 – Інформація про автора.

Удалить

Количество в спецификации: - нет -

Ред. список

	Имя свойства	Тип	Значение / Текстовое выражение	Вычисленное значение
1	Примітки	Текст	?	?
2	Найменування	Текст	Вал проміжний	Вал проміжний
3	Організація	Текст	ТДАТУ, ТМ, ЗІКН	ТДАТУ, ТМ, ЗІКН
4	Позначення	Текст	15ТХК.027.300001	15ТХК.027.300001
5	Перевірив	Текст	Бондаренко	Бондаренко
6	Розробив	Текст	Чаплинский	Чаплинский
7	Літера	Текст	у	у
8	<Введите новое свойс			

Рисунок 3.16 – Інформація для заповнення основного напису креслення.

Окрім цієї інформації оберемо ще й матеріал, з якого будемо виготовляти вал. Нажаль в програмі „SOLIDWORKS“ відсутня база вітчизняних матеріалів,

тому для надання моделі фізичних властивостей та відповідного кольору, обираємо матеріал замінник закордонних виробників (такий спосіб використовується у разі, коли вам не важлива сто відсоткова відповідність характеристик матеріалу), (рис. 3.17).

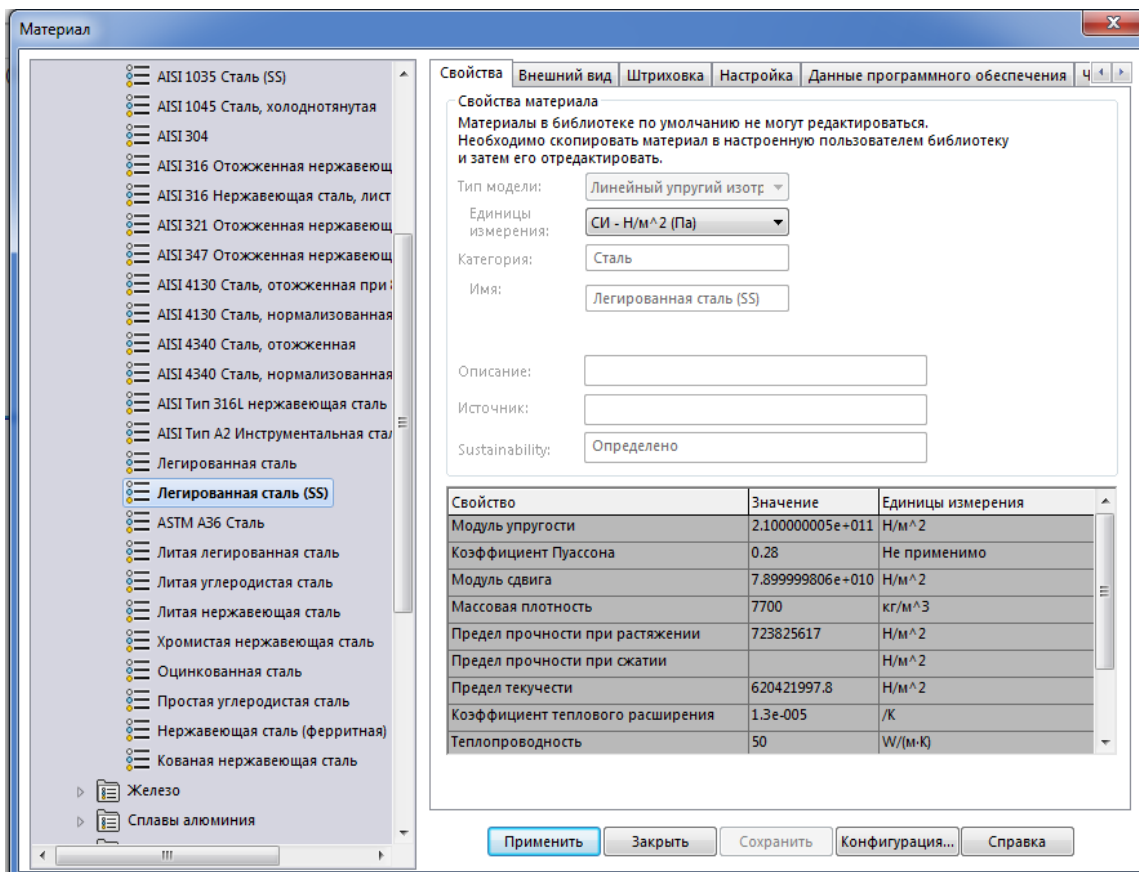


Рисунок 3.17 – Вибір матеріалу для виготовлення вала.

Деякі аналоги вітчизняним матеріалам наведені у таблиці 3.3.

У разі необхідності забезпечення характеристик вітчизняного матеріалу – його слід створити власноруч.

Для остаточного завершення побудови 3D моделі вала, слід побудувати шпонкові пази.

Таблиця 3.3

## Аналоги вітчизняним матеріалам

Сталь 20	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 20Х	Сталь 40Х
20 Стандарт BDS5785	C35E Стандарт SS	1672 Стандарт SS	20H Стандарт PN/H84030/ 02	2245 Стандарт SS
12024 Стандарт CSN412024	12040 Стандарт CSN412040	12050 Стандарт CSN412050	5120 Стандарт ASTM A29/A29M	14140 Стандарт CSN414140
1020 Стандарт AS 1442(92)	1035 Стандарт AS 1442(92)	1045 Стандарт AS 1442(92)	BC2 Стандарт MSZ31	5140 Стандарт AS1444(86)
20 Стандарт GB699-88	35 Стандарт GB699-88	45 Стандарт GB699-88	20Cr Стандарт GB3077-88	40Cr Стандарт GB5067-85
C22 Стандарт DIN 17200	35 Стандарт BDS5785	C45 Стандарт DIN 17200	20Ch Стандарт BDS6354	40Ch Стандарт BDS6354

Файл зберігаємо в форматі \*.prt, \*.sldprt (рис. 3.18).

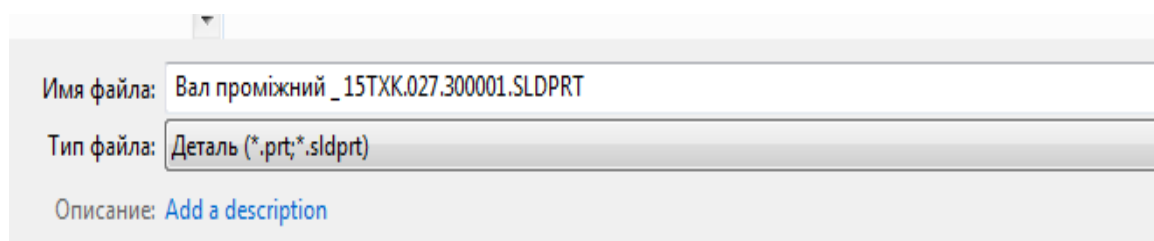


Рисунок 3.18 – Зберігання файлу.

**Вибір розмірів шпонкових пазів. Шпонковий паз (ШП) (рис. 3.7) - поглиблення на валах для установки шпонок. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають крутільний момент.**

Розміри шпонкових пазів приймають згідно до ГОСТ 23360-78 «Призматичні шпонки», ГОСТ 10748-79 «Призматичні високі шпонки» та ГОСТ 24071-80 «Сегментні шпонки».

Сегментні шпонки, які передають крутільний момент, застосовуються лише з валами, що мають малі осьові розміри і діаметри до 38 мм.

Оскільки осьові розміри вала чималі, то слід застосовувати шпонки згідно з ГОСТ 23360-78 «Призматичні шпонки» (Додаток 5, табл. 1-2).

Розміри перетину шпонки ( $b \times h$ ) обирають залежно від діаметра шийки вала, на якій вона буде встановлена, а довжина ( $l$ ) на 5...10 мм коротша за маточину деталі, що розташовується на цій ділянці вала, але з ряду довжин шпонок, які виготовляються (рис. 3.19).

Нагадаємо, що діаметри вала під швидкохідним колесом і тихохідною шестернею – однакові, а відповідно і перетини шпонок однакові.

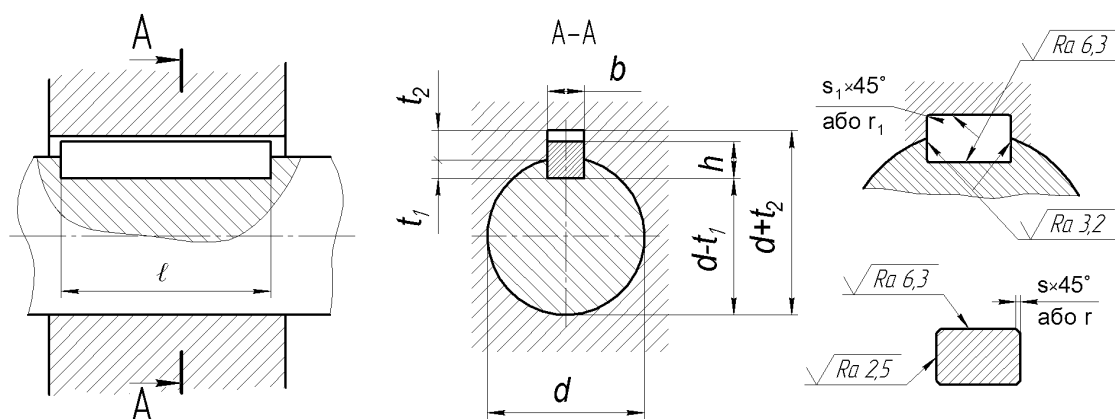


Рисунок 3.19 – З'єднання призматичною шпонкою

Приклад умовного позначення:

*Призматична шпонка з розмірами:*

$b = 18\text{мм}$ ,  $h = 11\text{мм}$ ,  $l = 80\text{мм}$ :

*Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360-78*

Будуємо шпонкові пази на 3D моделі вала (рис. 3.20).

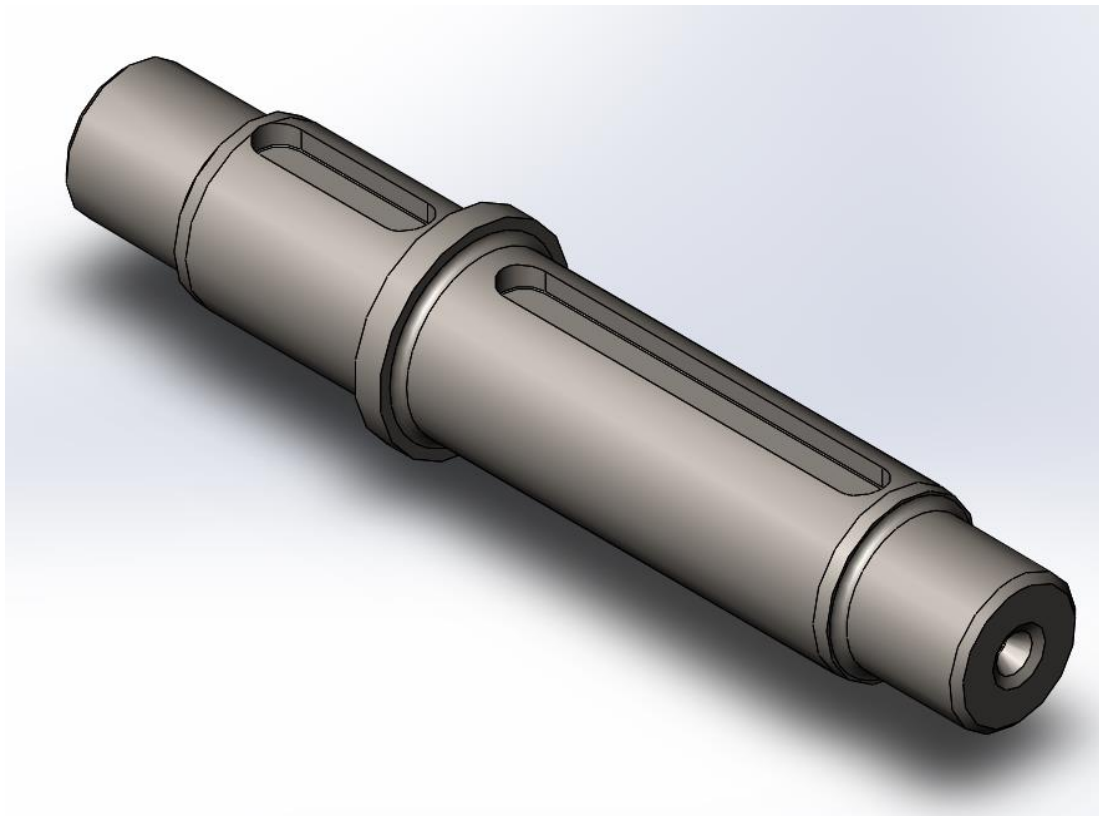


Рисунок 3.20 – 3D модель вала на завершальному етапі.

**Створення робочого креслення проміжного вала.** Робоче креслення вала має бути виконано на окремому аркуші стандартного формату (зазвичай формат А3 – горизонтальний). Вал на кресленні має бути відображеним в такому положенні, в якому його будуть виготовляти на верстаті.

Оскільки вали виготовляють на токарних верстатах, то його ось має розташовуватись паралельно основному напису. Відображення вала (тіла обертання) розташовують на кресленні вправо стороною, більш трудомісткою для токарної обробки.

Масштаб відображення має бути таким, щоб було зручно розташовувати всі відомості про деталь, що необхідні для її виготовлення, а відповідно і читання креслення (рис. 3.21).

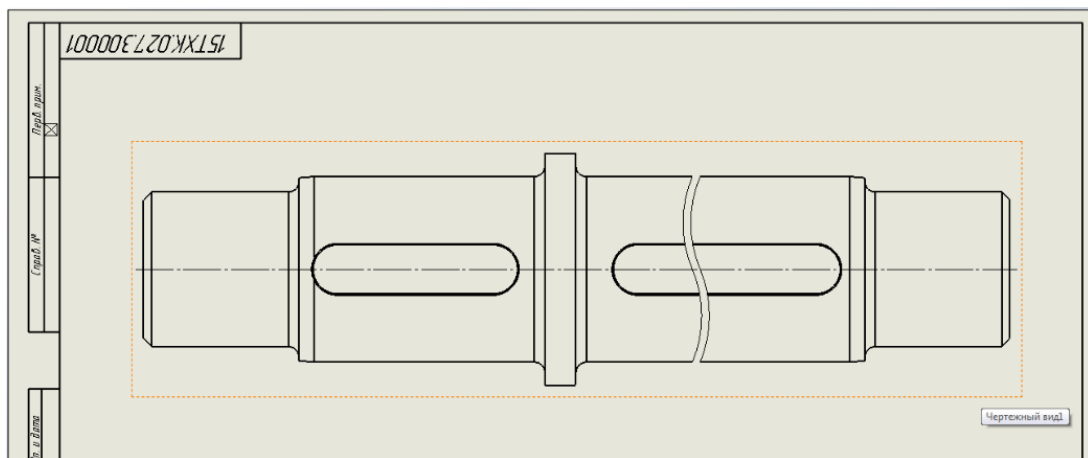


Рисунок 3.21 – Розташування вала на кресленні.

Перевіряємо заповнення основного напису і при необхідності редагуємо його (рис. 3.22).

					<i>15ТХК.027.300001</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.им.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Вал проміжний</i>	<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Чаплінський</i>				<i>У</i>	<i>1507</i>	<i>2:1</i>
<i>Проб.</i>		<i>Бандаренко</i>				<i>Лист</i>	<i>Листов 1</i>	
<i>Тконтр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>					<i>ТДАТУ,ТМКП,31КН</i>		
<i>Гл.контр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>							
<i>Н.контр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>							
<i>Утв.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>							
<i>Копировал</i>					<i>Формат А3</i>			

Рисунок 3.22 – Заповнення основного напису.



Як бачимо, на рисунку 3.22, матеріал, з якого будемо виготовляти вал, ще відсутній – його будемо заносити власноруч.

Нагадаємо: конструкційні сталі марок 20, 30, 35, 40, 45, 50 виготовляють згідно до ДСТУ 7809:2015 «Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі»; леговані сталі марок 15Х, 20Х, 40Х, 18ХГТ, 40ХН, 30 ХГТ та ін. виготовляють згідно до ДСТУ 7806:2015 «Прокат із легової конструкційної сталі».

Приклад умовного позначення:

1) Прокат гарячекатаний, круглий, з діаметром 45 мм, звичайної точності прокатування (В1), згідно до ДСТУ 4738/ГОСТ 2590, марки 18ХГТ, групи якості поверхні 2, термічно оброблений Т:

~~Круг  $\frac{45\text{-В1ДСТУ4738} \text{ГОСТ2590}}{18\text{ХГТ2 -Т ДСТУ7806}}$~~

2) Прокат сортовий, круглий, звичайної точності прокатки (В1), II класу кривизни, немірної довжини (НД), діаметром 30 мм згідно з ДСТУ 4738/ГОСТ 2590, зі сталі марки 30, групи якості поверхні 2ГП, механічними властивостями відповідно до таблиці 3 (М1), твердістю відповідно до 4.1.10 (ТВ1), з контролюванням ударної в'язкості (КУВ), з усуненням задирок (УЗ), з випробуванням на осадження (65), без термічного оброблення:

~~Круг  $\frac{\text{В1II-НД30ДСТУ4738} \text{ГОСТ2590}}{30\text{-2ГПМ-ТВ-КУВУЗ-65 ДСТУ780}}$~~

Позначення відповідного матеріалу, що наведено у завданні, запишемо до основного напису (рис. 3.23)

				15ТХК.027.300001			
				Вал проміжний	Лист	Маса	Масштаб
Изм	Лист	№докум.	Подп.		Дата	У	1.507
Разраб.		Чаллінський			Лист		Листов 1
Пров.		Бондаренко			ТДАТУ, ТМКП, 31КН		
Т.контр.		<input checked="" type="checkbox"/>					
Гл.контр.		<input checked="" type="checkbox"/>					
Н.контр.		<input checked="" type="checkbox"/>					
Утв.		<input checked="" type="checkbox"/>			Круг $\frac{45-В1 ДСТУ 4738-2007 / ГОСТ 2590-2006}{18ХГТ-2-Т ДСТУ 7806}$		
				Копіював		Формат А3	

Рисунок 3.23 – Основний напис з матеріалом.

Зауважимо, що позначення матеріалу, для виготовлення вала можна заносити до основного напису і за допомогою відповідних записів до таблиці, (рис. 3.16).

Файл зберігаємо в форматі \*.drw, \*.sld drw (рис. 3.24).

Имя файла: Вал проміжний\_15ТХК.027.300001.SLDDRW

Тип файла: Чертеж (\*.drw;\*.slddrw)

Описание: [Add a description](#)

Сохранить как  Включить все связанные компоненты

Рисунок 3.24 – Зберігання креслення вала.

**Нанесення розмірів.** Кількість розмірів на кресленні має бути мінімальною, але достатньою для виготовлення та контролю деталі. Кожен розмір на кресленні слід наводити лише один раз. Розміри, що відносяться до одного конструктивного елемента, слід розташовувати в одному місці.

Всі розміри, що задають на кресленнях деталей, умовно поділяють на три групи: функціональні, вільні та довідкові.

Функціональні розміри – це розміри, що визначають якісні показники виробу (для вала, що проектується – це посадкові поверхні під зубчасті колеса) і задаються на кресленні деталі.

Вільні розміри задають з урахуванням технології виготовлення і зручності контролю.

Довідкові розміри відмічають зірочкою і в технічних вимогах роблять запис: «\* Розмір для довідок». Довідкові розміри не потребують виконання по кресленню. Вони вказуються для більшої зручності користування кресленням і при виготовленні деталі не контролюються.

На пов'язані розміри задають границі допусків у відповідності до посадок, які (зазвичай) задані на складальному кресленні.

Приклад нанесення розмірів наведено на рисунку 3.25.

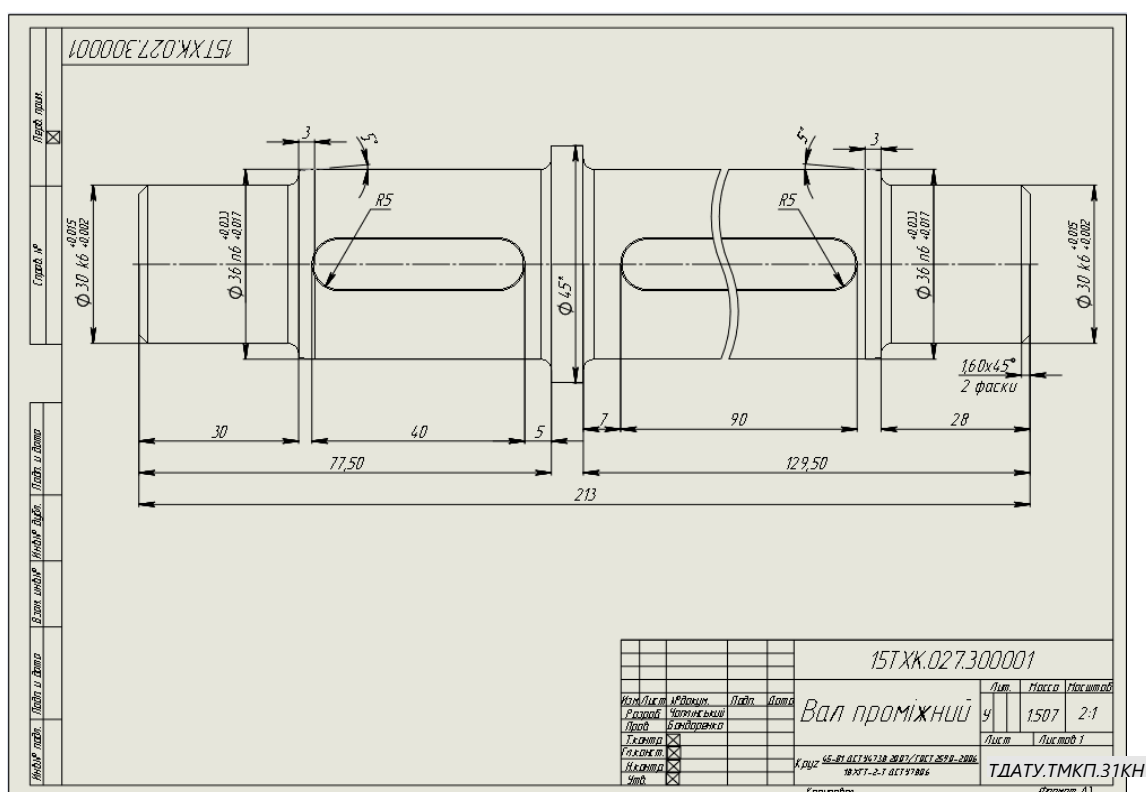


Рисунок 3.25 – Розташування розмірів на кресленні.

В редукторах загального призначення рекомендовано застосовувати посадки, що наведені в таблиці 3.4 [12, 13].

Таблиця 3.4

Посадки, що рекомендовані для редукторів

<p>Для кулькових радіальних підшипників:</p> <p>легкий або нормальний режим</p> <p style="padding-left: 40px;">– <math>\varnothing</math> до 40 мм</p> <p style="padding-left: 40px;">– <math>\varnothing</math> до 100 мм</p> <p>нормальний або важкий режим</p> <p style="padding-left: 40px;">– <math>\varnothing</math> до 100 мм</p> <p style="padding-left: 40px;">– <math>\varnothing</math> більш 100 мм</p>	<p>L0/js6;</p> <p>L0/k6;</p> <p>L0/k6;</p> <p>L0/m6.</p>
<p>Для коліс:</p> <p>циліндричних прямозубих</p> <p>циліндричних косозубих та</p> <p>черв'ячних</p> <p>конічних</p> <p>коробок передач</p>	<p>H7/n6; H7/p6;</p> <p>(H7/r6);</p> <p>H7/p6; H7/r6;</p> <p>(H7/s6);</p> <p>H7/r6; H7/s6;</p> <p>(H7/t6)</p> <p>H7/k6; (H7/m6)</p>
<p>Для гумових ущільнювачів</p>	<p>h9, h10, d9, d11</p>

Примітка. Посадки під колеса розташовані в порядку збільшення натягу, а посадки під гумові ущільнювачі в порядку збільшення зазору.

Як бачимо, діапазон посадок доволі великий – від перехідної H7/n6 до посадок із значним натягом H7/s6 та H7/t6. Під час обрання посадок, слід враховувати навантаження: чим більші коливання навантажень – тим більший має бути натяг. Слід також враховувати ймовірність необхідності заміни зубчастого колеса, яке

може вийти з ладу, а при посадках H7/s6 та H7/t6 це зробити неможливо.

**Допуски форми та допуски розташування поверхонь.** В наслідок механічної обробки деталей виникають похибки не лише лінійних розмірів, але і геометричної форми, а також похибки у відносному розташуванню осей, поверхонь та конструктивних елементів деталей. Ці похибки несуть негативний вплив на працездатність валів, викликаючи вібрації, динамічні навантаження, шум.

*Перша група вимог точності пов'язана з монтажем підшипників кочення (ГОСТ 3325-85).* Для підшипників кочення важливо, щоб не були спотворені доріжки кочення кілець підшипників. Кільця підшипників дуже податливі і при монтажу копіюють форму посадкових поверхонь валів. Для зменшення спотворення доріжок кочення, на посадковій поверхні валів слід задавати *допуск форми*.

Відносний перекис кілець підшипників збільшує спротив обертанню валів та втраті енергії, знижує ресурс підшипників. Перекис кілець можуть викликати:

відхилення від співвісності посадкових поверхонь вала;

відхилення від перпендикулярності базових торців вала;

деформації вала у працюючому вузлі.

Для обмеження перерахованих відхилень, на кресленнях задають *допуски розташування посадкових поверхонь вала*.

*Друга група вимог точності, які вимагають від валів, пов'язана із забезпеченням норм кінематичної точності та норм контакту зубчастих і черв'ячних передач (ГОСТ 1643-81, ГОСТ 1758-81, ГОСТ 3675-81).* Досягнення необхідної точності передач залежить від

точності розташування посадкових поверхонь та базових торців валів. Тому на кресленнях валів задають допуски розташування базових поверхонь.

*Третя група вимог точності, що вимагаються від деталей, пов'язана з необхідністю обмеження можливої неврівноваженості деталей.* Припустимі значення дисбалансу визначені ГОСТ 22061-76 в залежності від виду виробу та умов його роботи. У зв'язку із цим на кресленнях зручно вимагати від окремих поверхонь валів вимог у вигляді допусків співвісності.

Умовні позначення баз, на кресленні, розташовують під відображенням вала.

Умовні позначення допусків форм та розташування, на кресленні, слід розташовувати над відображенням вала на одному-двох рівнях.

Допуски форм та розташування поверхонь відображають на кресленні умовними позначеннями – графічними знаками (табл. 3.5), які записують у рамках, що поділені на дві або три частини. В першій частині розміщують графічний знак допуску, в другій – його числове значення і в третій – позначення бази, відносно якої задано допуск.

В таблиці 3.5 допуски круглості та циліндричності відносяться до допусків форми, а всі інші до допусків розташування поверхонь.

Приклад нанесення умовних позначень баз, допусків форм та розташування наведено на рисунку 3.26.

В таблиці 3.6 наведені вказівки щодо визначення числових значень допусків форми та розташування поверхонь у відповідності до позицій, що відображені на рисунку 3.26.

Таблиця 3.5 – Графічні знаки, якими позначаються допуски форми та розташування поверхонь

Допуск	Знак	Допуск	Знак
Круглість		Перпендикулярність	
Циліндричність		Радіальне биття	
Співвісність		Симетричність	
Паралельність		Позиційний	

Примітка. Позначки «ø» та «Т» означають, що допуск задано в діаметральному виразі.

Таблиця 3.6 – Вказівки по визначенню числових значень допусків форми та розташування поверхонь

Позиція на рис. 3.26	Допуск
1, 2	$T_{\text{р}} \approx 0,5 \cdot t$ – допуск розміру поверхні
3	$T_{\text{⊙}}$ по табл. 3.7 в залежності від типу підшипника
4	$T_{\text{⊙}}$ на діаметрі $d$ по табл. 3.8. Ступінь точності допуску по табл. 3.9
5	на діаметрі $d_6$ при $l/d < 0,7$ по табл. 3.10. Ступінь точності допуску по табл. 3.11
6	$T_{//} \approx 0,5 \cdot t_{\text{шп}}$ , $T_{\text{≡}} \approx 4 \cdot t_{\text{шп}}$ , де $t_{\text{шп}}$ – допуск ширини шпонкового паза

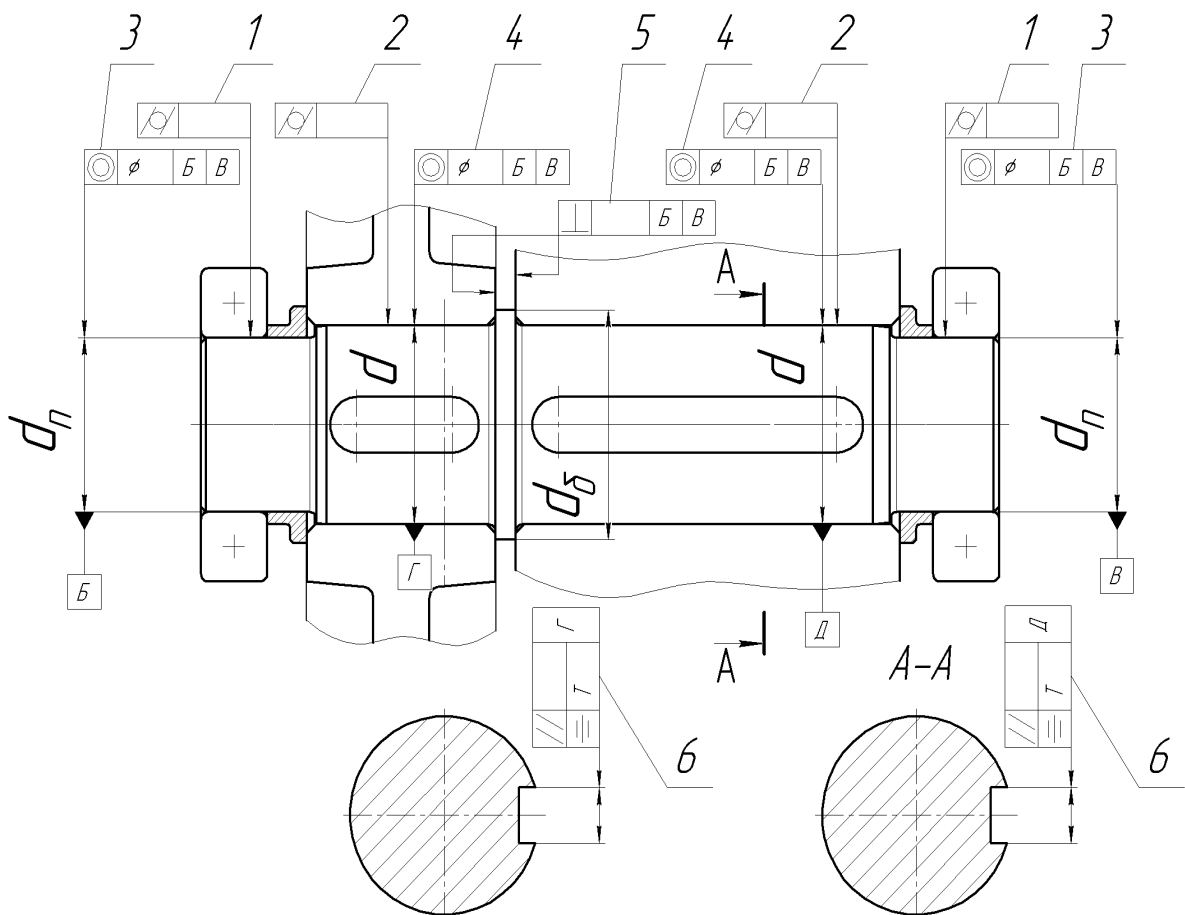


Рисунок 3.26 – Креслення вала з необхідними вимогами точності до його виготовлення.

В таблицях 3.7. – 3.11 наведені параметри допусків співвісності, залежно від типу підшипника та від ступеня точності допуску, ступінь точності допуску співвісності, залежно від діаметра ділительного кола зубчастого колеса, допуски паралельності та перпендикулярності, а також ступінь точності допуску перпендикулярності при ступеню точності передачі залежно від норм дотику.

Слід зауважити на тому, що числові значення допусків форми та розташування поверхонь, які визначаємо згідно до табл. 3.6, слід округляти до найближчого (зазвичай більшого) числа (мкм) з ряду переважних (табл. 3.12).



Таблиця 3.7 – Допуск співвісності, залежно від типу підшипника

Тип підшипника	$T_{\odot B}$ , МКМ	$T_{\odot K}$ , МКМ
Радіальний кульковий однорядний	4	8
Радіально-упорний кульковий однорядний	3	6
Радіальний з короткими циліндричними роликами: без модифікованого контакту з модифікованим контактом	1	2
	3	6
Конічний роликовий: без модифікованого контакту з модифікованим контактом	1	2
	2	4
Голчастий роликовий однорядний: без модифікованого контакту з модифікованим контактом	0,5	1
	2	4
Радіальні кулькові та роликові дворядні сферичні	6	12

Примітка:  $T_{\odot B}$  та  $T_{\odot K}$  - допуски співвісності посадкової поверхні вала і корпусу довжиною  $B = 10$  мм в діаметральному виразі. При довжині  $B_1$  посадкового місця табличне значення  $T_{\text{таб}}$  слід помножити на  $0,1 B_1$ .

Таблиця 3.8 – Допуск співвісності, залежно від ступеня точності допуску

Інтервал розмірів, мм	Допуск співвісності, мкм, при ступені точності допуску				
	5	6	7	8	9
Більш 18 до 30	10	16	25	40	60
> 30 < 50	12	20	30	50	80
> 50 < 120	16	25	40	60	100
> 120 < 250	20	30	50	80	120
> 250 < 400	25	40	60	100	160

Таблиця 3.9 – Ступінь точності допуску співвісності, залежно від діаметра ділительного кола зубчастого колеса

Ступінь кінематичної точності передачі	Ступінь точності допуску співвісності при діаметрі ділительного кола, мм		
	Більш 50 до 120	Більш 125 до 280	Більш 280 до 560
6	5/6	5/6	6/7
7	6/7	6/7	7/8
8	7/8	7/8	8/9
9	7/8	8/9	8/9

Примітка. Ступінь точності допусків співвісності посадкових місць для коліс передач зубчастих (чисельник) та черв'ячних (знаменник).

Таблиця 3.10 – Допуски паралельності, перпендикулярності

Інтервал розмірів, мм	Допуски паралельності, перпендикулярності, мкм, при ступеню точності допуску					
	5	6	7	8	9	10
Більш 16 до 25	4	6	10	16	25	40
> 25 < 40	5	8	12	20	30	50
> 40 < 63	6	10	16	25	40	60
> 63 < 100	8	12	20	30	50	80
> 100 < 160	10	16	25	40	60	100
> 160 < 250	12	20	30	50	80	120
> 250 < 400	16	25	40	60	100	160

Таблиця 3.11 – Ступінь точності допуску перпендикулярності при ступеню точності передачі по нормам дотику

Тип колеса	Ступінь точності допуску перпендикулярності при ступеню точності передачі по нормам дотику		
	6	7,8	9
Зубчасте	5	6	7
Черв'ячне	6	7	8

Таблиця 3.12 – Переважний ряд числових значень допусків форми та розташування поверхонь

1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

Більш детальну інформацію по розташуванню і визначенню числових параметрів допусків форм та розташування поверхонь є можливість знайти в підручнику [12].

**Шорсткість поверхонь.** З числа параметрів шорсткості, що встановлено ГОСТ 2789-73, в машинобудуванні найбільш часто застосовують:

$R_a$  – середньо арифметичне відхилення профілю, мкм (основний з висотних параметрів шорсткості; призначають на всі поверхні, що обробляються);

$R_z$  – висота нерівностей профілю, мкм (визначають по п'яти вимірюванням висот нерівностей; призначають на поверхні, що отримані литвом та куванням).

Параметри шорсткості поверхонь задають найбільшим граничним значенням, наприклад  **$R_a 1,25$** ;  **$R_z 40$** . Для позначення на кресленні шорсткості поверхонь застосовують знаки, які зображені на рисунку 3.27.

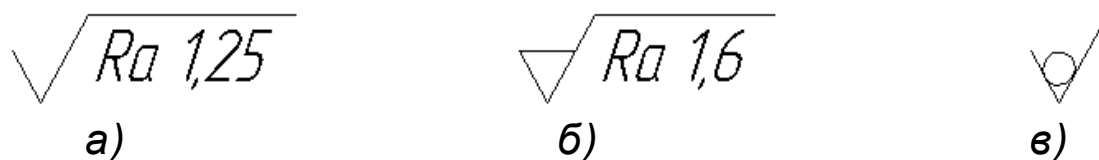


Рисунок 3.27 – Приклади зображення знаків для позначення шорсткості поверхонь.

Знак, що зображено на рисунку 3.27, а застосовується у разі, коли конструктор не встановлює вид обробки поверхні. У разі утворення поверхні за рахунок обов'язкового видалення прошарку матеріалу (шліфування, полірування і т. ін), застосовують знак, що зображений на рисунку 3.27, б.

У разі утворення поверхні без видалення прошарку матеріалу або поверхня не обробляється на даному кресленні (литво, кування, накочування роликками та ін.),

застосовують зображення знака, який показано на рисунку 3.27, в.

Позначення переважаючої шорсткості показують у правому верхньому куті поля креслення (рис.3.28).

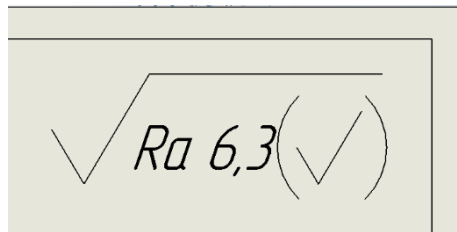


Рисунок 3.28 – Позначення переважаючої шорсткості.

Умовні позначення параметрів шорсткості розташовують на верхніх частинах відображення деталі, а на торцевих – під відображенням деталі. В обох випадках умовні позначення шорсткості розташовують в безпосередній близькості від розмірної лінії. Приклад нанесення шорсткості поверхонь наведено на рисунку 3.29.

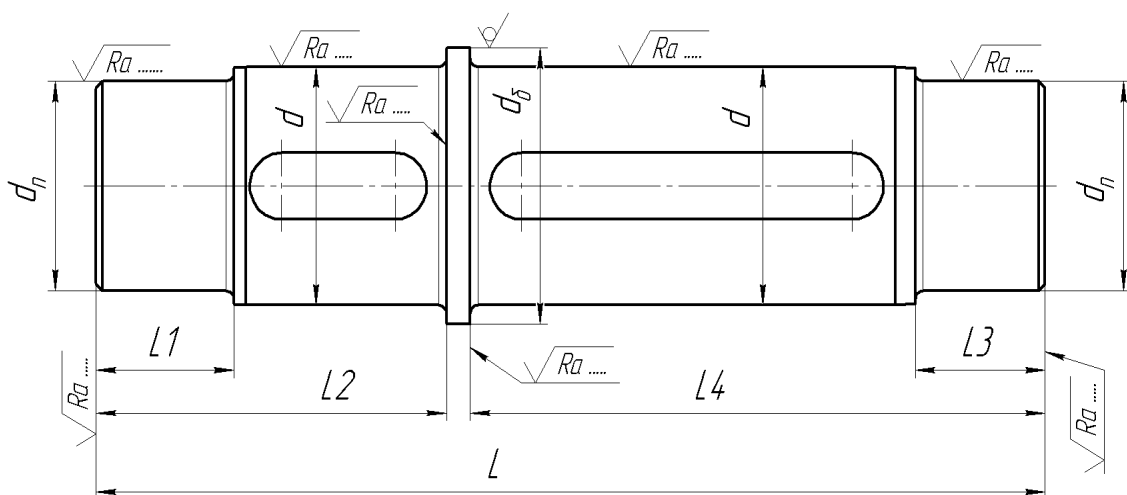


Рисунок 3.29 – Схема розташування шорсткості поверхонь на кресленні проміжного вала.

Параметри шорсткості поверхонь під монтаж підшипників кочення наведені у таблиці 3.13.

Таблиця 3.13 – Поверхні місць посадки кулькових та роликових підшипників

Посадкові місця	Клас точності підшипників за ГОСТ 520-89	Параметр шорсткості поверхні $R_a$ мкм, при номінальному діаметрі, мм	
		до 80	від 80 до 500
Валів	0 та 6	1,25	2,5
	5 та 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Отворів в корпусі	0 та 6	1,25	2,5
	5, 4, 2	0,63	1,25
Торців заплічників валів та корпусів	0 та 6	2,5	2,5
	5, 4, 2	1,25	2,5

Параметри шорсткості інших поверхонь наведені у таблиці 3.14. Більш детальну інформацію щодо розташування та визначення числових параметрів шорсткості є можливість знайти в підручнику [12, 14].

**Технічні вимоги.** Технічні вимоги розташовують над основним написом (рис. 3.30). Записують їх в наступній послідовності:

1 Вимоги до матеріалу заготівлі, термічної обробки і властивостям матеріалу готової деталі.

2 Вимоги до розмірів (розміри для довідок, радіуси заокруглень та ін..)

3 Граничні відхилення розмірів.

4 Вимоги до форми і взаємного розташування поверхні.

5 Вимоги до якості поверхонь (покриття, шорсткість).

Таблиця 3.14 – Значення шорсткості поверхонь вала

Вид поверхні	$R_a$ , мкм
Торці заплічників валів для базування: <ul style="list-style-type: none"> <li>– підшипників кочення класу точності 0, зубчастих, черв'ячних коліс при співвідношенні довжини отвору до його діаметру <math>l/d \leq 0,8</math></li> <li>– теж, при співвідношенні <math>l/d &gt; 0,8</math></li> </ul>	1,6 3,2
Поверхні валів під гумові манжети	0,4-0,32
Канавки, фаски, радіуси галтелей на валах	6,3
Робочі поверхні шпонкових пазів на валах	1,6
Неробочі поверхні пазів	3,2
Поверхні шліців на валах: <ul style="list-style-type: none"> <li>– бічна поверхня зуба з'єднання: <ul style="list-style-type: none"> <li>нерухомого</li> <li>рухомого</li> </ul> </li> <li>– циліндричні поверхні, що центрують з'єднання: <ul style="list-style-type: none"> <li>нерухомого</li> <li>рухомого</li> </ul> </li> <li>– циліндричні поверхні, що не центрують</li> </ul>	1,6 0,8  0,8 0,4 3,2
Циліндричні поверхні на валах, які центрують (нерухомі з'єднання)	0,8

- 1 Поліпшити НВ 260...285
  - 2 Матеріал замічник Сталь 45Х ДСТУ 7806:2015
  - 3 Виконати 2 отвори центрових А4,0 ГОСТ 14034-74
  - 4 Невказані радіуси 2,0 мм тах
  - 5 ISO 2768-тк
  - 6 Гострі кромки притупити
- \* Розмір для довідок

					<i>15ТХК.027.300001</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ док.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Вал проміжний</i>	<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Чалінський</i>					<i>У</i>	<i>1507</i>	<i>2:1</i>
<i>Проб.</i>	<i>Бандаренко</i>					<i>Лист</i> <i>Листов 1</i>		
<i>Т.контр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>					<i>ТДАТУ, ТМКП,</i>		
<i>Гл.контр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>							
<i>Н.контр.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>				<i>Круг 45-В1 ДСТУ 4738-2007/ГОСТ 2590-2006</i> <i>40Х-2-Т ДСТУ 7806</i>			
<i>Утв.</i>	<input checked="" type="checkbox"/>				<i>Копіював</i> <i>Формат А3</i>			

Рисунок 3.30 – Схема розташування технічних вимог на кресленні.

Приклади технічних вимог і порядок їх запису наведені у ДОДАТКУ 5, таблиця 10. Більш детальну інформацію наведено в методичних вказівках [14].

Наприкінці роботи отримаємо робоче креслення проміжного вала редуктора (ДОДАТОК 6, рис. 1).



#### **4. ПИТАННЯ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО ЗАХИСТУ РОБОТИ**

1. Які напруження виникають в поперечному перерізі стержня при згині з крученням?
2. Як знаходяться небезпечні напруження стержня круглого перерізу при згині з крученням?
3. Які точки круглого поперечного перерізу є небезпечними при згині з крученням?
4. Як знаходиться величина еквівалентного моменту по різним теоріям міцності (III і IV теорії) при згині з крученням вала?
5. Як проводиться розрахунок на статичну міцність при згині з крученням?
6. Як оцінюється жорсткість вала?
7. Як знаходиться повний прогин вала у місці встановлення коліс?
8. Як знаходиться повний кут повороту в опорі вала?
9. Якими способами можуть бути визначені узагальнені переміщення?
10. Як встановлюються допустимі значення узагальненого переміщення?
11. Яка суть способу Верещагіна для визначення переміщень перерізів вала?
12. Якими величинами характеризується цикл зміни напружень? Що таке симетричний і асиметричний цикли?
13. Що називають границею витривалості?
14. Як впливають розміри деталі на величину границі витривалості? Що таке масштабний фактор від чого він залежить?
15. Що таке ефективний коефіцієнт концентрації напружень і коефіцієнт чутливості матеріалу до

концентрації напружень? Як вони пов'язані між собою та від яких чинників залежать?

16. Як впливає на величину границі витривалості характер обробки поверхні деталі? Що називається коефіцієнтом якості поверхні?

17. Який вигляд має умова втомної міцності?

18. Як визначається коефіцієнт запасу втомної міцності вала, що працює на спільну дію згину з крученням?

## ***5. ТЕСТОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗА ТЕМОЮ КУРСОВОЇ РОБОТИ***

---

1. Як називаються частини валу, що опираються на підшипники?  
А – галтель  
Б – шпонка  
В – цапфа \*\*\*
2. Яке з'єднання використовують для поєднання вала з колесом?  
А – з натягом  
Б – зварювання  
В – шпонкове \*\*\*
3. Вкажіть назву поверхні плавного переходу від меншого перерізу до більшого.  
А – шийка  
Б – фаска  
В – галтель \*\*\*
4. Який основний критерій працездатності валів?  
А – статична міцність  
Б – жорсткість  
В – втомна міцність \*\*\*
5. Вкажіть призначення валів  
А – для передачі обертового моменту  
Б – для підтримання деталей  
В – для підтримання деталей та передачі обертового моменту \*\*\*

6. Чим оцінюється втомна міцність валів?

А – кутом закручування

Б – величиною прогину

В – коефіцієнтом запасу міцності \*\*\*

7. Які матеріали використовують для виготовлення валів?

А – Л 96

Б – СЧ15

В – 40 Х \*\*\*

8. Які деформації при роботі найчастіше зазнає вал?

А – згин

Б – кручення

В – згин із крученням \*\*\*

9. Вкажіть умову жорсткості валів при чистому крученні?

А -  $\sigma \leq [\sigma]$

Б -  $\Delta \ell \leq [\Delta \ell]$

В -  $\varphi \leq [\varphi]$ \*\*\*

10. Які вали працюють тільки на кручення?

А – прямі

Б – пустотілі

В – карданні \*\*\*

11. Вкажіть умову жорсткості валів при згині?

А -  $\sigma \leq [\sigma]$

Б -  $\Delta \ell \leq [\Delta \ell]$

В -  $f \leq [f]$  та  $\theta \leq [\theta]$  \*\*\*

12. При яких напруженнях проводять розрахунок валів і осей на втомну міцність?

А – постійних

Б – повних

В – змінних \*\*\*

13. За якою формулою проводять перевірочний розрахунок валів на статичну міцність?

А -  $\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau_{кр}]$

Б -  $\sigma_{р-ст} = \frac{N}{A} \leq [\sigma_{р-ст}]$

В -  $\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W_x} \leq [\sigma_{зг}]$  \*\*\*

## 6. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ

---

### Завдання розрахунку

Виконати розрахунок проміжного сталевого вала редуктора (рис. 1), що обертається з частотою  $n$  об/хв. На вал встановлено два зубчастих колеса діаметрами  $d_{1T}$  і  $d_{2ш}$ , які навантажені зусиллями від пов'язаних з ними коліс. Необхідно:

1. Визначити діаметр вала  $d$  із умови статичної міцності за третьою теорією міцності. Отримане значення діаметра узгодити з ГОСТ 6636-69. У небезпечному перерізі вала побудувати епюри нормальних і дотичних напружень.
2. Провести розрахунок вала на жорсткість визначивши лінійні переміщення у місцях розташування коліс та кутові переміщення в опорах. Уточнити значення діаметра вала.
3. Виконати перевірочний розрахунок вала на міцність від втоми у небезпечному перерізі.
4. Виконати креслення вала (формат А3).
5. Вихідні дані наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

$d_{2ш}$ , мм	$d_{1T}$ , мм	$F_{r2ш}$ , Н	$F_{a2ш}$ , Н	$F_{t1T}$ , Н	$F_{r1T}$ , Н	$\ell_1$ , мм	$\ell_2$ , мм	$\ell_3$ , мм	$b_{2ш}$ , мм	$b_{1T}$ , мм	Марка сталі
256	120	994	950	5130	1867	44	83	69	50	104	40Х

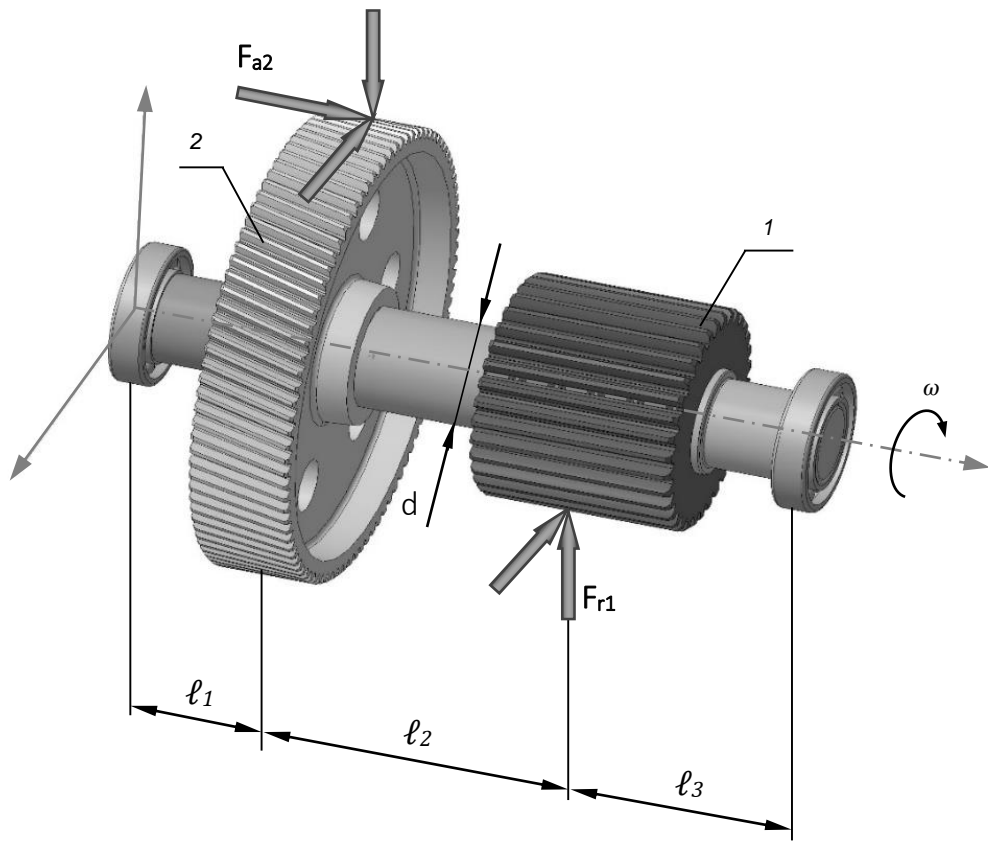


Рисунок 1 – Схема навантаження вала

## 6.1 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ.

### 6.1.1 Побудова розрахункової схеми та визначення зовнішніх навантажень, що діють на вал

Складемо розрахункову схему вала (рис. 1.1, а, б). Місця встановлення підшипників будемо вважати за опори і позначимо їх відповідно **A** і **B**.

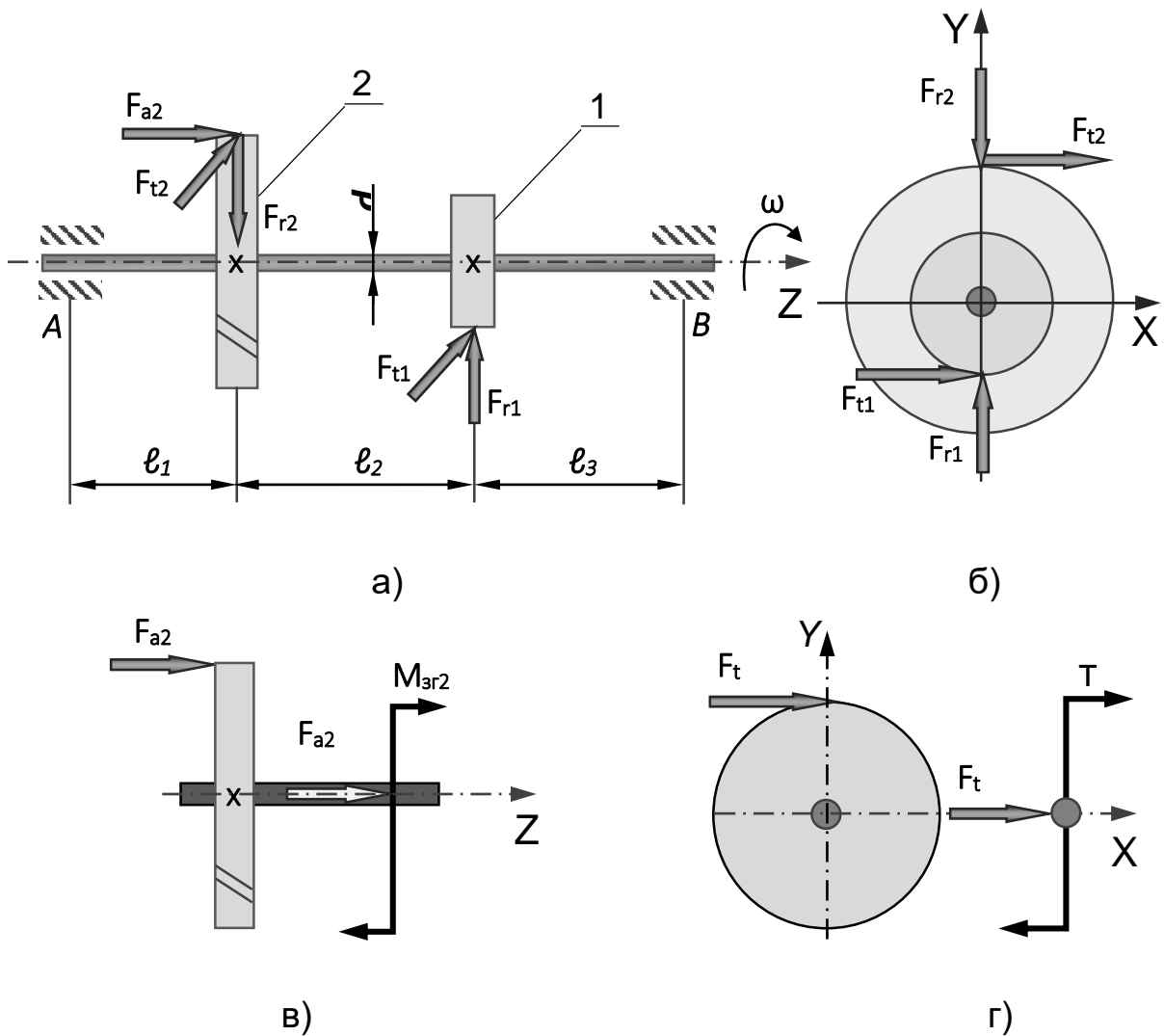


Рисунок 1.1 – Схема прикладення зовнішніх навантажень на вал: а) вид спереду вала; б) вид с торця вала зі сторони опори **B**; в) приведення дії осьової сили  $F_{a2}$  до згинального моменту; г) приведення дії колового зусилля  $F_t$  до моменту, що скручує вал.



Позначимо умовно зубчасті колеса та перенесемо на них зовнішні зусилля.

**Для шестерні 1:** колова сила  $F_{t1}$ , радіальна сила  $F_{r1}$ .

**Для косозубого колеса 2:** колова сила  $F_{t2}$ , радіальна сила  $F_{r2}$ , осьова сила  $F_{a2}$ .

При цьому від дії осьового навантаження в перерізі **C** з'явиться згинальний момент  $M_{зг2}$  (рис. 1.1, в), а від дії колових зусиль в перерізах **C** і **D** з'являться два моменти, що скручують вал  $T_1$  і  $T_2$  (рис. 1.1, г).

При розрахунку на статичну міцність представимо вал **AB** у вигляді балки на двох опорах (рис. 1.2). Одну з опор приймемо за шарнірно-нерухому (перетин В), іншу, як найближче розташовану до косозубого зубчастого колеса, за шарнірно-рухому (перетин А).

Замінімо дію встановлених на вал коліс відповідними навантаженнями. Вектори радіальних сил  $F_{r1}$  і  $F_{r2}$  перенесемо до центру ваги перерізу вала по лінії їх дії. Вектори колових зусиль  $F_{t1}$  і  $F_{t2}$  – розташовані паралельно самим собі. Вектор осьового навантаження  $F_{a2}$  перенесемо уздовж поздовжньої осі вала **Z**.

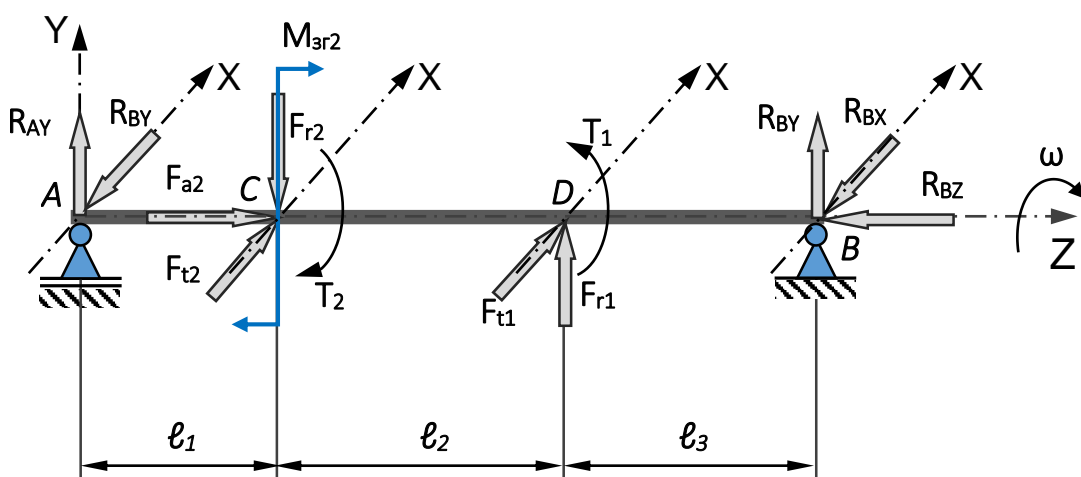


Рисунок 1.2 – Розрахункова схема сил, що діють на вал АВ.

### Визначення зовнішніх силових факторів.

**Кручення.** Визначимо значення моментів, що скручують вал  $T_1$  і  $T_2$ , які виникають в перерізах **C** і **D**:

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2}, \quad (1.1)$$

де  $T$  – зовнішній момент, що скручує вал, Нм;

$F_t$  - колове зусилля, що виникає на шестерні  $F_{t1}$  або колеса  $F_{t2}$ , Н;

$d$  - діаметр шестерні ( $d_1$ ) або колеса ( $d_2$ ), мм

$$T_1 = F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} = 307,8 \text{ Нм}$$

$$T_2 = F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0,128F_{t2}$$

Для визначення колового зусилля  $F_{t2}$  запишемо рівняння статичної рівноваги у вигляді суми моментів всіх сил, що діють на вал, відносно поздовжньої осі **z**:

$$\sum M_z = 0;$$

$$T_2 - T_1 = 0,128F_{t2III} - T_1 = 0$$

$$F_{t2III} = \frac{T_1}{0,128} = 2405 \text{ Н}$$

**Розтяг/стиск.** В перерізі **C**, де знаходиться косозубе зубчасте колесо виникає поздовжня сила  $F_{a2}$ , яка призводить до стиску вала. У результаті чого в шарнірно-нерухомій опорі **B** виникає опорна реакція  $R_{Bz}$ , значення якої знаходимо з рівняння рівноваги:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{a2} - R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = F_{a2} = 950 \text{ Н}$$

**Згин.** Перенесемо вектор сили  $F_{a2}$  на вісь вала (**переріз С**). При цьому в перерізі, де знаходиться косозубе зубчасте колесо, виникне згинальний момент  $M_{зг2}$ :

$$M_{зг2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}, \quad (1.2)$$

де  $F_{a2}$  – осьове зусилля, що виникає на колесі, Н

$$M_{зг2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 121,6 \text{ Нм}$$

Силіві чинники, що лежать у вертикальній площині **yz** викликають в підшипниках реакції  $R_{Ay}$  і  $R_{By}$ , а в горизонтальній **xz** -  $R_{Ax}$  і  $R_{Bx}$ . Величини цих реакцій визначимо, як для балки, що лежить на двох опорах.

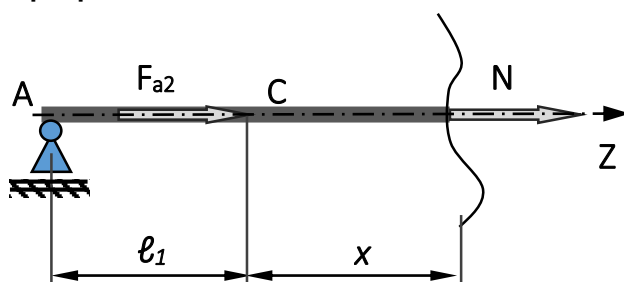
### 6.1.2 Побудова еюр внутрішніх силових факторів

Видно, що вал працює на спільну дію розтягу (стиску), кручення і згину у вертикальній (**zy**) і горизонтальній (**zx**) площинах (рис.1.3, а). Розглянемо кожну деформацію окремо.

Визначимо небезпечний переріз вала. Для цього встановимо, як змінюються по довжині вала внутрішні силові фактори, тобто побудуємо їх еюри.

**Розтяг (стиск).** Вал навантажений двома зосередженими силами поздовжнею силою  $F_{a2}$  і реакцією в опорі **В**:  $R_{вz} = F_{a2}$  (рис. 1.3,б).

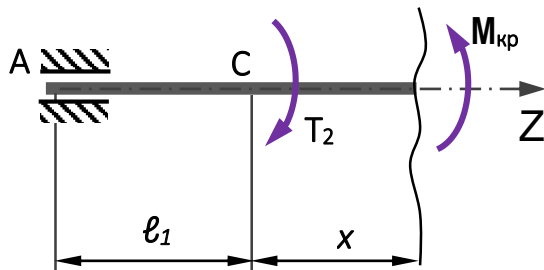
Від цих сил в перерізах вала виникає внутрішня поздовжня сила  $N$ , яка знаходиться за допомогою методу перерізів:



$$\begin{aligned} \sum F_z &= 0 \\ F_{a2} + N &= 0 \\ N &= -F_{a2} = -950 \text{ Н} \end{aligned}$$

Побудуємо епюру нормальних сил **еп.N** (рис. 1.3, в).

**Кручення.** Два моменти, що скручують вал  $T_1$  і  $T_2$  викликають кручення на ділянці **CD** (рис. 1.3, г). Оскільки між зубчастими колесами знаходиться тільки одна ділянка вала, то внутрішній крутильний момент дорівнюватиме:



$$M_{крI} = T_2 = 307,8 \text{ Нм}$$

$$M_{крII} = T_2 - T_1 = 0$$

Епюру крутильних моментів будуємо так само, як і при чистому крученні (рис. 1.3, д).

**Згин** вала відбувається у двох площинах: вертикальній і горизонтальній. Тому розглянемо його окремо у кожній площині.

### Вертикальна площина zy.

Складаємо розрахункову схему сил у вертикальній площині (рис. 1.3, е).

З рівнянь рівноваги визначимо опорні реакції  $R_{AY}$  і  $R_{BY}$ :

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{BY} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + F_{r1} \cdot (\ell_1 + \ell_2) - F_{r2} \cdot \ell_1 - M_{зг2} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{r1} \cdot (\ell_1 + \ell_2) + F_{r2} \cdot \ell_1 + M_{зг2}}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)} = -366,5 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{AY} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - F_{r1} \cdot (\ell_3) + F_{r2} \cdot (\ell_3 + \ell_2) - M_{зг2} = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r1} \cdot (\ell_3) + F_{r2} \cdot (\ell_3 + \ell_2) - M_{зг2}}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)} = -506,5\text{H}$$

Визначення опорних реакцій в опорах А і В за допомогою системи MathCAD:

$$R_{BY} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + F_{r1} \cdot (\ell_1 + \ell_2) - F_{r2} \cdot \ell_1 - M_2 = 0 \text{ solve, } R_{BY} \rightarrow -366.54 \text{ Н}$$

$$-R_{AY} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - F_{r1} \cdot \ell_3 + F_{r2} \cdot (\ell_3 + \ell_2) - M_2 = 0 \text{ solve, } R_{AY} \rightarrow -506.45 \text{ Н}$$

Перевіримо правильність знаходження опорних реакцій.

Для цього запишемо рівняння статистичної рівноваги у вигляді суми проекцій всіх сил на вісь  $Y$ :

$$\sum F_Y = 0; \quad -R_{AY} - R_{BY} - F_{r2} + F_{r1} = 0$$

$$-506.5 - 366.5 - 994 + 1867 = 0$$

Реакції  $R_{AY}$  і  $R_{BY}$  знайдено правильно.

Так як балка навантажена тільки зосередженими силовими чинниками, то згинальний момент  $M_x$  на всіх ділянках буде постійний або змінюватися за лінійним законом. Визначимо згинальні моменти в перерізах **A**, **B**, **C** і **D**. Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = 0;$$

$$M_{CY1} := -R_{AY} \cdot \ell_1 = -22.539 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{CY2} := -R_{AY} \cdot \ell_1 + M_2 = 99.061 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{DY} := -R_{BY} \cdot \ell_3 = -25.472 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

За отриманими значеннями будемо епюру **еп.  $M_x$**   
(рис. 1.3, ж).

### Горизонтальна площина **zx**.

Складаємо розрахункову схему сил у горизонтальній площині (рис.1.3,з). З рівнянь рівноваги визначимо опорні реакції  **$R_{Ax}$**  і  **$R_{Bx}$** :

$$\sum M_A = 0;$$

$$-R_{Bx} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + F_{t2} \cdot (\ell_1) + F_{t1} \cdot (\ell_1 + \ell_2) = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{+F_{t2} \cdot (\ell_1) + F_{t1} \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)} = 3863,44\text{H}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{Ax} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + F_{t2} \cdot (\ell_3 + \ell_2) - F_{t1} \cdot \ell_3 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2} \cdot (\ell_3 + \ell_2) + F_{t1} \cdot \ell_3}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)} = 3671,56\text{H}$$

Визначення опорних реакцій в опорах А і В за допомогою системи MathCAD:

$$-R_{Bx} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + F_{t2} \cdot \ell_1 + F_{t1} \cdot (\ell_1 + \ell_2) = 0 \text{ solve, } R_{Bx} \rightarrow 3863.44 \text{ H}$$

$$R_{Ax} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - F_{t2} \cdot (\ell_2 + \ell_3) - F_{t1} \cdot \ell_3 = 0 \text{ solve, } R_{Ax} \rightarrow 3671.56 \text{ H}$$

Перевіримо правильність знаходження опорних реакцій. Для цього запишемо рівняння статистичної рівноваги у вигляді суми проєкцій всіх сил на вісь **X**:

$$\sum F_x = 0; \quad -R_{Ax} + F_{t2} + F_{t1} - R_{Bx} = 0$$

$$-3671.56 + 2405 + 5130 - 3863.44 = 0$$

Реакції  **$R_{Ax}$**  і  **$R_{Bx}$**  знайдено правильно.

Згинальний момент  $M_x$  на всіх ділянках буде постійний або змінюватися за лінійним законом, так як балка навантажена тільки зосередженими силовими чинниками. Визначимо згинальні моменти в перерізах **A**, **B**, **C** і **D**. Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = 0;$$

$$M_{CX1} := -R_{AX} \cdot l_1 = -163.384 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{DX} := -R_{BX} \cdot l_3 = -268.509 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

За отриманими значеннями будемо епюру **еп.  $M_y$**  (рис.1.3,и).

Оскільки вал має круглий поперечний переріз, визначимо в перетинах величину сумарного згинального моменту за допомогою системи MathCAD:

$$M_{зг} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (1.3)$$

Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD. У перерізах **A**, **B**, **C** і **D** їх значення будуть відповідно дорівнювати:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = 0;$$

$$M_{c1} := \sqrt{M_{CY1}^2 + M_{CX1}^2} = 164.932 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{c2} := \sqrt{M_{CY2}^2 + (M_{CX1})^2} = 191.069 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_d := \sqrt{M_{DY}^2 + M_{DX}^2} = 269.715 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

За отриманими даними будемо епюру сумарних згинальних моментів **еп.  $M_{зг}$**  (рис. 1.3, к).

### 6.1.3 Розрахунок діаметра вала.

Для визначення небезпечного перерізу знаходимо величини еквівалентних моментів за третьою теорією міцності – теорією найбільших дотичних напружень. Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{3Г}^2 + M_{кр}^2} \quad (1.4)$$

Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD. У перерізах **A**, **B**, **C** і **D** їх значення будуть відповідно дорівнювати:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = 0;$$

$$M_{c1\text{екв}} := \sqrt{M_{c1}^2 + M_{кр}^2} = 349.204 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{c2\text{екв}} := \sqrt{M_{c2}^2 + M_{кр}^2} = 362.282 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{d\text{екв}} := \sqrt{M_d^2 + M_{кр}^2} = 409.251 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Аналіз отриманих даних вказує на те, що небезпечним є переріз **D**, в якому еквівалентний момент досягає максимального значення і дорівнює  $M_{\text{екв}} = 409,251 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Знайдемо допустиме напруження:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{гр}}{n}, \quad (1.5)$$

де  $\sigma_{гр}$  – граничні напруження, МПа.

Матеріал валів і осей обирають з урахуванням умов їх роботи. Пружні постійні, коефіцієнти температурного розширення і питома вага деяких конструкційних матеріалів, з яких виконують вали наведено у ДОДАТКУ 4, таблиця 1. Основним матеріалом для валів і осей є сталь Ст. 5 (без термообробки) і сталі 35, 45, 20Х, 40Х,



40ХН. Матеріали повинні пройти термічну обробку - поліпшення, або бути загартовані з високим відпусканням чи загартовані ТВЧ з низьким відпусканням).

Так як сталь 40Х пластична, то за  $\sigma_{гр}$  приймаємо границю текучості  $\sigma_{т} = 330$  МПа [ДОДАТОК 4, табл.2], коефіцієнт запасу міцності для пластичних матеріалів становить  $n = 1,5-2$ . Приймаємо  $n = 2$ . Тоді:

$$[\sigma] = \frac{330}{2} = 165 \text{ МПа}$$

З умови міцності:

$$\sigma = \frac{M_{екв}}{W_{н.л.}} \leq [\sigma], \quad (1.6)$$

де  $W_{н.л.}$  – осьової момент опору для круглого перерізу діаметром  $d$ , мм<sup>3</sup>:

$$W_{н.л.} = \frac{\pi d^3}{32} \cong 0,1d^3, \quad (1.7)$$

Визначимо розрахунковий діаметр валу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma]}}, \quad (1.8)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{409,25 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 165}} = 29,163 \text{ мм}$$

Відповідно до ГОСТ 6636-86 (ряд Ra40) [ДОДАТОК 4, табл.3] округляємо діаметр до найближчого більшого значення і приймаємо розрахунковий діаметр  $d_p = 30$  мм.

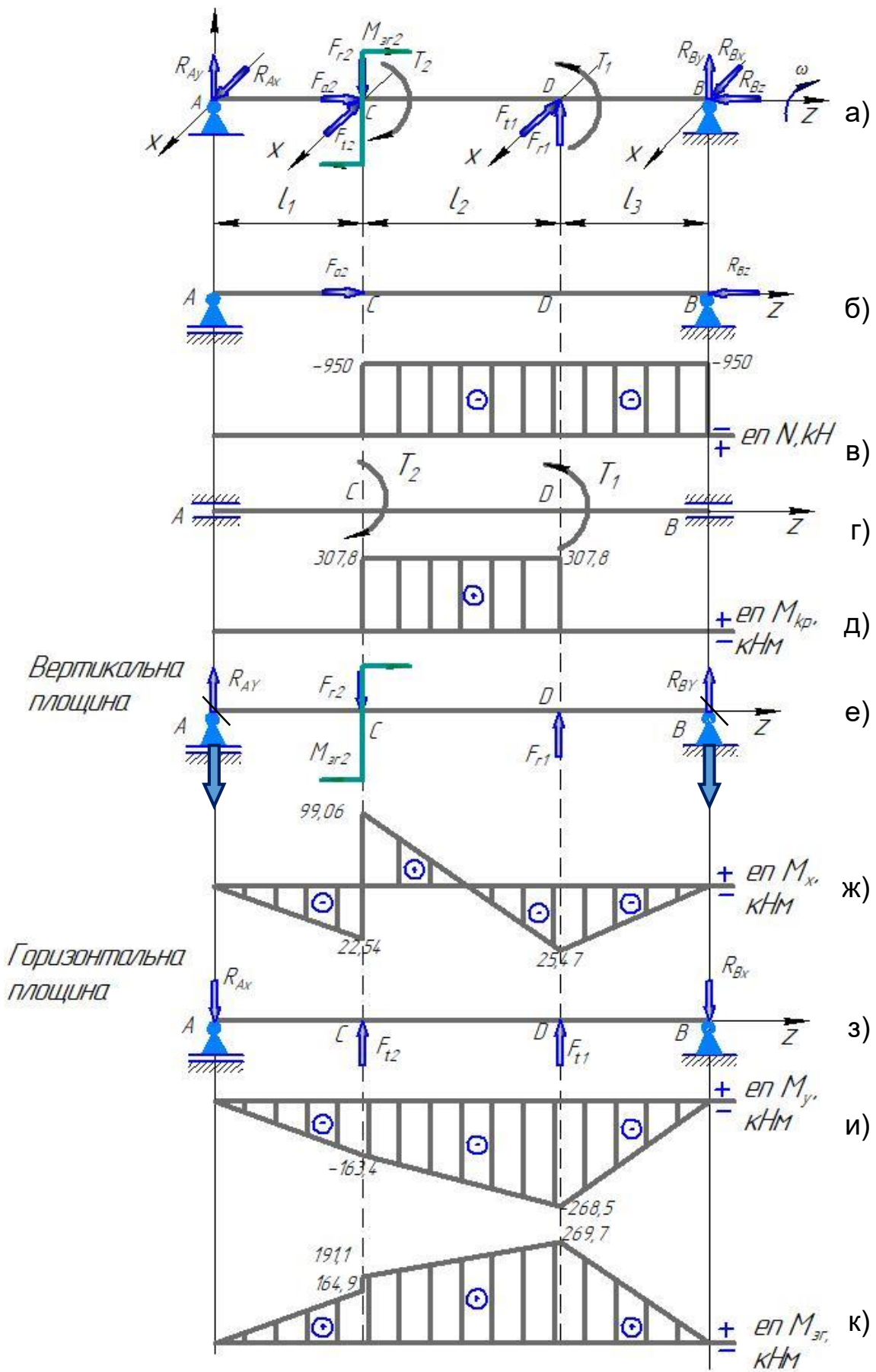


Рисунок 1.3 – Епюри внутрішніх силових факторів

Визначимо геометричні характеристики перерізу:

- Площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,5 \text{ мм}^2$$

- Осьовий момент інерції:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = 39741 \text{ мм}^4$$

- Осьовий момент опору перерізу:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2649,4 \text{ мм}^3$$

- Полярний момент інерції:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 30^4}{32} = 79481,3 \text{ мм}^4$$

- Полярний момент опору перерізу:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 30^3}{16} = 5299 \text{ мм}^3$$

Розглянемо небезпечний переріз валу **D**, в якому діє сумарний згинальний момент  $M_{зг} = M_D = 269,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , крутільний момент  $M_{кр} = 307,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$  та поздовжня сила  $N = 950 \text{ Н}$  (рис. 1.4,а).

Нормальні напруження від згину визначаються за формулою:

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{J_{н.л.}} \cdot y, \quad (1.9)$$

На зовнішніх волокнах в точках 1 і 2 вони найбільші та визначаються за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x}, \quad (1.10)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x} = \frac{269,7 \cdot 10^3}{2649,4} = 102 \text{ МПа}$$

Нормальні напруження від стиску визначимо за формулою:

$$\sigma_{р-ст} = \frac{N}{A} = \frac{-950}{706,5} = -1,345 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження від чистого кручення по перерізу змінюються за лінійним законом і максимального значення вони приймають на зовнішніх волокнах:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{307,8 \cdot 10^3}{5299} = 58,1 \text{ МПа}$$

Побудуємо епюри цих напружень: еп.  $\sigma_{зг}$ , еп.  $\sigma_{р-ст}$ , еп.  $\tau_{кр}$  (рис.1.4,б).

Оскільки найнебезпечнішою точкою вала є точка 1 (рис. 1.4,а), то для цієї точки має місце плоский напружений стан. У цій точці діють максимальні еквівалентні напруження. Визначимо їх за III теорією міцності:

$$\sigma_{екв \max} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{р-ст})^2 + 4\tau^2} \quad (1.11)$$

$$\sigma_{\text{екв max}} = \sqrt{(102 + 1,345)^2 + 4 \cdot 58,1^2} = 155,36 \text{ МПа}$$

Видно, що умова міцності виконується, так як

$$\sigma_{\text{екв max}} = 155,36 \text{ МПа} < [\sigma] = 165 \text{ МПа}$$

Визначимо недовантаження вала:

$$\Delta_{\sigma} = \frac{[\sigma] - \sigma_{\text{екв max}}}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{165 - 155,36}{165} \cdot 100\% = 5,8\%$$

Недовантаження  $\Delta_{\sigma}$  є близьким до рекомендованого значення 15%. Таким чином діаметр вала  $d = 24$  мм з умови статичної міцності визначено правильно.

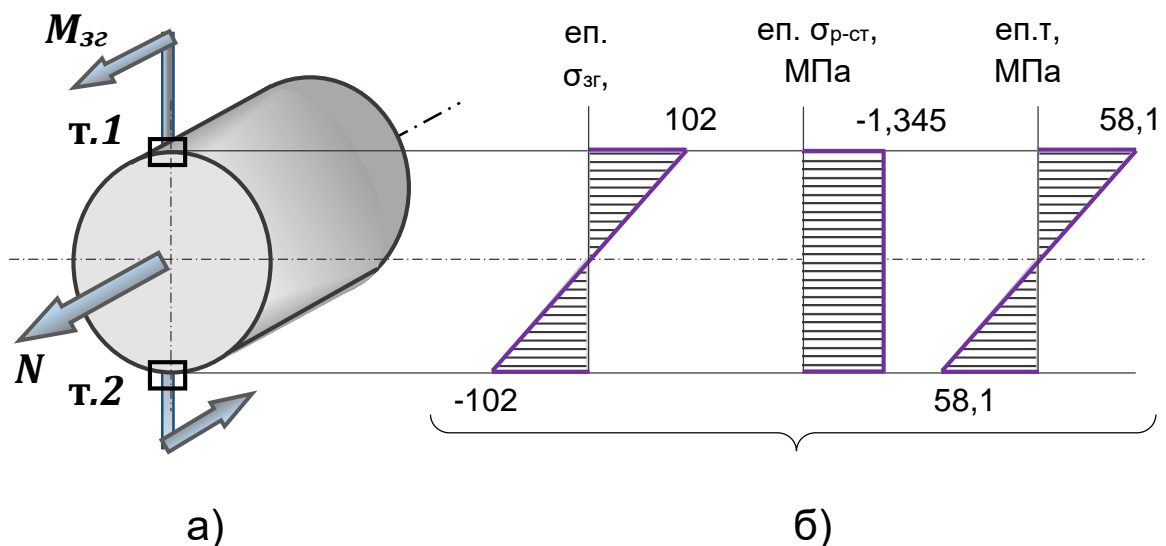


Рисунок 1.4 – Небезпечний переріз та епюри напружень

**Висновок:** визначено діаметр вала за мови статичної міцності, що задовольняє задані умови роботи  $d = 30$  мм.

## 6.2 УТОЧНЮЮЧИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

Жорсткість вала при згині характеризується викривленням його поздовжньої осі та описується двома параметрами: прогином  $f$  (мм) та кутом повороту  $\theta$  (рад). Для визначення цих параметрів використаємо спосіб Верещагіна:

$$f = \sum_1^{i=n} \frac{\omega_i \cdot M_{ci}}{E \cdot J_x}; \quad (2.1)$$

$$\theta = \sum_1^{i=n} \frac{\omega_i \cdot M'_{ci}}{E \cdot J_x}, \quad (2.2)$$

де  $\omega_i$  – площа вантажної епюри згинальних моментів, Н·мм<sup>2</sup>;

$M_{ci}$  – ордината на епюрі від одиничної сили під центром ваги вантажної епюри, мм;

$M'_{ci}$  – ордината на епюрі від одиничного момента під центром ваги вантажної епюри, безрозмірна величина;

$E$  – модуль поздовжньої пружності (модуль Юнга), у розрахунках приймемо модуль поздовжньої пружності (ДОДАТОК 4, табл.1):

$$E = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$J_x$  – осьовий момент інерції перерізу (беремо з розділу 6.1.3):

$$J_x = 39741 \text{ мм}^4 = 39741 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

$E \cdot J_x$  – жорсткість балки при згині, Н·мм<sup>2</sup>:

$$E \cdot J_x = 2 \cdot 10^{11} \cdot 39741 \cdot 10^{-12} = 7948,2 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

## 6.2.1 Розрахунок прогинів вала у місцях розташування коліс

Для визначення лінійних переміщень  $f_C$  та  $f_D$  прикладемо в перерізах **C** і **D** одиничну силу  $\bar{S} = 1$ . Отримаємо два одиничних стана: у перерізі **C** від  $\bar{S}_C = 1$ , у перерізі **D** від  $\bar{S}_D = 1$ . (рис. 2.1, а і б). Побудуємо епюри згинальних моментів для цих станів еп.  $M_{\bar{S}_C}$  та еп.  $M_{\bar{S}_D}$  (рис. 2.1, в і г). Перенесемо на рисунок 2.1 епюри згинальних моментів у площинах **yz** та **xz** еп.  $M_x$  та еп.  $M_y$  (рис. 2.1, д і е).

Приймаючи до уваги те, що деформація вала являє собою косий згин, розглянемо визначення переміщень у двох площинах: вертикальній та горизонтальній.

### Вертикальна площина.

Розіб'ємо епюру еп.  $M_x$  (рис. 2.1, д) на прості фігури, площі яких позначимо  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ .

Визначимо значення площ фігур  $\omega_1 - \omega_4$ :

$$\omega_1 = \frac{1}{2} l_1 \cdot h = -0,502 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} l_2 \cdot h = 4,1 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} l_2 \cdot h = -1,057 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} l_3 \cdot h = -0,885 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

Визначення площ фігур  $\omega_1 - \omega_4$  за допомогою системи MathCAD:

$$\omega_1 := \frac{-1 \cdot 22.54}{2} = -0.502 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$\omega_2 := \frac{1}{2} \cdot l_2 \cdot 99.06 = 4.111 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$\omega_3 := \frac{-l_2 \cdot 25.47}{2} = -1.057 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_4 := \frac{-l_3 \cdot 25.47}{2} = -0.885 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Позначимо для цих фігур центри ваги  $c_1, c_2, c_3, c_4$  та визначимо їх положення (рис. 2.1, д).

Визначимо ординати  $M_{c_i}$  під центрами ваги вказаних фігур на **еп.**  $M_{\bar{s}_c}$  та **еп.**  $M_{\bar{s}_d}$  (рис. 2.1, в і г).

Для перерізу **C** визначимо ординати  $M_{c1} - M_{c4}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{C1} := \frac{-0.034 \frac{2}{3} \cdot l_1}{l_1} = -0.023 \text{ М}$$

$$M_{C2} := \frac{-0.034 \left( \frac{2}{3} \cdot l_2 + l_3 \right)}{(l_2 + l_3)} = -0.028 \text{ М}$$

$$M_{C3} := \frac{-0.034 \left( \frac{1}{3} \cdot l_2 + l_3 \right)}{(l_2 + l_3)} = -0.022 \text{ М}$$

$$M_{C4} := \frac{-0.034 \frac{2}{3} l_3}{l_2 + l_3} = -0.01 \text{ М}$$

Для **перерізу D** визначимо ординати  $M_{D1} - M_{D4}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{D1} := \frac{-0.045 \frac{2}{3} l_1}{l_1 + l_2} = -0.01 \text{ М}$$

$$M_{D2} := \frac{-0.045 \left( l_1 + \frac{1}{3} l_2 \right)}{l_1 + l_2} = -0.025 \text{ М}$$

$$M_{D3} := \frac{-0.045 \left( l_1 + \frac{2}{3} l_2 \right)}{l_1 + l_2} = -0.035 \text{ М}$$



$$M_{D4} := \frac{-0.045 \frac{2}{3} \cdot l_3}{l_3} = -0.03 \text{ M}$$

**Визначимо прогин у перерізі С:**

$$f_{yC} = \sum_1^{i=4} \frac{\omega_i \cdot M_{Ci}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_1 \cdot M_{C1} + \omega_2 \cdot M_{C2} + \omega_3 \cdot M_{C3} + \omega_4 \cdot M_{C4});$$

Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD:

$$f_{yC} := \frac{1}{EJ} \cdot (0.502 \cdot 0.023 - 4.11 \cdot 0.028 + 1.057 \cdot 0.022 + 0.885 \cdot 0.01) = -8.987 \times 10^{-6} \text{ м}$$

**Визначимо прогин у перерізі D:**

$$f_{yD} = \sum_1^{i=4} \frac{\omega_i \cdot M_{Di}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_1 \cdot M_{D1} + \omega_2 \cdot M_{D2} + \omega_3 \cdot M_{D3} + \omega_4 \cdot M_{D4});$$

Розрахунки зробимо за допомогою системи MathCAD:

$$f_{yD} := \frac{1}{EJ} \cdot (0.502 \cdot 0.01 - 4.11 \cdot 0.025 + 1.057 \cdot 0.035 + 0.885 \cdot 0.03) = -4.301 \times 10^{-6} \text{ м}$$

**Горизонтальна площа.**

Розіб'ємо епюру **еп.**  $M_y$  (рис. 2.1, е) на прості фігури, площі яких позначимо  $\omega_5, \omega_6, \omega_7, \omega_8$ . Визначимо значення площ фігур  $\omega_i$ :

$$\omega_5 = \frac{1}{2} l_1 \cdot h = -3,636 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_6 = l_2 \cdot b = -13,562 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_7 = \frac{1}{2} l_2 \cdot h = -4,32 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_8 = \frac{1}{2} l_3 \cdot h = -9,33 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Визначення площ фігур  $\omega_5 - \omega_6$  за допомогою системи MathCAD:

$$\omega_5 := \frac{-l_1 \cdot 163.4}{2} = -3.636 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_6 := -l_2 \cdot 163.4 = -13.562 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_7 := \frac{-l_2 \cdot (267.5 - 163.4)}{2} = -4.32 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega_8 := \frac{-l_3 \cdot 268.5}{2} = -9.33 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Позначимо для цих фігур центри ваги  $c_5, c_6, c_7, c_8$  та визначимо їх положення (рис. 2.1, е).

Визначимо ординати  $M_{c_i}$  під центрами ваги вказаних фігур на еп.  $M_{\bar{M}_C}$  та еп.  $M_{\bar{M}_D}$  (рис. 2.1, в і г):

Для **перерізу С** визначимо ординати  $M_{C5} - M_{C8}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{C5} := \frac{-0.034 \cdot \frac{2}{3} \cdot l_1}{l_1} = -0.023 \text{ М}$$

$$M_{C6} := \frac{-0.034(0.5 \cdot l_2 + l_3)}{(l_2 + l_3)} = -0.025 \text{ М}$$

$$M_{C7} := \frac{-0.034 \left( \frac{1}{3} \cdot l_2 + l_3 \right)}{(l_2 + l_3)} = -0.022 \text{ М}$$

$$M_{C8} := \frac{-0.034 \cdot \frac{2}{3} \cdot l_3}{l_2 + l_3} = -0.01 \text{ М}$$

Для **перерізу D** визначимо ординати  $M_{D5} - M_{D8}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{D5} := \frac{-0.045 \cdot \frac{2}{3} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = -0.01 \text{ М}$$

$$M_{D6} := \frac{-0.045(0.5 \cdot l_2 + l_1)}{(l_1 + l_2)} = -0.03 \text{ М}$$

$$M_{D7} := \frac{-0.045\left(l_1 + \frac{2}{3}l_2\right)}{l_1 + l_2} = -0.035 \text{ М}$$

$$M_{D8} := \frac{-0.045 \cdot \frac{2}{3} \cdot l_3}{l_3} = -0.03 \text{ М}$$

**Визначимо прогин у перерізі С:**

$$f_{xC} = \sum_{i=5}^{i=8} \frac{\omega_i \cdot M_{Ci}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_5 \cdot M_{C5} + \omega_6 \cdot M_{C6} + \omega_7 \cdot M_{C7} + \omega_8 \cdot M_{C8})$$

$$f_{xC} := \frac{1}{EJ} \cdot (3.636 \cdot 0.023 + 13.563 \cdot 0.025 + 4.32 \cdot 0.022 + 9.33 \cdot 0.01) = 7.688 \times 10^{-5} \text{ м}$$

**Визначимо прогин у перерізі D:**

$$f_{xD} = \sum_{i=5}^{i=8} \frac{\omega_i \cdot M_{Di}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_5 \cdot M_{D5} + \omega_6 \cdot M_{D6} + \omega_7 \cdot M_{D7} + \omega_8 \cdot M_{D8})$$

$$f_{xD} := \frac{1}{EJ} \cdot (3.636 \cdot 0.01 + 13.563 \cdot 0.03 + 4.32 \cdot 0.035 + 9.33 \cdot 0.03) = 1.1 \times 10^{-4} \text{ м}$$

**Знайдемо повні лінійні переміщення у точках С і D:**

$$f_C = \sqrt{(f_{yC})^2 + (f_{xC})^2} = \sqrt{(-0,00002194)^2 + (0,0001877)^2}$$

$$= 0,000189 \text{ м}$$

$$f_D = \sqrt{(f_{yD})^2 + (f_{xD})^2} = \sqrt{(-0,0000105)^2 + (0,0002686)^2}$$

$$= 0,00027 \text{ м}$$

**Визначення повних лінійних переміщень у точках С і D за допомогою системи MathCAD:**

$$f_c := \sqrt{(f_{yC})^2 + (f_{xC})^2} = 7.74 \times 10^{-5} \text{ м}$$

$$f_D := \sqrt{(f_{yD})^2 + (f_{xD})^2} = 1.101 \times 10^{-4} \text{ м}$$

### 6.2.2 Розрахунок кутів повороту в опорах **A** і **B**

Для визначення кутових переміщень  $\theta_A$  і  $\theta_B$  в перерізах **A** і **B** необхідно прикласти у цих перерізах одиничні моменти  $\bar{M} = 1$ . Отримаємо два одиничних стана: у перерізі **A** від  $\bar{M}_A = 1$ , у перерізі **B** від  $\bar{M}_B = 1$  (рис.2.1, ж і з). Побудуємо епюри згинальних моментів для цих станів **еп.**  $M_{\bar{M}_C}$  та **еп.**  $M_{\bar{M}_D}$  (рис. 2.1, и і к).

Розглянемо визначення кутових переміщень також у двох площинах: вертикальній та горизонтальній.

#### **Вертикальна площина.**

Визначимо значення ординат  $M'_{ci}$  під центрами ваги фігур  $\omega_1 - \omega_4$  на **еп.**  $M_{\bar{M}_A}$  та **еп.**  $M_{\bar{M}_B}$  (рис. 2.1, и і к).

Для **перерізу A** визначимо ординати  $M_{A1} - M_{A4}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{A1} := \frac{-\left(L - \frac{2}{3}l_1\right)}{L} = -0.849$$

$$M_{A2} := \frac{-\left(\frac{2}{3}l_2 + l_3\right)}{L} = -0.634$$

$$M_{A3} := \frac{-\left(\frac{1}{3}l_2 + l_3\right)}{L} = -0.493$$

$$M_{A4} := \frac{\frac{-2}{3}l_3}{L} = -0.235$$

Для **перерізу В** визначимо ординати  $M_{B1} - M_{B4}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{B1} := \frac{\frac{-2}{3}l_1}{L} = -0.151$$

$$M_{B2} := \frac{-\left(\frac{1}{3}l_2 + l_1\right)}{L} = -0.366$$

$$M_{B3} := \frac{-\left(\frac{2}{3}l_2 + l_1\right)}{L} = -0.507$$

$$M_{B4} := \frac{-\left(L - \frac{2}{3}l_3\right)}{L} = -0.765$$

Визначимо кут повороту в **перерізі А**:

$$\theta_{yA} = \sum_1^{i=4} \frac{\omega_i \cdot M'_{ci}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_1 \cdot M_{A1} + \omega_2 \cdot M_{A2} + \omega_3 \cdot M_{A3} + \omega_4 \cdot M_{A4})$$

$$\theta_{yA} := \frac{1}{EJ} \cdot (0.502 \cdot 0.849 + 4.11 \cdot 0.634 + 1.057 \cdot 0.493 + 0.885 \cdot 0.235) = 4.732 \times 10^{-4} \text{ рад}$$

Визначимо кут повороту в **перерізі В**:

$$\theta_{yB} = \sum_1^{i=4} \frac{\omega_i \cdot M'_{ci}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_1 \cdot M_{B1} + \omega_2 \cdot M_{B2} + \omega_3 \cdot M_{B3} + \omega_4 \cdot M_{B4})$$

$$\theta_{yB} := \frac{1}{EJ} \cdot (0.502 \cdot 0.151 + 4.11 \cdot 0.366 + 1.057 \cdot 0.507 + 0.885 \cdot 0.765) = 3.514 \times 10^{-4} \text{ рад}$$

**Горизонтальна площа.**

Визначимо значення ординат  $M'_{ci}$  під центрами ваги фігур  $\omega_5 - \omega_8$  на **еп.**  $M_{\bar{M}_A}$  та **еп.**  $M_{\bar{M}_B}$  (рис. 2.1, и і к).

Позначимо відстань між опорами  $L$  та визначимо її значення:

$$L = l_1 + l_2 + l_3 = 0,197 \text{ м}$$

Для **перерізу А** визначимо ординати ординати  $M_{A5} - M_{A8}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{A5} := \frac{-\left(L - \frac{2}{3}l_1\right)}{L} = -0.849$$

$$M_{A6} := \frac{-(0.5l_2 + l_3)}{L} = -0.563$$

$$M_{A7} := \frac{-\left(\frac{1}{3}l_2 + l_3\right)}{L} = -0.493$$

$$M_{A8} := \frac{\frac{-2}{3}l_3}{L} = -0.235$$

Для **перерізу В** визначимо ординати  $M_{B5} - M_{B8}$  за допомогою системи MathCAD:

$$M_{B5} := \frac{\frac{-2}{3}l_1}{L} = -0.151$$

$$M_{B6} := \frac{-(0.5 \cdot l_2 + l_1)}{(L)} = -0.437$$

$$M_{B7} := \frac{-\left(\frac{2}{3}l_2 + l_1\right)}{L} = -0.507$$

$$M_{B8} := \frac{-\left(L - \frac{2}{3}l_3\right)}{L} = -0.765$$

Визначимо кут повороту у **перерізі А**:

$$\theta_{xA} = \sum_5^{i=8} \frac{\omega_i \cdot M'_{Ai}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_5 \cdot M_{A5} + \omega_6 \cdot M_{A6} + \omega_7 \cdot M_{A7} + \omega_8 \cdot M_{A8})$$

$$\theta_{xA} := \frac{1}{EJ} \cdot (3.636 \cdot 0.849 + 13.563 \cdot 0.563 + 4.32 \cdot 0.493 + 9.33 \cdot 0.235) = 1.893 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Визначимо кут повороту у **перерізі В**:

$$\theta_{xB} = \sum_{i=5}^{i=8} \frac{\omega_i \cdot M'_{Bi}}{E \cdot J_x} = \frac{1}{E \cdot J_x} (\omega_5 \cdot M_{D5} + \omega_6 \cdot M_{D6} + \omega_7 \cdot M_{D7} + \omega_8 \cdot M_{D8})$$

$$\theta_{xB} := \frac{1}{EJ} \cdot (3.636 \cdot 0.151 + 13.563 \cdot 0.366 + 4.32 \cdot 0.507 + 9.33 \cdot 0.765) = 1.867 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Знайдемо повні кутові переміщення у **точках А і В**:

$$\theta_A = \sqrt{(\theta_{yA})^2 + (\theta_{xA})^2} = \sqrt{(-0,001155)^2 + (0,0046)^2} = 0,00476 \text{ рад}$$

$$\theta_B = \sqrt{(\theta_{yB})^2 + (\theta_{xB})^2} = \sqrt{(-0,00086)^2 + (0,00456)^2} = 0,00464 \text{ рад}$$

Визначення повних кутових переміщень у **точках А і В** за допомогою системи MathCAD:

$$\theta_A := \sqrt{(\theta_{yA})^2 + (\theta_{xA})^2} = 1.951 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

$$\theta_B := \sqrt{(\theta_{yB})^2 + (\theta_{xB})^2} = 1.9 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

### **6.2.3 Розрахунок на згинальну жорсткість. Уточнення діаметра вала.**

Визначимо допустиме значення прогину:

$$[f] = (1.0 \dots 5,0) \cdot 10^{-4} L, \quad (2.3)$$

де  $L$  – відстань між опорами **А і В**,  $L = 0,197$  м

$$[f] = (3,0) \cdot 10^{-4} \cdot 0,197 = 5,91 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Будемо вважати, що в нерухомій **опорі В** встановлений радіально-упорний кульковий підшипник, в

**рухомий А** - радіальний роликовий. Тоді допустимі кути повороту становитимуть [ДОДАТОК 4, табл.5]:

$$[\theta_A] = 0,0025 \text{ рад}$$

$$[\theta_B] = 0,005 \text{ рад}$$

Перевіримо виконання умов жорсткості:

$$f \leq [f]$$

$$\theta \leq [\theta]$$

- у перерізі А:

$$\theta_A = 0,001951 \text{ рад} > [\theta_A] = 0,0025 \text{ рад}$$

- у перерізі В:

$$\theta_B = 0,0019 \text{ рад} < [\theta_B] = 0,005 \text{ рад}$$

- у перерізі С:

$$f_C = 0,0000774 \text{ м} > [f] = 0,0000591 \text{ м}$$

- у перерізі D:

$$f_D = 0,0001101 \text{ м} > [f] = 0,0000591 \text{ м}$$

Видно, що умови жорсткості вала діаметром  $d=30\text{мм}$  не виконуються як щодо прогину (**перерізи С і D**) так і щодо куту повороту (**перерізи А і В**).

Уточнимо діаметр валу:

$$d'_{\text{розр}} = d \sqrt[4]{\frac{f}{[f]}} \quad (2.4)$$

$$d''_{\text{розр}} = d \sqrt[4]{\frac{\theta}{[\theta]}} \quad (2.5)$$

- у перерізі А:

$$d_A = d \sqrt[4]{\frac{\theta_A}{[\theta_A]}} = 30 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,004046}{[0,0025]}} = 23,7 \text{ мм}$$



- у перерізі В:

$$d_B = d \sqrt[4]{\frac{\theta_B}{[\theta_B]}} = 30 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,00394}{[0,005]}} = 28 \text{ мм}$$

- у перерізі С:

$$d_C = d \sqrt[4]{\frac{f_C}{[f]}} = 30 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,00016}{0,0000591}} = 32,1 \text{ мм}$$

- у перерізі D:

$$d_D = d \sqrt[4]{\frac{f_D}{[f]}} = 30 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,00023\text{м}}{0,0000591}} = 35,05\text{мм}$$

Діаметр з умови жорсткості приймемо:

$$d_{\text{розр}} = \max\{28; 23,7; 32,1; 35,05\} = 35,05\text{мм}$$

Округлимо діаметр відповідно до ГОСТ 6636-86 [ДОДАТОК 4, табл. 3]. Приймаємо розрахунковий діаметр у **перерізі D** під шестернею:

$$d_{\text{розр}} = 36 \text{ мм.}$$

Діаметри інших ступенів валу визначимо виходячи з конструктивних особливостей. Округлення зробимо виходячи зі стандартного ряду діаметрів [ДОДАТОК 4, табл.3] під підшипники, або з ряду нормальних лінійних розмірів [ДОДАТОК 4, табл.4].

**Висновок:** Визначено діаметр вала із умови статичної жорсткості, який забезпечить надійну роботу вала, як за умовою міцності, так і за умовами жорсткості.

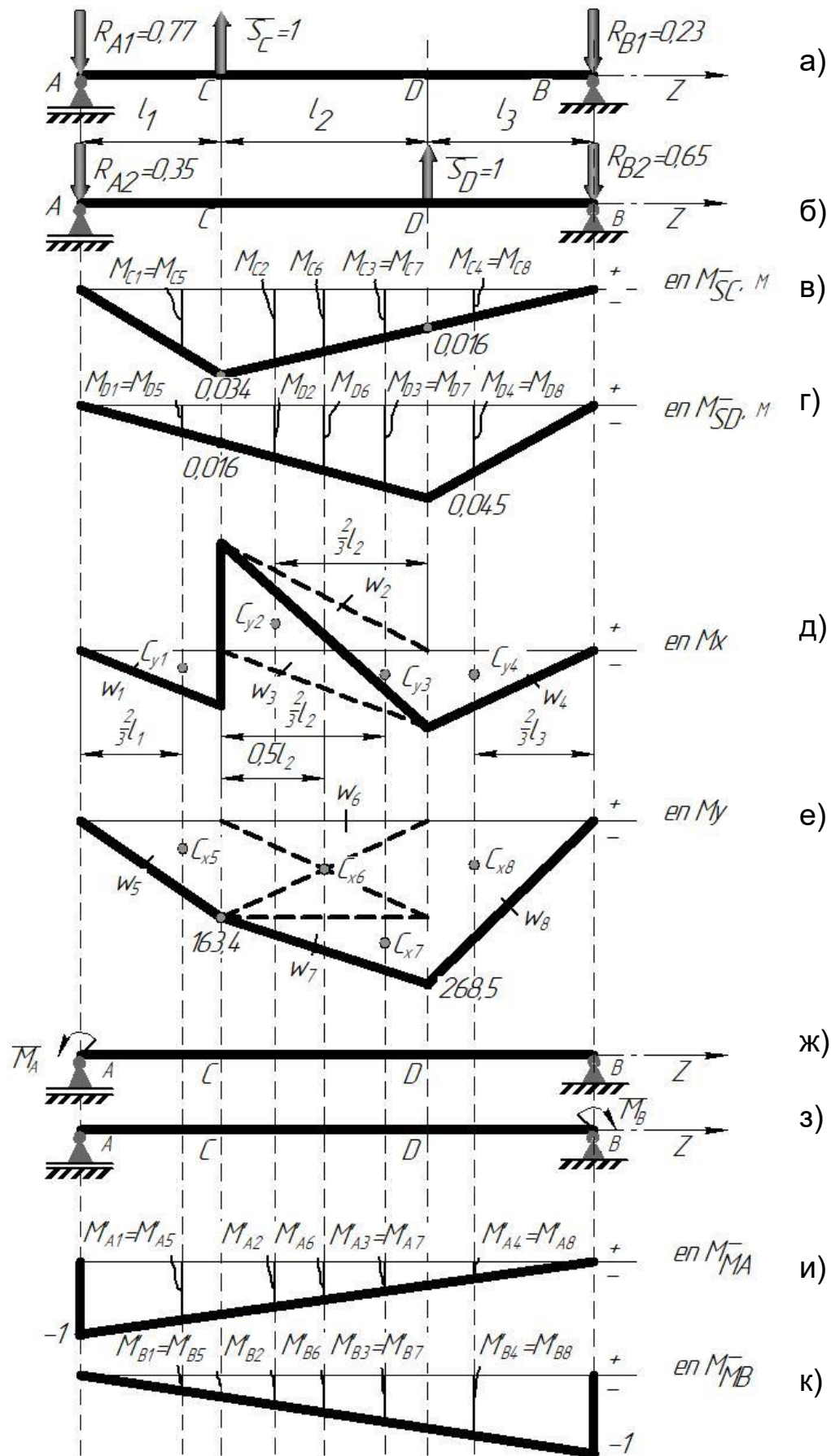


Рисунок 2.1 – До розрахунку вала на жорсткість.

### 6.3 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ

Виконаємо розрахунок вала на міцність від утоми у небезпечному перерізі D – в місці встановлення шестерні, де діаметр вала  $d = 36$  мм

Виберемо характеристики матеріалу 40Х [ДОДАТОК 4, табл.2]:

Границя міцності:  $\sigma_{\text{мц}} = 630$  МПа.

Границя текучості:  $\sigma_{\text{T}} = 330$  МПа.

Границя текучості при крученні:  $\tau_{\text{T}} = 200$  МПа.

Границя витривалості на згин:  $\sigma_{-1} = 310$  МПа

Границя витривалості на кручення:  $\tau_{-1} = 180$  МПа.

#### 6.3.1 Вибір типу з'єднання в небезпечному перерізі вала. Конструювання ділянок вала.

У небезпечному перерізі D (шестерня). Посадка шестерні з натягом – шпонкове з'єднання (рис. 3.1).

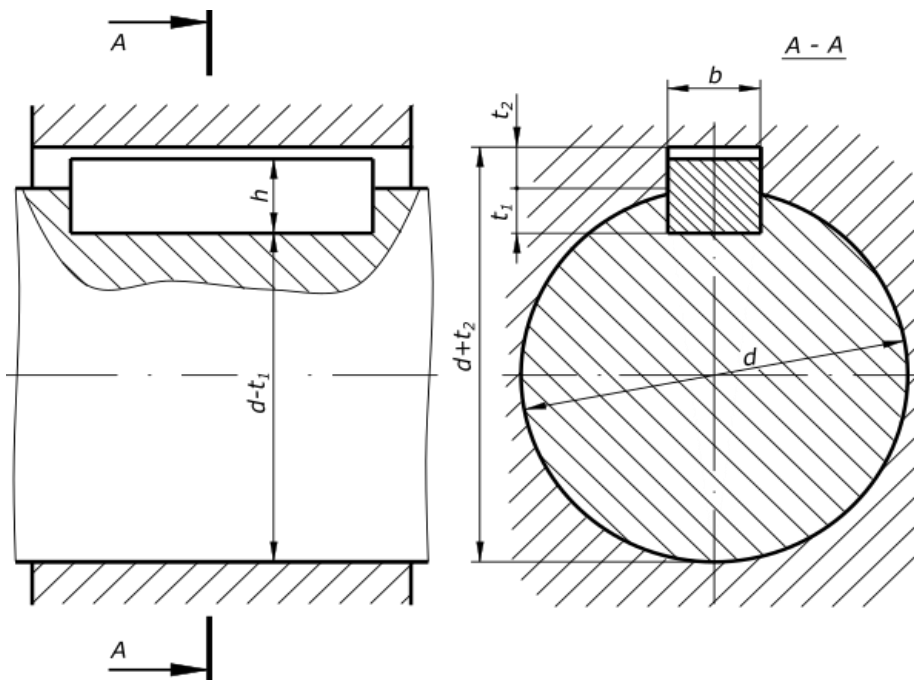


Рисунок 3.1 – Посадка шестерні.

**Визначимо основні розміри вала у небезпечному перерізі *D*:**

- діаметр упорного буртика визначаємо із залежності:

$$d_1 = d + 2t \quad (3.1)$$

де  $t$  – висота заплічника:

$$t \geq 2f,$$

де  $f$  – розмір фаски, [ДОДАТОК 4, табл. 6],  $f = 2,5$  мм

$$d_1 = d + 2t = 36 + 2 \cdot 2 \cdot 2,5 = 46 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_1$  відповідно до нормального ряду [ДОДАТОК 4, табл.3],  $d_1 = 45$  мм.

- радіус галтельного переходу [ДОДАТОК 4, табл.5],  $r = 2,0$  мм;
- розмір шпонкового паза за ГОСТ 23360-78 або [ДОДАТОК 5, табл.1] для діаметра вала  $d = 36$  мм:  
 $b = 10$  мм  $h = 8$  мм.

У розрахунках приймемо  $d_1 = 45$  мм;  $r = 2,0$  мм.

**Визначення кількості розрахункових перерізів і концентраторів напружень в перерізі *D* (рис. 3.2):**

- галтельний перехід (переріз 1-1);
- з'єднання шпонкою (переріз 2-2);
- посадка колеса із натягом (переріз 3-3).

Таким чином, в місці посадки шестерні маємо три розрахункових перерізи.

### ***6.3.2 Розрахунок параметрів циклу для нормальних і дотичних напружень у небезпечному перерізі.***

**Вихідні дані для розрахунку:**

Розглянемо небезпечний переріз валу *D*, де діють:

поздовжня сила  $N = -950$  Н;

згинальний момент  $M_{зг} = 269,7$  Н·м;

крутильний момент  $M_{кр} = 307,8$  Н·м.

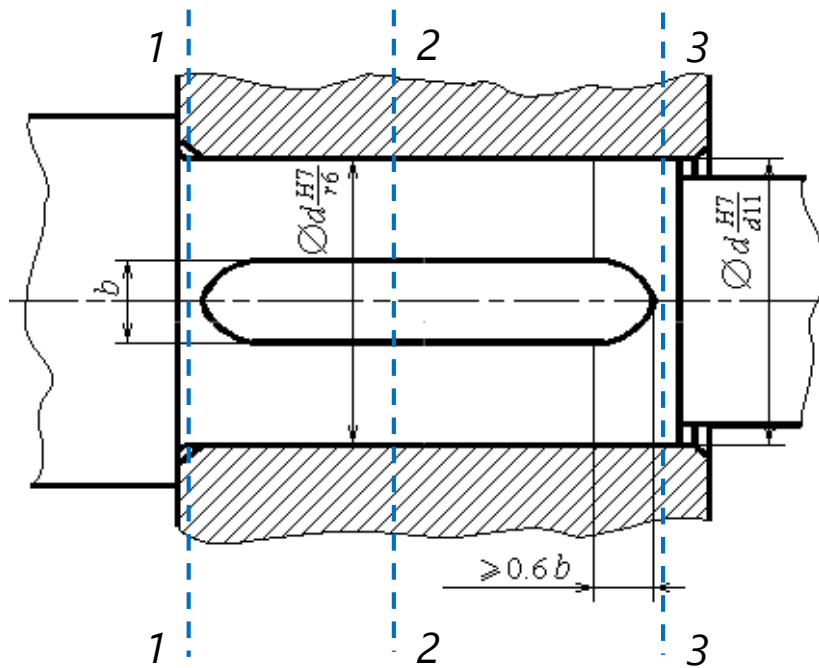


Рис. 3.2 – Ескіз ділянки вала із вказаними розрахунковими перерізами.

На зовнішніх волокнах вала виникають найбільші нормальні напруження від згину  $\sigma_{\max \text{зг}} = \sigma_{\text{зг}}$ , від стиску  $\sigma_{\max \text{ст}} = \sigma_{p\text{-ст}}$  та дотичні напруження від кручення  $\tau_{\max} = \tau$ :

$$\sigma_{\max \text{зг}} = \sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_x}, \quad (3.2)$$

$$\sigma_{\max p\text{-ст}} = \sigma_{p\text{-ст}} = \frac{N}{A}, \quad (3.3)$$

$$\sigma_{\max \text{зг}} = \sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_x}, \quad (3.4)$$

При цьому нормальні напруження  $\sigma$  змінюються за асиметричним циклом (рис. 3.3, а) з амплітудою  $\sigma_\alpha = \sigma_{\text{зг}}$  і середнім напруженням  $\sigma_m = \sigma_{p\text{-ст}}$ .

Дотичні напруження змінюються по пульсуючому циклу (рис.3.3, б) з амплітудою  $\tau_\alpha = \frac{\tau}{2}$  і середнім напруженням  $\tau_m = \frac{\tau}{2}$ . Звідки  $\tau_\alpha = \tau_m$ .

**Визначасмо геометричні характеристики перерізу D:**

**Переріз 1-1.** Для діаметра  $d_1 = 45\text{мм}$ .

- площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 45^2}{4} = 1590\text{мм}^2$$

- осьовий момент опору перерізу:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 45^3}{32} = 8946\text{мм}^3$$

- полярний момент опору перерізу:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 45^3}{16} = 17890\text{мм}^3$$

**Переріз 2-2.** Для діаметра  $d = 36\text{мм}$  послабленого шпонковим пазом  $b \times h = 10 \times 8$  [ДОДАТОК 4, табл.7]:

- площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} - \left(b \cdot \frac{h}{2}\right) = \frac{\pi \cdot 36^2}{4} - \left(10 \cdot \frac{8}{2}\right) = 978\text{мм}^2$$

- осьовий момент опору перерізу:  $W_x = 4010 \text{ мм}^3$
- полярний момент опору перерізу:  $W_p = 8590 \text{ мм}^3$

**Переріз 3-3.** Для діаметра  $d = 36\text{мм}$

- площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 36^2}{4} = 1018\text{мм}^2$$

- осьовий момент опору перерізу:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4580\text{мм}^3$$

- полярний момент опору перерізу:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 35^3}{16} = 9161 \text{ мм}^3$$

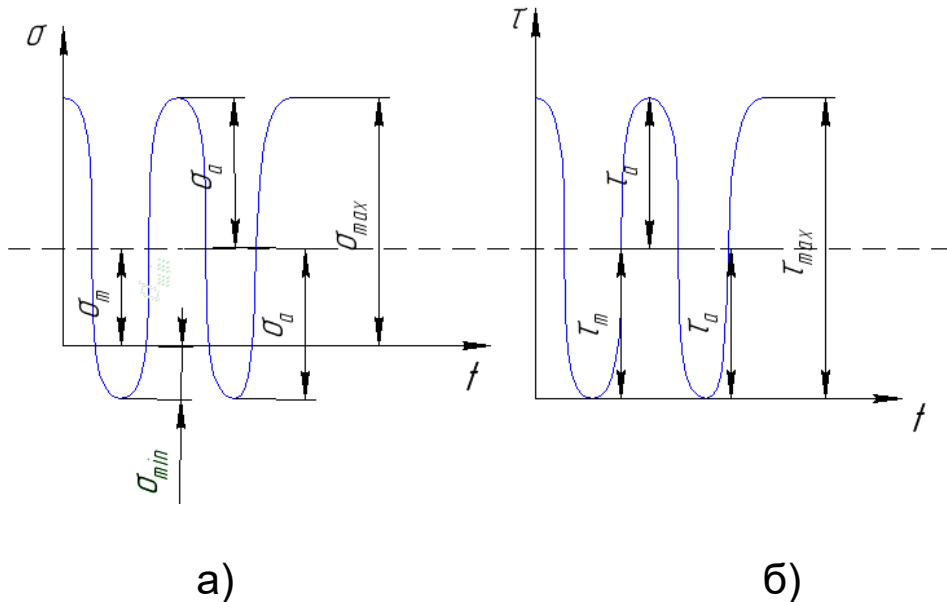


Рисунок 3.3 – Цикли зміни напружень:  
а) асиметричний цикл; б) пульсуючий цикл.

### Визначасмо характеристики циклів змінних напружень

**Переріз 1-1.** Для діаметра  $d_1 = 45 \text{ мм}$ .

Напруження згину:

$$\sigma_{\text{max зг } 1} = \sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_x} = \frac{269,7 \cdot 10^3}{8946} = 30,147 \text{ МПа}$$

Напруження розтягу (стиску):

$$\sigma_{\text{max p-ст } 1} = \sigma_{\text{p-ст}} = \frac{N}{A} = \frac{-950}{1590} = -0,597 \text{ МПа}$$

Амплітуда нормальних напружень:

$$\sigma_{\alpha 1} = \sigma_{\text{зг}} = 30,147 \text{ МПа}$$

Середнє напруження:

$$\sigma_{m1} = \sigma_{p-ст} = -0,597 \text{ МПа}$$

Нормальні максимальні і мінімальні напруженням визначаються відповідно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зг} + \sigma_{p-ст} = 30,744 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{зг} - \sigma_{p-ст} = 29,55 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження кручення становлять:

$$\tau_{\max 1} = \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{307,8 \cdot 10^3}{17890} = 17,2 \text{ МПа}$$

Амплітуда дотичних напружень:

$$\tau_{m1} = \tau_{\alpha 1} = \frac{\tau_{\max}}{2} = 8,601 \text{ МПа}$$

**Переріз 2-2.** Для діаметра  $d = 36$ мм послабленого шпонковим пазом.

Напруження згину:

$$\sigma_{\max зг 2} = \sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x} = \frac{269,7 \cdot 10^3}{4010} = 67,26 \text{ МПа}$$

Напруження розтягу (стиску):

$$\sigma_{\max p-ст 2} = \sigma_{p-ст} = \frac{N}{A} = \frac{950}{978} = 0,97 \text{ МПа}$$

Амплітуда нормальних напружень:

$$\sigma_{\alpha 2} = \sigma_{зг} = 67,26 \text{ МПа}$$

Середнє напруження:

$$\sigma_{m2} = \sigma_{p-ст} = 0,97 \text{ МПа}$$

Нормальні максимальні і мінімальні напруженням визначаються відповідно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зг} + \sigma_{p-ст} = 68,23 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{зг} - \sigma_{p-ст} = 66,29 \text{ МПа}$$



Дотичні напруження кручення становлять:

$$\tau_{max2} = \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{307,8 \cdot 10^3}{8590} = 35,83 \text{ МПа}$$

Амплітуда дотичних напружень:

$$\tau_{m2} = \tau_{\alpha2} = \frac{\tau_{max}}{2} = 17,92 \text{ МПа}$$

**Переріз 3-3.** Для діаметра  $d = 36 \text{ мм}$

Напруження згину:

$$\sigma_{maxзг2} = \sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x} = \frac{269,7 \cdot 10^3}{4580} = 59 \text{ МПа}$$

Напруження розтягу (стиску):

$$\sigma_{maxp-ст2} = \sigma_{p-ст} = \frac{N}{A} = \frac{-950}{1018} = -0,933 \text{ МПа}$$

Амплітуда нормальних напружень:

$$\sigma_{\alpha2} = \sigma_{зг} = 59 \text{ МПа}$$

Середнє напруження:

$$\sigma_{m2} = \sigma_{p-ст} = 0,933 \text{ МПа}$$

Нормальні максимальні і мінімальні напруженням визначаються відповідно:

$$\sigma_{max} = \sigma_{зг} + \sigma_{p-ст} = 59,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{зг} - \sigma_{p-ст} = 57,947 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження кручення становлять:

$$\tau_{max2} = \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{307,8 \cdot 10^3}{9161} = 33,6 \text{ МПа}$$

Амплітуда дотичних напружень:

$$\tau_{m2} = \tau_{\alpha2} = \frac{\tau_{max}}{2} = 16,8 \text{ МПа}$$

### **6.3.3 Вибір коефіцієнтів, що враховують концентрацію напружень, розміри валу, якість обробки поверхні, технологію зміцнення.**

Прийmemo коефіцієнти чутливості матеріалу марки 40Х до асиметрії циклу по нормальних і дотичних напруженнях відповідно [ДОДАТОК 4, табл.8]:

$$\psi_{\sigma} = 0,05; \quad \psi_{\tau} = 0;$$

Визначимо коефіцієнти, що враховують концентрацію напружень, розмір валу та якість обробки поверхні для небезпечного перерізу **D**:

**Переріз 1-1:** галтельний перехід (для  $d = 45$  мм).

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень визначаємо при:

$$\frac{d_1}{d} = \frac{45}{36} = 1,25;$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2,0}{36} = 0,055$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень під час згину  $K_{\sigma} = 1,97$  та під час кручення  $K_{\tau} = 1,45$  [ДОДАТОК 4, табл. 9].

Галтельний (радіусний) перехід оброблюється тонким точінням, тому коефіцієнт впливу якості поверхні приймаємо  $K_F = 0,88$  [ДОДАТОК 4, табл. 10].

Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі приймаємо  $K_d = 0,61$  (легована сталь із концентратором) [ДОДАТОК 4, табл. 11]. Значення коефіцієнта знаходимо методом інтерполяції.

**Переріз 2-2:** з'єднання шпонкою (для  $d = 36$  мм).

Розмір шпонкового паза відповідно до ГОСТ 23360-78: ширина  $b = 10$  мм, висота  $h = 8$  мм.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень під час згину  $K_\sigma = 1,76$  та під час кручення  $K_\tau = 1,54$  [ДОДАТОК 4, табл. 12]

З'єднання шпонкою (тонке точіння) коефіцієнт впливу якості поверхні приймаємо  $K_F = 0,88$  [ДОДАТОК 4, табл. 10].

Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі приймаємо  $K_d = 0,672$  (легована сталь із концентратором) [ДОДАТОК 4, табл. 11].

**Переріз 3-3:** посадка шестерні на вал із натягом (для  $d = 36$  мм).

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень під час згину  $K_\sigma = 2,065$  та під час кручення  $K_\tau = 1,65$  [ДОДАТОК 4, табл. 14].

Посадка шестерні із натягом (тонке точіння) коефіцієнт впливу якості поверхні приймаємо  $K_F = 0,88$  [ДОДАТОК 4, табл. 10].

Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі приймаємо  $K_d = 0,672$  (легована сталь із концентратором) [ДОДАТОК 4, табл. 11].

#### **6.3.4 Розрахунок коефіцієнта запасу міцності на втомну.**

Для небезпечного **перерізу D** коефіцієнт запасу міцності розрахуємо за нормальними  $S_\sigma$  і дотичним  $S_\tau$  напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_F \cdot K_d} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m\right)} \quad (3.5)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_F \cdot K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m\right)} \quad (3.6)$$

### Переріз 1-1:

$$S_{\sigma 1} = \frac{310}{\left(30 \cdot \frac{1,97}{0,88 \cdot 0,61} + 0,05 \cdot 0,6\right)} = 2,8$$

$$S_{\tau 1} = \frac{180}{\left(8,6 \cdot \frac{1,45}{0,88 \cdot 0,61} + 0 \cdot 8,6\right)} = 7,75$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_{\sigma 1} := \frac{\sigma_1}{\frac{K_{\sigma 1}}{\sigma_{\alpha 1} \cdot \frac{K_{F1} \cdot K_{d1}}{K_{F1} \cdot K_{d1}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m1}}} = 2.8$$

$$S_{\tau 1} := \frac{\tau_1}{\frac{K_{\tau 1}}{\tau_{\alpha 1} \cdot \frac{K_{F1} \cdot K_{d1}}{K_{F1} \cdot K_{d1}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m1}}} = 7.75$$

### Переріз 2-2:

$$S_{\sigma 2} = \frac{310}{\left(67.26 \cdot \frac{1,76}{0,88 \cdot 0,672} + 0,05 \cdot 0,97\right)} = 1,55$$

$$S_{\tau 2} = \frac{180}{\left(17.92 \cdot \frac{1,54}{0,88 \cdot 0,672} + 0 \cdot 17.92\right)} = 3,6$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_{\sigma 2} := \frac{\sigma_1}{\frac{K_{\sigma 2}}{\sigma_{\alpha 2} \cdot \frac{K_{F2} \cdot K_{d2}}{K_{F2} \cdot K_{d2}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m2}}} = 1.55$$

$$S_{\tau 2} := \frac{\tau_1}{\frac{K_{\tau 2}}{\tau_{\alpha 2} \cdot \frac{K_{F2} \cdot K_{d2}}{K_{F2} \cdot K_{d2}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m2}}} = 3.86$$

**Переріз 3-3:**

$$S_{\sigma 3} = \frac{310}{\left(58,8 \cdot \frac{2,065}{0,88 \cdot 0,672} + 0,05 \cdot 0,93\right)} = 1,51$$

$$S_{\tau 3} = \frac{180}{\left(16,8 \cdot \frac{1,65}{0,88 \cdot 0,672} + 0 \cdot 16,8\right)} = 3,84$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_{\sigma 3} := \frac{\sigma_1}{\frac{K_{\sigma 3}}{\sigma_{\alpha 3} \cdot \frac{K_{F3} \cdot K_{d3}}{K_{F3} \cdot K_{d3}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m3}}} = 1.51$$

$$S_{\tau 3} := \frac{\tau_1}{\frac{K_{\tau 3}}{\tau_{\alpha 3} \cdot \frac{K_{F3} \cdot K_{d3}}{K_{F3} \cdot K_{d3}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m3}}} = 3.84$$

### ***6.3.5 Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності. Перевірка міцності вала.***

Умова міцності на втому має вигляд:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (3.7)$$

де:  $s$  – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності на втому, розраховується для кожного перерізу небезпечної ділянки вала;

$[s]$  – допустиме значення коефіцієнта запасу міцності на втому, з навчальною метою приймається  $[s] = 1,75$  [5].

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності на втому для кожного перерізу небезпечної ділянки **D**.

### Переріз 1-1:

$$S_1 = \frac{S_{\sigma 1} S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} = \frac{2,8 \cdot 7,75}{\sqrt{2,8^2 + 7,75^2}} = 2,63$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_1 := \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{(S_{\sigma 1})^2 + (S_{\tau 1})^2}} = 2.63$$

$$S_1 = 2,63 > [S] = 1,7$$

Отже, в даному перерізі умова міцності на втому виконується.

### Переріз 2-2:

$$S_2 = \frac{S_{\sigma 2} S_{\tau 2}}{\sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2}} = \frac{1,55 \cdot 3,86}{\sqrt{1,55^2 + 3,86^2}} = 1,44$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_2 := \frac{S_{\sigma 2} \cdot S_{\tau 2}}{\sqrt{(S_{\sigma 2})^2 + (S_{\tau 2})^2}} = 1.44$$

$$S_2 = 1,44 < [S] = 1,7$$

В даному перерізі умова міцності на втому не виконується.

### Переріз 3-3:

$$S_3 = \frac{S_{\sigma 3} S_{\tau 3}}{\sqrt{S_{\sigma 3}^2 + S_{\tau 3}^2}} = \frac{1,51 \cdot 3,84}{\sqrt{1,51^2 + 3,84^2}} = 1,4$$

Виконаємо розрахунки за допомогою системи MathCAD:

$$S_3 := \frac{S_{\sigma 3} \cdot S_{\tau 3}}{\sqrt{(S_{\sigma 3})^2 + (S_{\tau 3})^2}} = 1,4$$

$$S_3 = 1,4 < [S] = 1,7$$

В даному перерізі умова міцності на втому також не виконується.

У перерізі 3-3 отримано найнижче значення коефіцієнта запасу міцності на втому  $S_3 = 1,4$ . Визначимо у скільки разів це значення менше за нормативне:

$$\frac{1,75}{1,4} = 1,25 \text{ рази.}$$

Тобто рівень напружень потрібно знизити у стільки ж разів, а тому потрібно збільшити діаметр вала у  $\sqrt[3]{1,25} = 1,08$  рази.

Остаточного отримаємо (округляючи до стандартного ряду):

$$d = 36 \cdot 1,08 = 38,88 \approx 40 \text{ мм.}$$

Проведемо конструювання 3D моделі вала з використанням системи автоматизованого проектування Solidworks та створимо робоче креслення вала у програмі КОМПАС.

**Висновок:** аналіз отриманих результатів вказує на те, що при  $d = 40 \text{ мм}$  забезпечується статична і втомна міцність, а також жорсткість валу.

## **6.4 МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПРОМІЖНОГО ВАЛА ДВОСТУПЕНЕВОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА**

Перед початком проектування проміжного вала редуктора визначаємо перелік деталей, що на ньому розташовані та типи опор. Ескізне компоувальне креслення проміжного вала починаємо складати виходячи із діаметра вала у небезпечному перерізі, який було визначено у попередньому пункті 6.3.4.

### **Вихідні дані для конструювання:**

діаметр вала під шестернею	$d = 40,0$ мм;
ділильний діаметр швидкохідного колеса	$d_{2ш} = 256,0$ мм;
ділильний діаметр тихохідної шестерні	$d_{1т} = 120,0$ мм;
ширина маточини зубчастого колеса	$b_{2ш} = 50,0$ мм;
ширина тихохідної шестерні	$b_{1т} = 104,0$ мм;
довжина $l_1$	$l_1 = 44,5$ мм;
довжина $l_2$	$l_2 = 83,0$ мм;
довжина $l_3$	$l_3 = 69,5$ мм;
матеріал вала	Сталь 40Х.

Параметри проміжного вала редуктора показані на розрахунковій схемі (рис. 4.1)

### **6.4.1 Визначення діаметрів ділянок вала.**

**Визначення діаметра вала під швидкохідним колесом.** З рисунку 4.1 видно, що діаметр вала під швидкохідним колесом  $d$  має бути таким самим як і діаметр під тихохідною шестернею  $d$ , тобто дорівнювати 36 мм. Це обумовлене тим, що опори (підшипники) на одному валу приймаються однаковими.



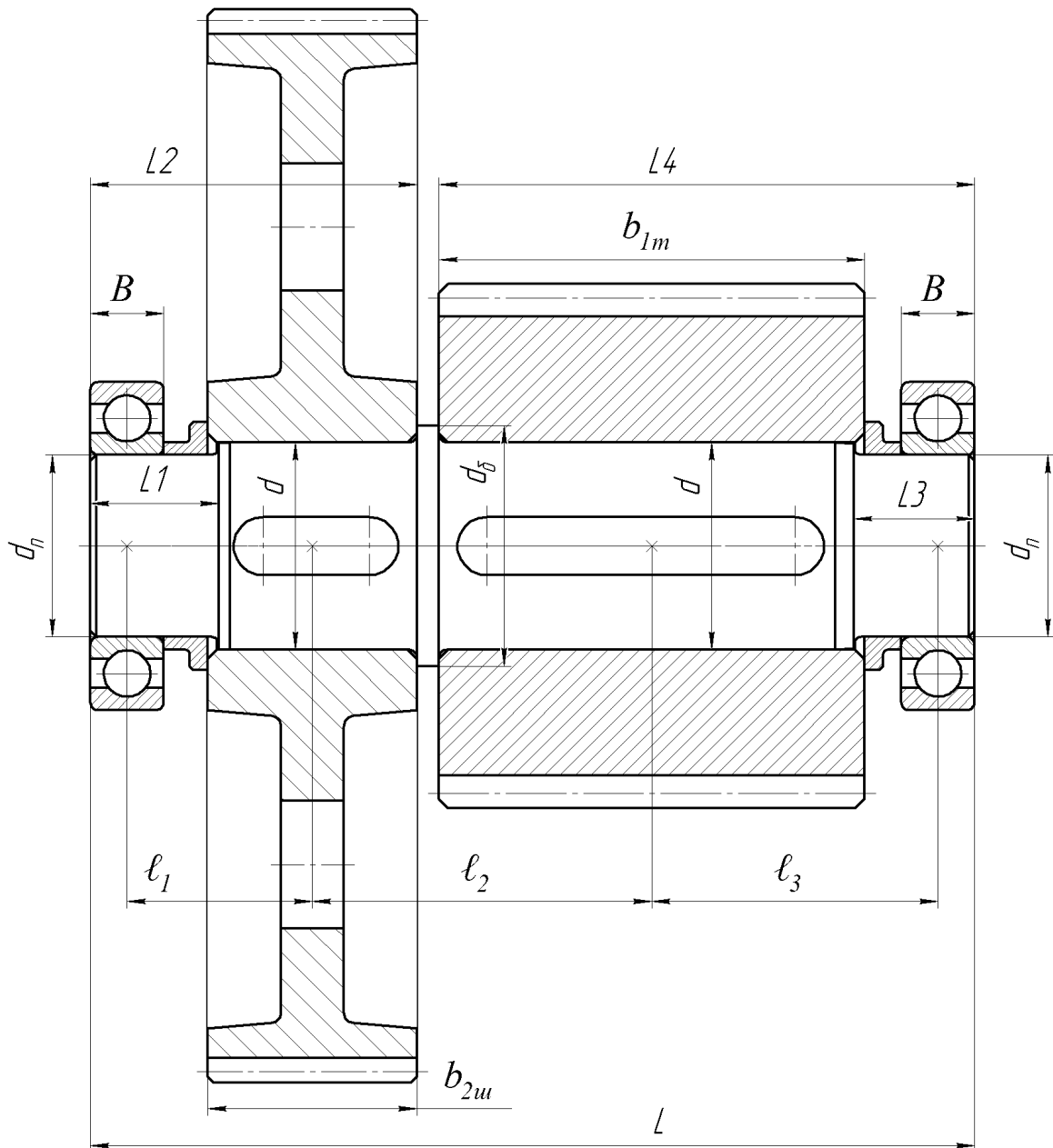


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема проміжного вала редуктора

При цьому на вал під шестерню і колесо встановлюють шпонки для підвищення міцності з'єднання, розміри яких обирають із ДОДАТКА 5 таблиці 1, а посадку в залежності від ширини пазу із ДОДАТКА 5 таблиці 2.

**Визначення діаметрів вала під опорами.** В сучасних редукторах в якості опор застосовують підшипники кочення. Оскільки типи і розрахунки

підшипників кочення будуть вивчатись в курсі дисципліни «Деталі машин», то будемо приймати кулькові радіальні однорядні підшипники відповідно з ДСТУ ГОСТ 8338:2008 «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры» [ДОДАТОК 5, табл. 3].

Для визначення номера підшипника слід знати його внутрішній діаметр, серію діаметрів та серію ширини. Серію ширини рекомендовано приймати такою, що позначається цифрою – «0», а серію діаметрів «особливо легку – 1», або «легку – 2». Слід зауважити, що внутрішні діаметри підшипників, починаючи з 20 мм і вище – кратні 5, окрім випадків, які тут не розглядаються.

**Визначення орієнтовного внутрішнього діаметра підшипника.** Для визначення орієнтовного внутрішнього діаметра підшипника складемо розрахункову схему (рис. 4.2).

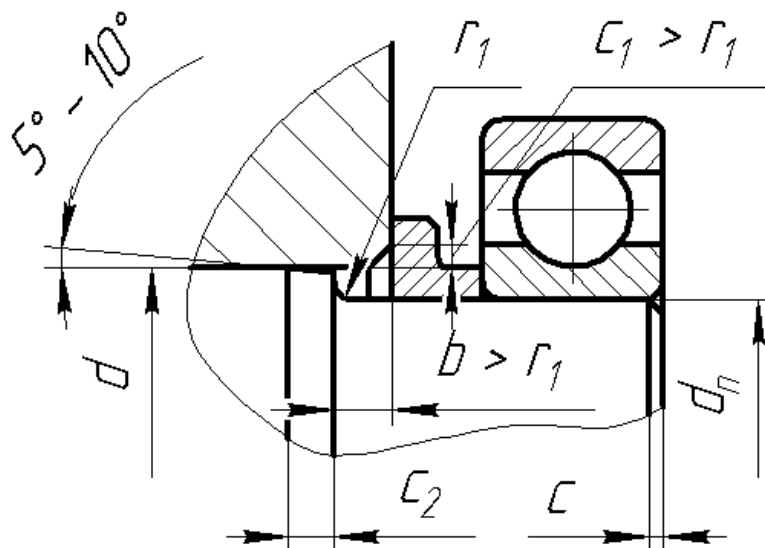


Рисунок 4.2 – До визначення внутрішнього діаметра підшипника.

По рисунку 4.2 складемо формулу для визначення діаметра вала  $d_p$  під підшипником:

$$d_n \leq d - 2 \cdot r_1 - (1 \dots 2), \text{ мм}; \quad (4.1)$$

де  $r_1$  – радіус галтелі на валу, мм;

(1...2) мм – додано на виконання фаски для монтажу зубчастого колеса.

Оскільки радіус галтелі нам не відомий то внутрішній діаметр підшипника будемо обирати орієнтовно. Найближчим меншим до діаметра  $d$  і кратним п'яти буде  $d_n = 35$  мм.

### **Визначення розмірів галтелей і фасок.**

Радіуси закруглень галтелей  $r_1$  та розміри фасок  $f$  приймають згідно з ГОСТ 12080-66 «Циліндричні кінцівки валів» у залежності від діаметра вала [ДОДАТОК 5, табл.6]. Отримаємо розмір галтелі  $r_1 = 2,0$  мм і фаски  $c = 1,6$  мм.

Приймаємо  $r_1 = 2,0$  мм,  $c = 1,6$  мм.

Вхідні фаски ( $c_2$ ), для монтажу зубчастих коліс, обираємо по табл. 3.2 та робимо їх під кутом  $5^\circ$ . Приймаємо  $c_2 = 3$  мм.

### **Визначення внутрішнього діаметра підшипника.**

З формули (4.1) отримаємо формулу для перевірки діаметра під зубчастим колесом:

$$d \geq d_n + 2 \cdot r_1 + (1 \dots 2), \text{ мм}, \quad (4.2)$$

$$40 \geq 35 + 2 \cdot 2,0 + (1 \dots 2) = 40 \dots 41 \text{ мм}$$

Умова виконується, тому залишаємо діаметр вала під підшипник  $d_n = 35$  мм.

Радіуси закруглень галтелей ( $r_1$ ) та розміри фасок ( $c$ ), при цьому, згідно до ГОСТ 12080-66 залишаться без змін. Зробимо перерахунок діаметра вала під підшипник:

$$40 \geq 35 + 2 \cdot 2 + (1 \dots 2) = 40 \dots 41 \text{ мм}.$$

Приймаємо внутрішній діаметра підшипника  $d_n = 35$  мм.

### Визначення геометричних розмірів підшипників.

З огляду на вище викладене приймаємо підшипник кульковий радіальний однорядний [ДОДАТОК 5, табл.3] з серією ширини 0, легкої серії діаметрів 2, у якого  $d = 35$  мм,  $D = 72$  мм,  $B = 17$  мм:

*Підшипник 207 ДСТУ ГОСТ 8338:2008*

### Визначення діаметра буртика.

Для визначення діаметра буртика складемо схему рис. 6.12.

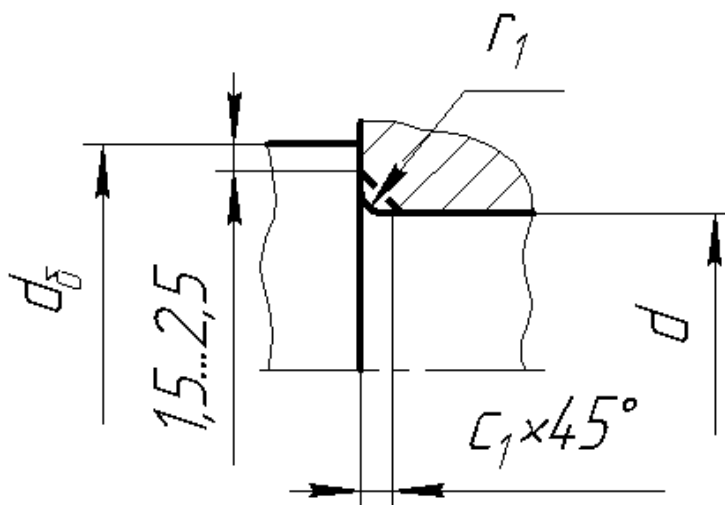


Рисунок 4.3 – До визначення діаметра буртика вала.

Діаметр буртика (заплічника) розраховуємо за формулою:

$$d_6 = d + 2 \cdot c_1 + (3 \dots 5), \text{ мм}; \quad (4.3)$$

де  $c_1$  – фаска на маточині деталі, що встановлюється на вал, мм. Згідно з ГОСТ 10948-64 (ДОДАТОК 5, табл. 4) приймаємо  $c_1 = 2,5$  мм.

$$d_6 = 40 + 2 \cdot 2,5 + (3 \dots 5) = 48 \dots 50 \text{ мм.}$$

Згідно до ДСТУ 4738:2007(ГОСТ 2590-2006) (ДОДАТОК 5, табл. 5) до переважних діаметрів сортового сталевого гарячекатаного круглого прокату відноситься діаметр 50 мм. Приймаємо  $d_6 = 50$  мм.

#### 6.4.2 Визначення довжин ділянок вала.

На довжини ділянок вала впливають ширини зубчастих коліс, ширини підшипників, відстані, на яких прикладені зусилля і реакції в опорах та конструктивні елементи, що виконуються на переходах від меншої ділянки вала до більшої.

Слід звернути увагу на те, що для підвищення зручності монтажу і збереження галтельного переходу, шийку вала під колесом роблять коротшою, за довжину маточини колеса, на розмір не менший ніж розмір галтелі  $r_1$ . Відповідно довжину шипа вала слід подовжити на цей розмір (зазвичай довжину шипа округляють до найближчого цілого в більшу сторону).

Розрахунок довжин вала редуктора будемо проводити згідно до рисунка 4.1.

Розрахунок довжин вала проведемо згідно до рисунка 3.11, розділу 3. По цьому рисунку і складемо формули для їх визначення:

$$L = \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + B, \text{ мм}, \quad (4.4)$$

$$L = 44,5 + 83,0 + 69,5 + 17 = 214 \text{ мм}.$$

$$L_1 = 0,5 \cdot B + \ell_1 - 0,5 \cdot b_{2\omega} + r_1, \text{ мм}, \quad (4.5)$$

$$L_1 = 0,5 \cdot 17 + 44,5 - 0,5 \cdot 50,0 + 2,0 = 30 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $L_1 = 30,0$  мм.

$$L_3 = 0,5 \cdot B + \ell_3 - 0,5 \cdot b_{1m} + r_1, \text{ мм}, \quad (4.6)$$

$$L_3 = 0,5 \cdot 17 + 69,5 - 0,5 \cdot 104,0 + 2,0 = 28 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $L_3 = 28,0$  мм.

$$L_2 = 0,5 \cdot B + \ell_1 + 0,5 \cdot b_{2ш}, \text{ мм.} \quad (4.7)$$

$$L_2 = 0,5 \cdot 17 + 44,5 + 0,5 \cdot 50,0 = 78 \text{ мм.}$$

$$L_4 = 0,5 \cdot B + \ell_3 + 0,5 \cdot b_{1m}, \text{ мм.} \quad (4.8)$$

$$L_4 = 0,5 \cdot 17 + 69,5 + 0,5 \cdot 104,0 = 130 \text{ мм.}$$

### **6.4.3 Побудова 3D моделі вала**

3D модель вала будемо в програмі „SOLIDWORKS“. Для побудови 3D моделі вала, в першу чергу, слід побудувати ескіз цього вала (рис. 4.4) по розмірах, що отримані в попередніх розрахунках.

Залежно від діаметра шипа вала ( $d_{\pi} = 35 \text{ мм}$ ) і по рекомендаціям, що наведені в ДОДАТКУ 5, таблиці 6-8 обираємо форму та розміри центрових отворів:

*Отвір центровий В4 ГОСТ 14034-74.*

По ескізу (рис. 4.4) за допомогою команди «обернена бобишка/основа» будемо 3D модель вала (рис. 4.5).

Записуємо інформацію про виконавця і вносимо інформацію для основного напису креслення (рис. 4.6).

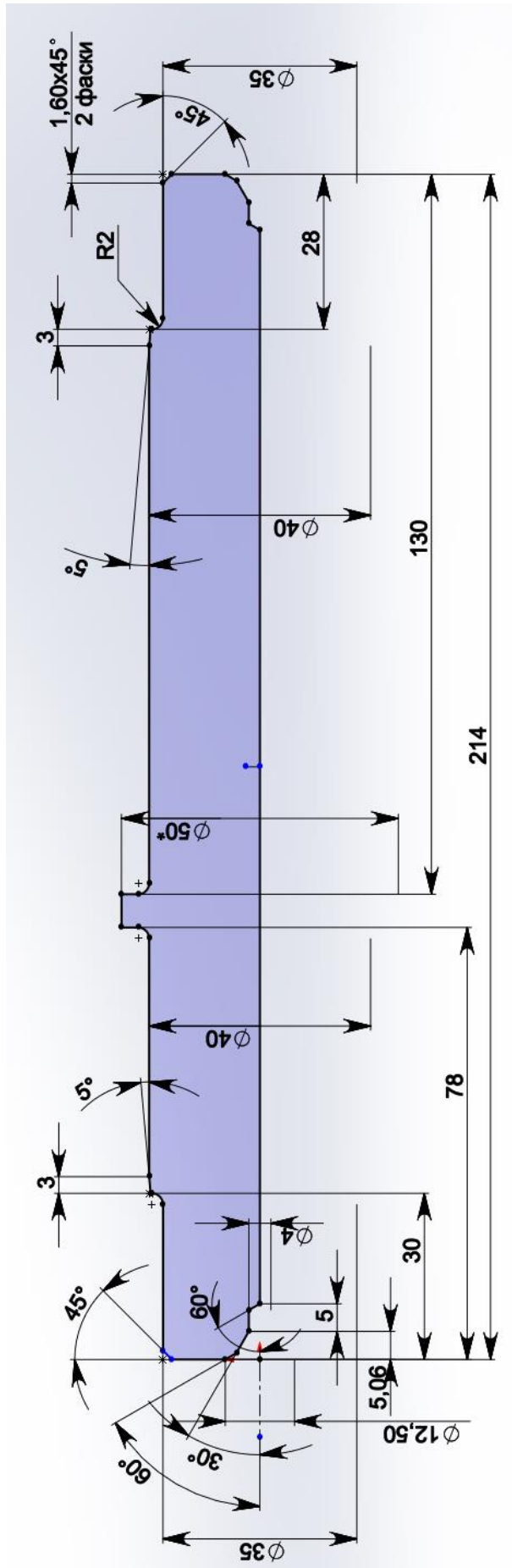


Рисунок 4.4 – Етап виконання ескізу вала.

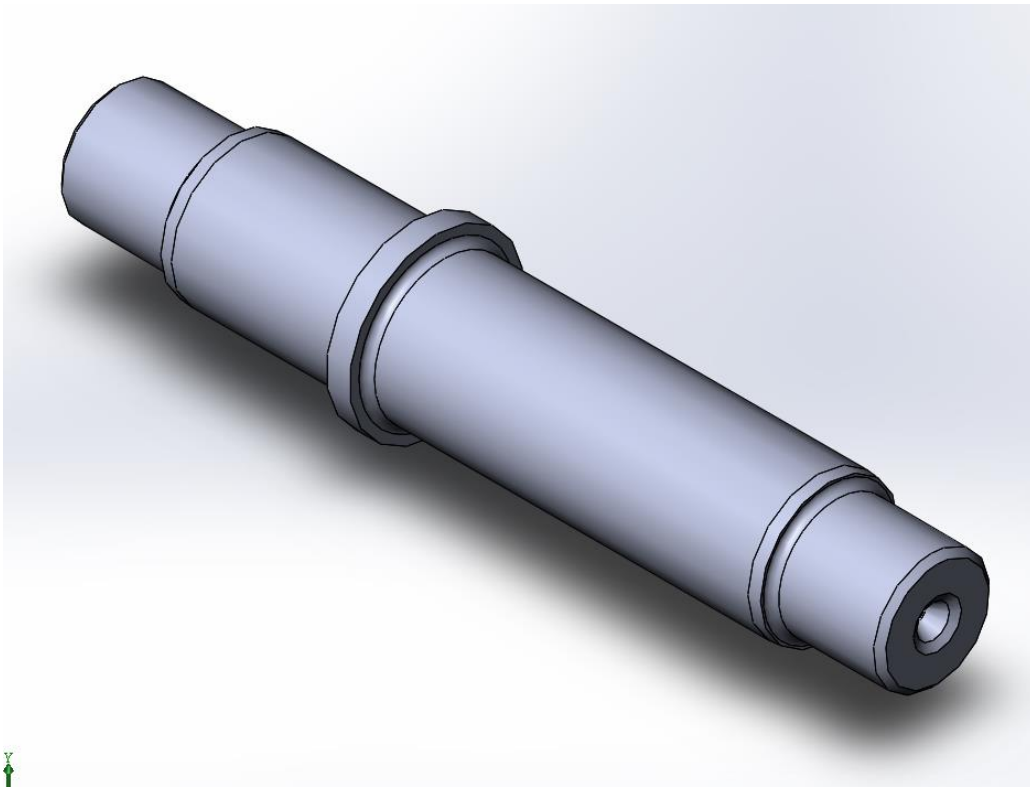


Рисунок 4.5 – 3D модель вала на початковому етапі.

A screenshot of a software interface window titled "Суммарная информация" (Summary Information). The window has a blue header bar and three tabs: "Суммарная информация" (selected), "Настройки" (Settings), and "Конфигурация" (Configuration). The main area contains several fields for metadata:

- Автор:** (Author) with the value "А.П. Чаплінський" (A.P. Chaplinsky).
- Ключевые слова:** (Keywords) with an empty text box.
- Заметки:** (Notes) with a large empty text area.
- Заголовок:** (Title) with the value "Проміжний вал" (Intermediate shaft).
- Тема:** (Topic) with the value "КР з ММК" (CR with MMK).
- Статистика:** (Statistics) with an unchecked checkbox.

Рисунок 4.6 – Інформація про автора.



Інформацію про обраний матеріал і форму заготівлі та її розмір теж записуємо до таблиці, що наведена на рисунку 4.7.

	Имя свойства	Тип	Значение / Текстовое выражение	Вычисленное значение
1	Найменування	Текст	Вал проміжний	Вал проміжний
2	Організація	Текст	ТДАТУ, ТМ, ЗІКН	ТДАТУ, ТМ, ЗІКН
3	Позначення	Текст	15ТХК.027.300001	15ТХК.027.300001
4	Перевірив	Текст	Бондаренко	Бондаренко
5	Розробив	Текст	Чаплінський	Чаплінський
6	Літера	Текст	У	У
7	Примітки	Текст	?	?
8	Матеріал	Текст	40Х-2-Т ДСТУ7806	40Х-2-Т ДСТУ7806
9	Сортамент	Текст	Круг	Круг
10	Розмір сортаменту	Текст	50-В1 ДСТУ4738:2007/ГОСТ2590-2006	50-В1 ДСТУ4738:2007/ГОСТ
11	< Введите новое свойст			

Рисунок 4.7 – Інформація для заповнення основного напису креслення.

Для виготовлення проміжного вала оберемо прокат гарячекатаний, круглий, з діаметром 50 мм, звичайної точності прокатування (В1), згідно до ДСТУ 4738/ГОСТ 2590, марки 40Х, групи якості поверхні 2, термічно оброблений Т:

~~50-В1 ДСТУ4738:2007 ГОСТ2590-2006~~  
 Круг 40Х-2 –Т ДСТУ7806

Для надання моделі фізичних властивостей та відповідного кольору, по таблиці 3.3, розділ 3.6.1 обираємо матеріал заміник закордонних виробників (рис. 4.8). Обираємо леговану сталь за стандартом SS.

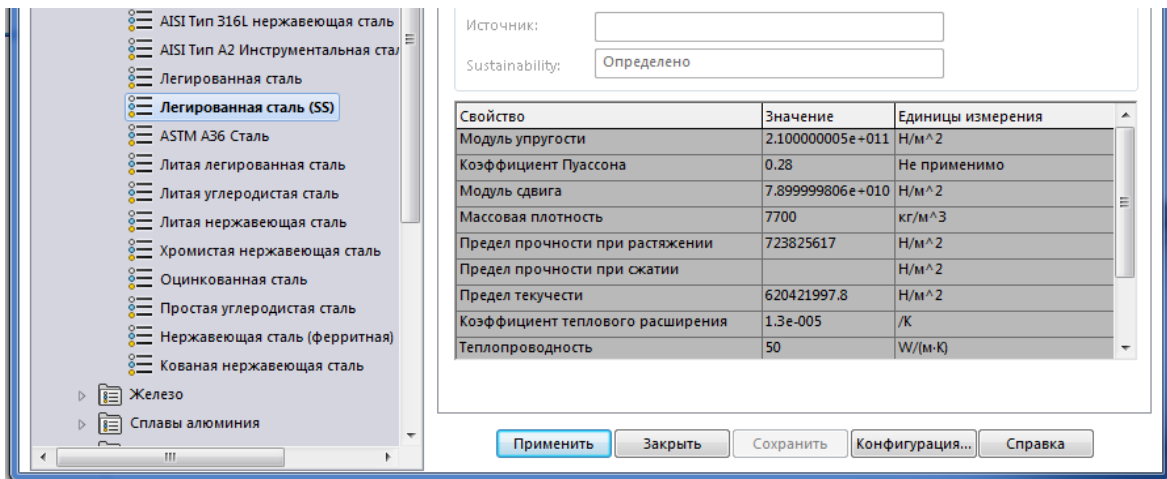


Рисунок 4.8 – Вибір матеріалу для візуалізації моделі.

Файл зберігаємо в форматі \*.prt, \*.sldprt (рис. 4.9).

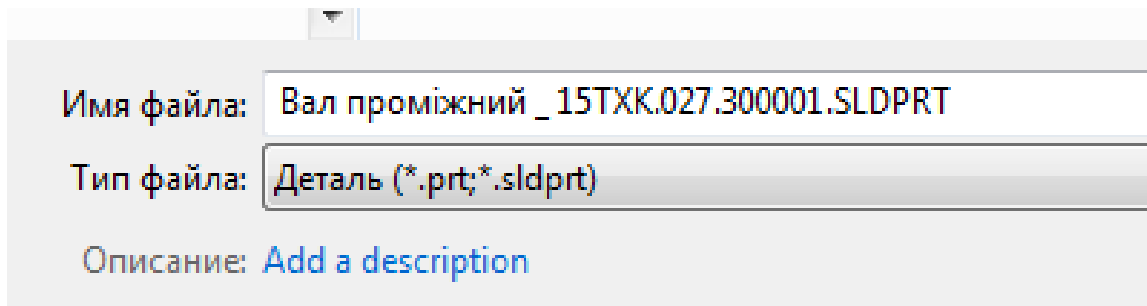


Рисунок 4.9 – Зберігання файлу.

#### 6.4.4. Вибір розмірів шпонкових назів

Оскільки осьові розміри вала чималі, то будемо застосовувати шпонки по ГОСТ 23360-78 «Призматичні шпонки» (ДОДАТОК 5, табл. 1-2).

По діаметру шийки вала  $d = 40,0$  мм, на якій вона буде встановлена, обираємо розміри перетину шпонки  $b \times h$ , а довжину  $l$  на 5...10 мм коротшу за маточину деталі, що розташовується на цій ділянці вала, але з ряду довжин шпонок, які виготовляються (рис. 4.10).

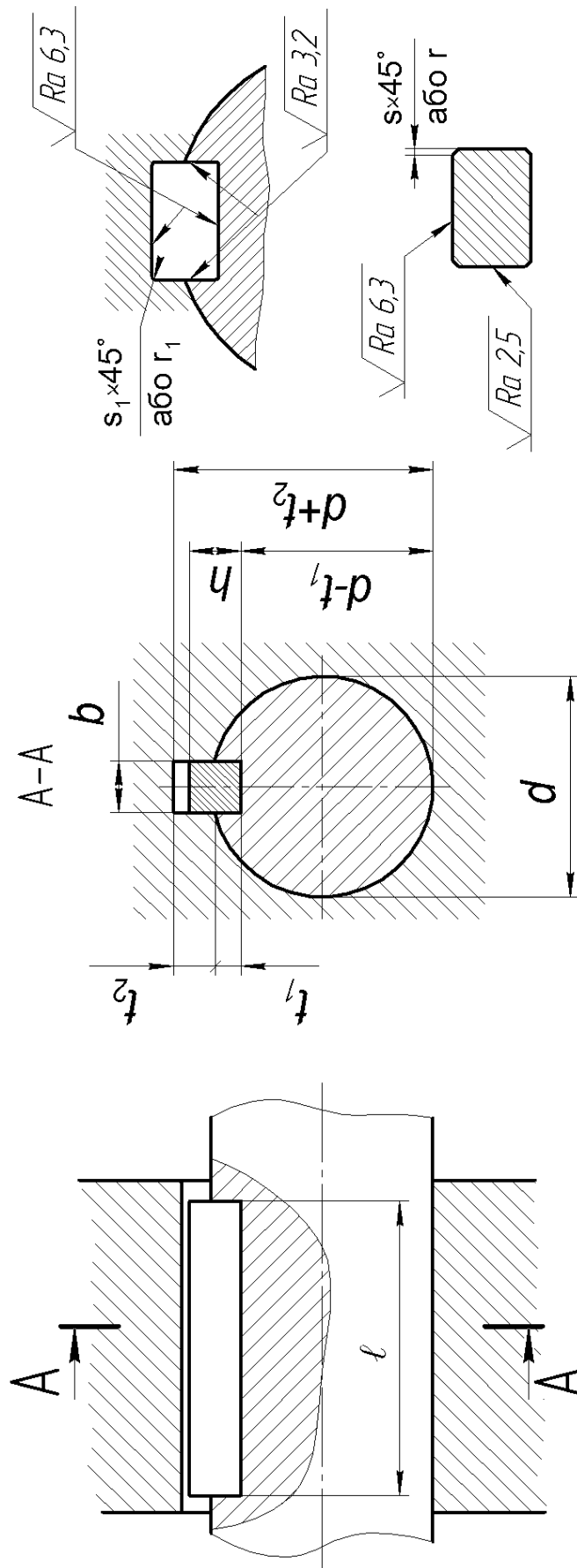


Рисунок 4.10 – З'єднання призматичною шпонкою.

Під швидкохідне колесо обираємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78, виконання I з  $b = 12$  мм,  $h = 8$  мм,  $l = 40$  мм,  $t_1 = 5$  мм:

*Шпонка 12×8×40 ГОСТ 23360-78*

Під тихохідну шестерню обираємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78, виконання I з  $b = 12$  мм,  $h = 8$  мм,  $l = 90$  мм,  $t_1 = 5$  мм:

*Шпонка 12×8×90 ГОСТ 23360-78*

Будуємо шпонкові пази на 3D моделі вала (рис. 4.11). на цьому побудову 3D моделі проміжного вала редуктора завершено.

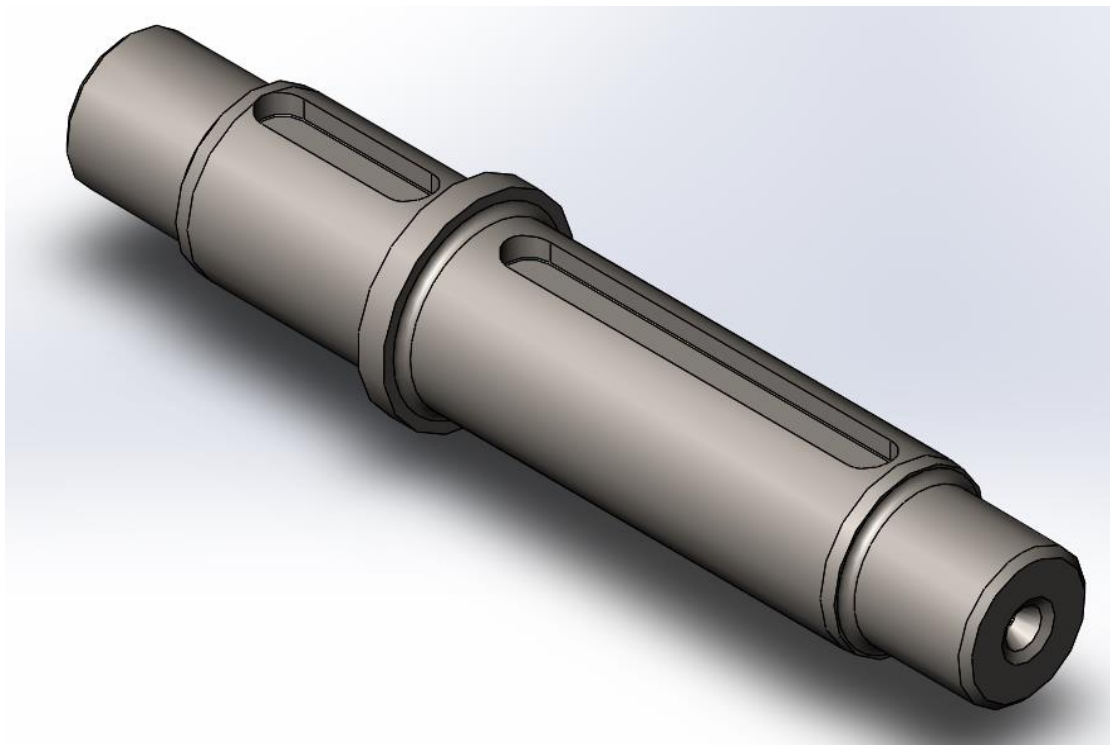


Рисунок 4.11 – 3D модель вала на завершальному етапі.

### 6.4.5. Створення робочого креслення проміжного вала

Робоче креслення вала виконуємо на окремому аркуші стандартного формату А3 – горизонтальний.

Масштаб відображення обираємо М 2:1 (рис. 4.12).

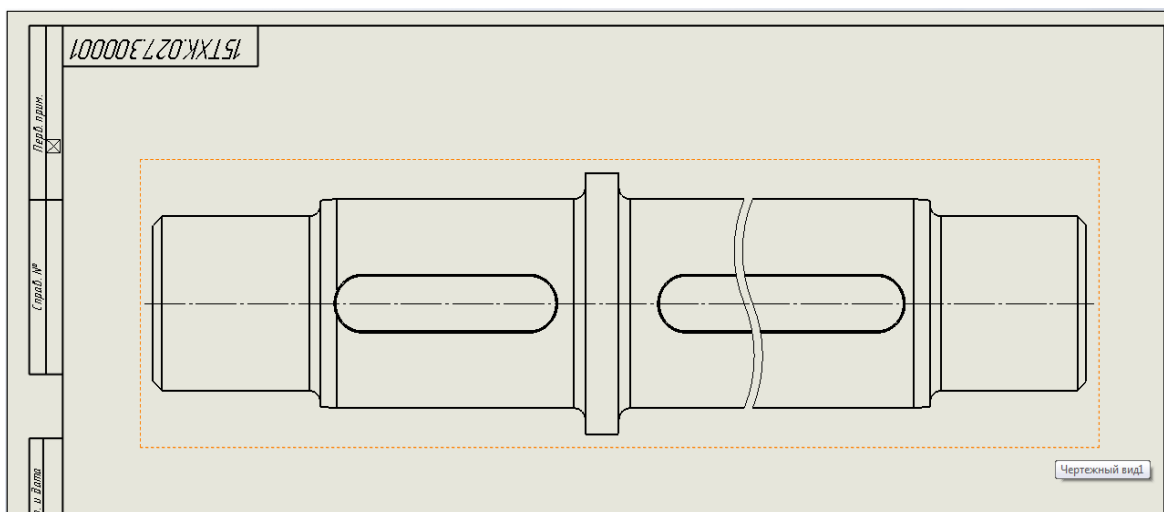


Рисунок 4.12 – Розташування вала на кресленні.

Перевіряємо заповнення основного напису і при необхідності редагуємо його (рис. 4.13). Файл зберігаємо в форматі \*.drw, \*.sld drw (рис. 4.14).

				<i>15ТХК.027.300001</i>			
<i>Изм./Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Вал проміжний</i>	<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Чаплінський</i>				<i>У</i>	<i>1.904</i>	<i>2:1</i>
<i>Проб.</i>	<i>Бандаренко</i>				<i>Лист</i>	<i>Листов 1</i>	
<i>Т.контр.</i>					<i>ТДАТУ, ТМКП, 31КН</i>		
<i>Гл.контр.</i>							
<i>Н.контр.</i>							
<i>Утв.</i>				<i>Круг</i>	<i>50-В1 ДСТУ4738:2007/ГОСТ2590-2006</i>		
					<i>40Х-2-Т ДСТУ7806</i>		

Рисунок 4.13 – Заповнення основного напису.

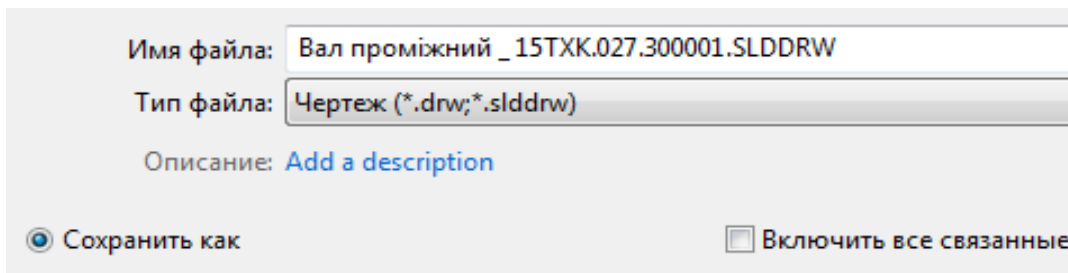


Рисунок 4.14 – Зберігання креслення вала.

На креслення виносимо лінійні та діаметральні розміри в кількості, достатній для виготовлення та контролю деталі.

Діаметральні розміри ділянок, під монтаж інших деталей, одразу виносимо із посадками.

По таблиці 3.4 обираємо наступні посадки:

Вал – підшипник	L0/k6;
Вал – швидкохідне колесо (косозубе)	H7/p6;
Вал – тихохідне колесо (прямозубе)	H7/p6;
Вал – шпонка	N9/ h9.

Посадки під зубчасті колеса прийняті однаковими для підвищення технологічності виготовлення вала. Врахована і можливість проведення ремонтних робіт під час експлуатації редуктора.

Найбільший діаметр 50 мм помічаємо зірочкою, оскільки він є довідковим і відповідає діаметру заготівлі, яка записана в основному напису.

Приклад нанесення розмірів наведено на рисунку 4.15.

### **Допуски форми та розташування поверхонь**

Згідно до рисунка 3.26 (розділ 3.6.2) вказуємо бази та проставляємо всі допуски форми та розташування поверхонь.

Вказуємо бази:

на ділянках під посадку підшипників	В і Г;
на ділянках під посадку зубчастих коліс	Д і Е.

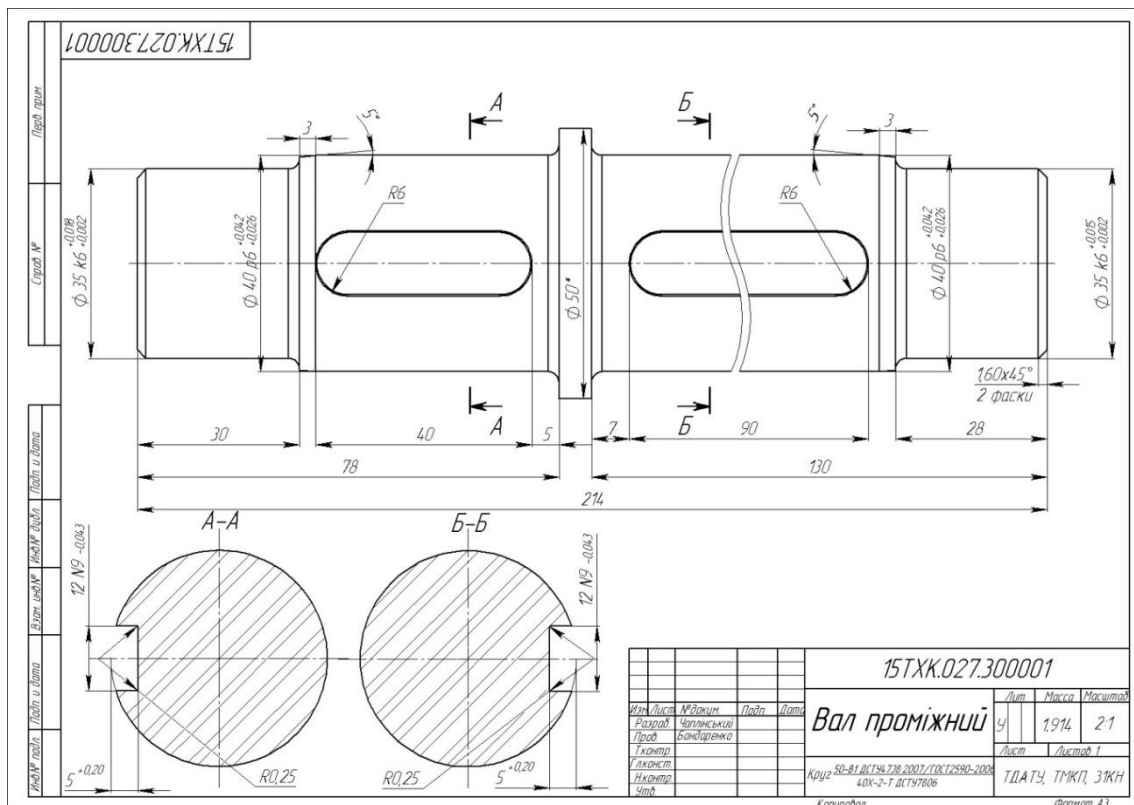


Рисунок 4.15 – Розташування розмірів на кресленні.

Нагадаємо, що букви в позначеннях розрізів, баз та місцевих видів не мають повторюватись.

Визначення допусків форми та розташування поверхонь вала:

- Допуск циліндричності (поз. 1, 2 табл. 3.6, розділ

3.6.2): поверхня  $\varnothing 35k6^{+0.01; -0.002}$  –  $t = 0,015 - 0,002 = 0,013$  мм,

$T_{\varphi} = 0,5 \cdot 0,013 = 0,0065$  мм, по таблиці 3.12 (розділ 3.6.2)

приймаємо  $T_{\varphi} = 0,008$  мм. Поверхня  $\varnothing 40r6^{+0,04; -0,02}$  –

$t = 0,042 - 0,026 = 0,016$  мм,  $T_{\varphi} = 0,5 \cdot 0,016 = 0,008$  мм, по

таблиці 3.12 (розділ 3.6.2) приймаємо  $T_{\varphi} = 0,008$  мм.

- Допуск співвісності (поз. 3, рис. 3.26, (розділ 3.6.2))

посадкової поверхні  $\varnothing 35k6^{+0.01; -0.002}$  довжиною  $B_1 = 30$  мм.

Для кулькового радіального та кулькового однорядного підшипника приймаємо по таблиці 3.7 (розділ 3.6.2)

$$T_{\odot} = 0,1 \cdot B_1, T_{маб} = 0,1 \cdot 30 \cdot 4 = 12 \text{ мкм},$$

згідно з таблицею 3.12 (розділ 3.6.2)  $T_{\odot} = 0,01 \text{ мм}$ .

- *Допуск співвісності* (поз. 4, рис. 3.26, (розділ 3.6.2)): посадкова поверхня  $\varnothing 40p6_{+0,02}^{+0,04}$  під швидкохідним колесом. При ступеню 7 кінематичної точності передачі для зубчастого колеса з ділильним діаметром 256 мм по таблиці 3.9 (розділ 3.6.2) приймаємо ступінь точності допуску співвісності – 6.

По таблиці 3.8 (розділ 3.6.2) приймаємо  $T_{\odot} = 0,02 \text{ мм}$ ; посадкова поверхня  $\varnothing 40p6_{+0,02}^{+0,04}$  під тихохідною шестернею. При ступеню 7 кінематичної точності передачі для зубчастого колеса з ділильним діаметром 120 мм визначаємо по таблиці 3.9 (розділ 3.6.2) ступінь точності допуску співвісності – 6. По таблиці 3.8 (розділ 3.6.2)  $T_{\odot} = 0,02 \text{ мм}$ .

- *Допуск перпендикулярності* (поз. 5, рис. 3.26, (розділ 3.6.2)) заплічника вала діаметром  $d_6 = 50 \text{ мм}$  із сторони тихохідного колеса (табл. 3.10, розділ 3.6.2) при:

$$l/d = 50/40 = 1,25 < 0,7.$$

Ступінь точності допуску визначаємо по таблиці 3.11 (розділ 3.6.2). Оскільки умова не виконується – допуск не призначаємо; заплічник вала діаметром  $d_6 = 50 \text{ мм}$  із сторони швидкохідної шестерні при

$$l/d = 104/40 = 2,6 < 0,7.$$

Оскільки умова не виконується – допуск не призначаємо.

- *Допуск паралельності та симетричності шпонкового паза* (поз. 6, розділ 3.6.2). Допуск розміру паза  $t_{шп} = 43 \text{ мкм}$ . Тоді  $T_{//} = 0,5 \cdot 43 = 21,5 \text{ мкм}$ .



По таблиці 3.12 (розділ 3.6.2) приймаємо:  $T_{//} = 0,025$  мм,  
 $T_{\equiv} = 4 \cdot 43 = 172$  мкм. По таблиці 3.12 (розділ 3.6.2)  
визначаємо:  $T_{\equiv} = 0,20$  мм.

Отримані результати виносимо на креслення  
(рис. 4.16).

### **Шорсткість поверхонь**

Згідно до рисунку 3.29 (розділ 3.6.2) та таблиць 3.13  
і 3.14 (розділ 3.6.2) для поверхонь вала оберемо  
наступну шорсткість:

$\varnothing 35k6$ - під підшипниками	<i>Ra 1,25;</i>
$\varnothing 40p6$ - під зубчастими колесами	<i>Ra 0,8;</i>
$\varnothing 50$ - діаметр буртика	не обробляємо;
неробочі торці вала	<i>Ra 12,5;</i>
торці заплічників для базування коліс	<i>Ra 3,2;</i>
бічна поверхня шпонкових пазів	<i>Ra 3,2;</i>
переважаюча шорсткість	<i>Ra 6,3.</i>

### **Технічні вимоги**

Згідно з ДОДАТКОМ 5, таблиця 10 складаємо  
технічні вимоги до проміжного вала редуктора:

- 1 Поліпшити НВ 260...285.
  - 2 Матеріал замітник Сталь 45Х ДСТУ 7806:2015.
  - 3 Виконати 2 отвори центрових А4,0 ГОСТ 14034-74.
  - 4 Невказані радіуси 2,0 мм max.
  - 5 ISO 2768-mk.
  - 6 Гострі кромки притупити.
- \* Розмір для довідок.

Наприкінці роботи отримаємо робоче креслення  
проміжного вала редуктора (ДОДАТОК 6, рис. 1).

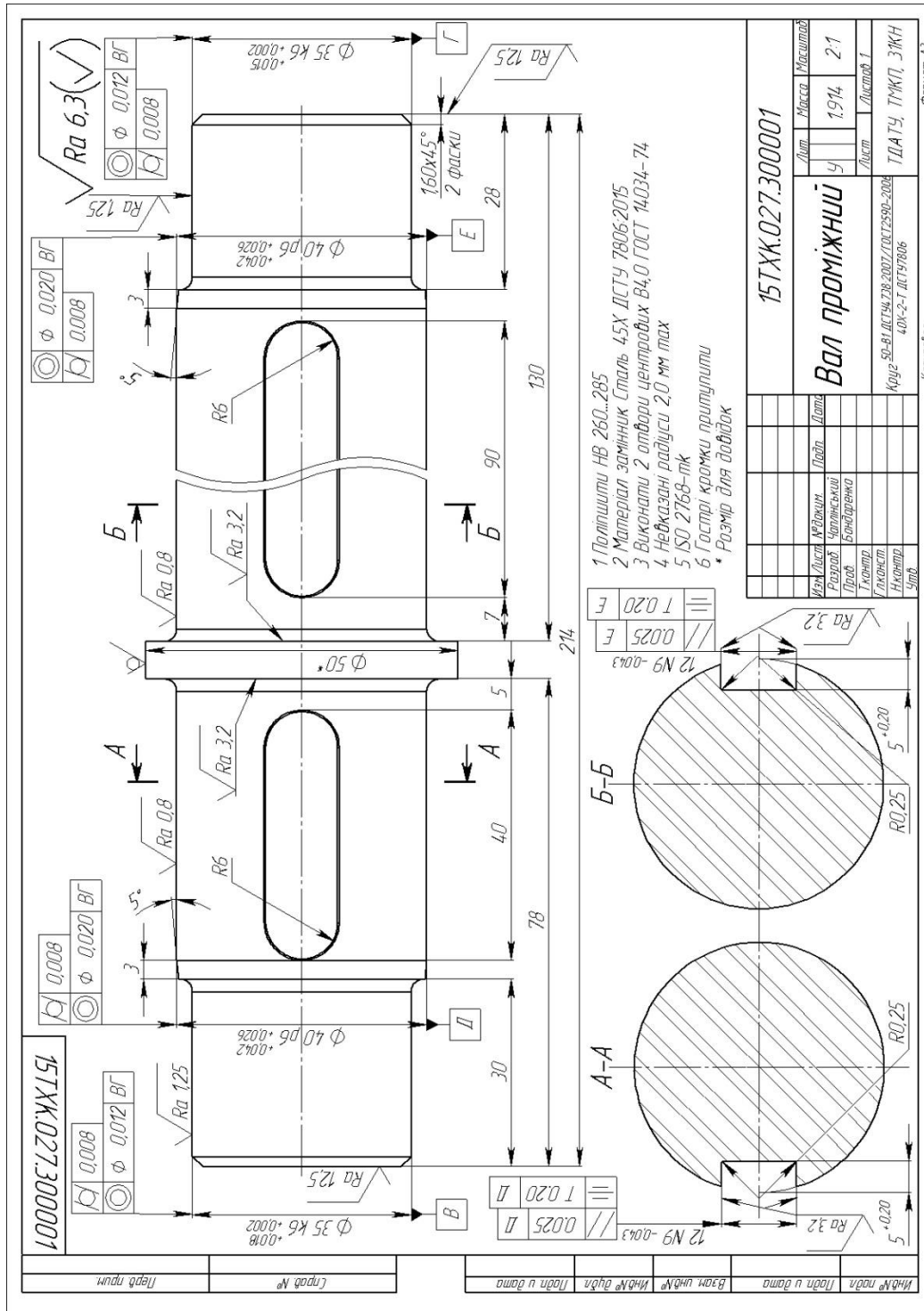


Рисунок 4.16 – Розташування допусків форми та розташування поверхонь.

## 6.5 ВИБІР ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ШПОНОК

### Вихідні дані для розрахунку:

Діаметр вала під шпонку  $d = 40$  мм;

Крутильний момент  $M_{кр} = 307,8$  Н·м.

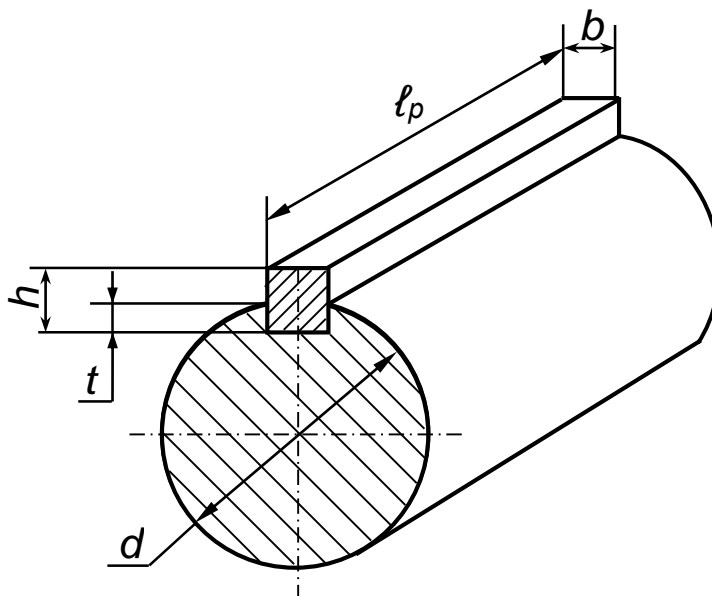


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема шпонкового з'єднання.

Для визначеного діаметра вала обираємо шпонку призматичну у відповідності до ГОСТ 23360-78 [ДОДАТОК 5, табл.1]:

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 104.$$

Довжина шпонкового паза обирається виходячи із довжини маточини шестерні, яка дорівнює  $b_1 = 104$  мм. Тоді отримаємо:

$$l = b_1 - (5 \dots 10) \text{ мм} = 104 - (5 \dots 10) = 99 \dots 94 \text{ мм}$$

Довжину шпонки приймаємо із нормального ряду у відповідності до ГОСТ 23360-78 [ДОДАТОК 5, табл.1]:  $l = 90$  мм.

### 6.5.1 Зробимо перевірку шпонки на зминання

Міцність шпонкового з'єднання на зминання перевіряємо за умовою:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм} \quad (5.1)$$

де  $F$  – колове зусилля, що діє на шпонку, Н

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_{кр}}{d}, \quad (5.2)$$

$$F = \frac{2 \cdot 307.8}{0,040} = 15390 \text{ Н}$$

$A_{зм}$  – площа зминання шпонки, мм<sup>2</sup>

$$A_{зм} = (h - t) \cdot \ell_p \quad (5.3)$$

де  $\ell_p$  - робоча довжина шпонки, мм:

$$\ell_p = \ell - b = 90 - 12 = 78 \text{ мм};$$

$t$  – глибина шпонкового паза

[ГОСТ23360-78, ДОДАТОК 5, табл.1],  $t = 5$  мм.

$$A_{зм} = (8 - 5) \cdot 78 = 234 \text{ мм}^2$$

$[\sigma]_{зм}$  – допустимі напруження на зминання,  $[\sigma]_{зм} = 80 \dots 150$  МПа.

$$\sigma_{зм} = \frac{15390}{234} = 65,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зм} = 65,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 130 \text{ МПа}$$

Умова міцності на зминання виконується.

### 6.5.2 Зробимо перевірку шпонки на зріз

Перевірку шпонкового з'єднання зробимо за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau]_{зр} \quad (5.4)$$

де  $A_{зр}$  – площа зрізу шпонки,  $\text{мм}^2$

$$A_{зр} = b \cdot \ell_p, \quad (5.5)$$

де  $b$  – ширина шпонки,  $b = 12 \text{ мм}$ .

$$A_{зр} = 12 \cdot 78 = 936 \text{ мм}^2$$

$[\tau]_{зр}$  - допустимі напруження на зріз,  $[\tau]_{зр} = 60 \text{ МПа}$ .

$$\tau_{зр} = \frac{15390}{936} = 16,44 \text{ МПа}$$

$$\tau_{зр} = 16,44 \text{ МПа} < [\tau]_{зр} = 60 \text{ МПа}$$

Умова міцності на зріз виконується.

**Висновок:** міцність шпонкового з'єднання забезпечена.

- 1.Беляев Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – М. : Наука, 1976. – 590 с.
- 2.Писаренко Г. С. Опір матеріалів : підручник / Г. С. Писаренко, Е. С. Уманський; за ред. Г. С. Писаренка. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с; іл.
- 3.Цурпал І. А. Механіка матеріалів і конструкцій : навч. посібник / І. А. Цурпал. – К.: Вища освіта, 2005. – 367 с.
- 4.Гурняк Л. І. Опір матеріалів : навч. посібник / Л. І .Гурняк, Ю. В. Гуцуляк, Т. В. Юзьків. –Львів: Новий світ - 2000, 2006. – 364 с.
- 5.Глухих В. Н. Расчет и проектирование валов: учеб. пособие / В. Н. Глухих, А. А. Прилуцкий. – СПб.: СПбГУ- НиПТ, 2010. – 76 с.
- 6.Бондаренко Л. Ю. Лабораторний практикум з механіки матеріалів і конструкцій: навч. посібник / Л. Ю. Бондаренко, О. О. Вершков, Г. В. Антонова. – Мелітополь: Люкс, 2017. – 183 с.
- 7.Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в Mathcad : учебный курс / Е. Г. Макаров. – СПб.: Питер, 2005. – 448 с., ил.
- 8.Сидоров Д. Э. Инженерные расчеты на ЭВМ : учеб. пособие. / Д. Э. Сидоров, И. А. Казак. – К.: НТУУ «КПИ», 2015. – 185 с. Режим доступа: <http://cpsm.kpi.ua/archive/ru/22Ros.pdf>.
- 9.Макаров Е. Г. Сопротивление материалов с решением задач в Mathcad / Е. Г. Макаров. – СПб.: Питер, 2007. – 448 с., ил. Режим доступа: [https://litmy.ru/knigi/nauka\\_ucheba/332061-soprotivlenie-materialov-na-baze-mathcad.html](https://litmy.ru/knigi/nauka_ucheba/332061-soprotivlenie-materialov-na-baze-mathcad.html).
10. Киркач Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособие для техн. вузов / Н. Ф. Киркач, Р.

А. Баласанян. – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков: Вища школа, 1988. – Ч. 2. – 142 с.

11. Анурьев В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.

12. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. перераб. и доп. – М.: Академия, 2008. – 496 с.

13. Цехнович Л. И. Атлас конструкций редукторов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – К.: Вища школа, 1979. – 128 с.

14. Аблогін М. М. Оформлення курсового проекту з дисципліни «Деталі машин»: метод. вказівки / М. М. Аблогін. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – 89 с.

# ***ДОДАТКИ***



ТИТУЛЬНИЙ ЛИСТ

**ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ТМКП

доц. \_\_\_\_\_ О.О.

Вершков

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р

**КУРСОВА РОБОТА**

з дисципліни «Інженерна механіка. Механіка матеріалів і  
конструкцій»  
(назва дисципліни)

на тему: «РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА СТАТИЧНУ І ВТОМНУ  
МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ»

37ТХК.163.000000 ПЗ

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
Спеціальності \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

(підпис)

(ПБ)

Керівник \_\_\_\_\_ к.т.н., доцент \_\_\_\_\_

Л.Ю.

Бондаренко  
(підпис)

(ПБ)

Національна \_\_\_\_\_

шкала \_\_\_\_\_

<i>Члени</i>	<i>Кількість балів:</i> _____	<i>Оцінка ECTS</i>
_____	<i>(підпис)</i>	<i>(ПБ)</i>
_____	<i>(підпис)</i>	<i>(ПБ)</i>
_____	<i>(підпис)</i>	<i>(ПБ)</i>

*Мелітополь – 2020 рік*

**ЗМІСТ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

Вступ.

1. Проектувальний розрахунок вала на статичну міцність.
  - 1.1. Побудова розрахункової схеми вала.
  - 1.2. Побудова епюр внутрішніх силових факторів.
  - 1.3. Розрахунок діаметра вала.
2. Уточнюючий розрахунок вала на жорсткість.
  - 2.1. Розрахунок прогинів валу в місцях розташування коліс.
  - 2.2. Розрахунок кутів повороту перерізів в опорах (місцях розташування підшипників).
  - 2.3. Розрахунок вала на жорсткість під час згину. Уточнення діаметра вала.
3. Перевірочний розрахунок вала на втомну міцність. Проектування вала.
  - 3.1. Вибір типу з'єднання у небезпечному перерізі вала. Конструювання ділянок вала.
  - 3.2. Визначення кількості розрахункових перерізів і концентраторів напружень.
  - 3.3. Розрахунок характеристик циклу для нормальних і дотичних напружень у розрахункових перерізах.
  - 3.4. Вибір коефіцієнтів, що враховують концентрацію напружень, розміри вала, якість обробки поверхні, технологію зміцнення вала.
  - 3.5. Розрахунок коефіцієнтів запасу втомної міцності по нормальних і дотичних напруженнях.
  - 3.6. Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності. Перевірка вала на міцність.
- 4 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок.

ВИСНОВКИ  
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.

				<i>37ТХК 163.000 000</i>		
З	Ар	№	Підпис	Дат		
Розро	Тетервак				Літер	Аркуш
Перевір	Бондаренк				i	
Н.контр.					ТДАТУ,ТМКП,21	
Затверд.	В.Вершков					
<i>Розрахунок</i>				<i>вала на згин 3</i>		

**ВИЗНАЧЕННЯ КОДА КУРСОВОЇ РОБОТИ  
НА ТИТУЛЬНОМУ АРКУШІ**

**ОСНОВНІ НАПИСИ**

Приклад позначення коду пояснювальної записки, що наведений на титульному листі до курсової роботи.

**37ТХК.163.000 000 ПЗ**

**Індекс напрямку  
підготовки та форма  
навчання:**  
37 – Галузеве  
машинобудування, денна  
форма навчання;  
15 – Комп'ютерні науки,  
денна форма навчання

**Індекс кафедри:**  
ТХ – кафедра «Технічна

**Індекс проекту:**  
К – курсова робота

**Пояснювальна  
записка**

**Шифр студента (останні  
три цифри залікової**

Таблиця 1 – Пружні постійні, коефіцієнти температурного розширення і питомі ваги деяких конструкційних матеріалів

<i>Матеріал</i>	<i>E, МПа</i>	<i>ν</i>	<i>α<sub>t</sub>, град<sup>-1</sup></i>	<i>γ<sub>0</sub>, кН/м<sup>3</sup></i>
Сталь маловуглецева	2·10 <sup>5</sup>	0,30	1,25·10 <sup>-5</sup>	78,0
Сталь 45	2,04·10 <sup>5</sup>	0,25	1,30·10 <sup>-5</sup>	78,1
Сталь 40Х	2,05·10 <sup>5</sup>	0,25	1,40·10 <sup>-5</sup>	78,5
Сталь 40ХН	2,04·10 <sup>5</sup>	0,25	1,18·10 <sup>-5</sup>	78,2
Сплав титана	1,12·10 <sup>5</sup>	0,31	0,80·10 <sup>-5</sup>	45,0
Мідь відпалена	1,00·10 <sup>5</sup>	0,33	1,65·10 <sup>-5</sup>	85,0

Таблиця 2 – Механічні характеристики сталей за ГОСТ 380-2005 та ГОСТ 1050-88

<i>Матеріал</i>	<i>σ<sub>мц</sub>, МПа</i>	<i>σ<sub>т</sub>, МПа</i>	<i>τ<sub>т</sub>, МПа</i>	<i>σ<sub>-1</sub>, МПа</i>	<i>τ<sub>-1</sub>, МПа</i>
Сталь 5	520	280	150	220	130
Сталь 35	540	320	170	240	140
Сталь 45	600	350	190	270	160
Сталь 20Х	600	300	160	260	150
Сталь 40Х	630	330	200	310	180
Сталь 40ХН	780	460	270	390	230

Таблиця 3 – Нормальні лінійні розміри за ГОСТ 6636-86.  
Ряд Ra 40.

У міліметрах

1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0	16	25	40	63	100	160
1,05	1,7	2,6	4,2	6,7	10,5	17	26	42	67	105	170
1,1	1,8	2,8	4,5	7,1	11,0	18	28	45	71	110	180
1,15	1,9	3,0	4,8	7,5	11,5	19	30	48	75	115	190
1,2	2,0	3,2	5,0	8,0	12	20	32	50	80	120	200
1,3	2,1	3,4	5,3	8,5	13	21	34	53	85	130	210
1,4	2,2	3,6	5,6	9,0	14	22	36	56	90	140	220
1,5	2,4	3,8	6,0	9,5	15	24	38	60	95	150	230

Таблиця 4 – Ряд стандартних посадкових діаметрів внутрішніх кілець підшипників радіальних (шарових та роликів) у відповідності до ГОСТ 347-79.

У міліметрах

10	17	25	32	45	60	75	90	105	130
12	20	28	35	50	65	80	95	110	140
15	22	30	40	55	70	85	100	120	150

Таблиця 5 – Значення допустимого кута повороту перерізу залежно від типу підшипника

	Тип підшипника			
	радіальний кульковий	радіальний роликівий	радіально-упорний кульковий	радіально-упорний конічний
Допустимий кут повороту опори $[\theta]$ , рад	0,0050	0,0025	0,0050	0,0016

Таблиця 6 – Рекомендовані радіуси галтелей  $r$  і розміри фаски  $f$  деталі, що встановлюється на вал у залежності від діаметра вала

У міліметрах

$d$	20, 22, 25, 28	32, 36, 40, 45	50, 55, 60, 70	80, 90, 100
$r$	1,6	2,0	2,5	3,0
$f$	2,0	2,5	3,0	4,0

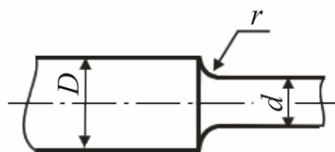
Таблиця 7 – Значення моментів опору  $W_x$  та  $W_p$  перерізів вала із пазом для призматичної шпонки

$d$ , мм	$b \times h$ , мм	$W_x$ , мм <sup>3</sup>	$W_p$ , мм <sup>3</sup>	$d$ , мм	$b \times h$ , мм	$W_x$ , мм <sup>3</sup>	$W_p$ , мм <sup>3</sup>
20	6x6	655	1440	45	14x9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8x7	1192	2599	53	16x10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1459	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18x11	18760	40000
30	2320	4970	63	21938		47411	
32	10x8	2730	5940	67	20x12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22x14	45110	97271

Таблиця 8 – Значення коефіцієнтів чутливості матеріалу для сталей із різною границею міцності

Границя міцності $\sigma_{мц}$ , МПа	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
350-550	0	0
520-750	0,05	0
700-1000	0,10	0,03
1000-1200	0,20	0,10
1200-1400	0,25	0,15

Таблиця 9 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для валів із галтелями



Відношення		Коефіцієнт концентрації напружень $K_\sigma$ при згині валів із сталі, якщо границя міцності $\sigma_{мц}$ , МПа			Коефіцієнт концентрації напружень $K_\tau$ при крученні валів із сталі, якщо границя міцності $\sigma_{мц}$ , МПа		
		$\leq 500$	800	$\geq 1000$	$\leq 500$	800	$\geq 1000$
$D/d$	$r/d$						
1,05	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
1,10	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16
1,5	0,05	1,91	2,06	2,20	1,48	1,50	1,62
	0,10	1,53	1,61	1,67	1,24	1,32	1,38
	0,20	1,33	1,36	1,38	1,10	1,18	1,24

Таблиця 10 – Значення коефіцієнта впливу шорсткості  $K_F$  при циклічному згині вала в залежності від границі міцності  $\sigma_{мц}$  матеріалу та виду обробки поверхні

Вид поверхні	Границя міцності $\sigma_{мц}$ , МПа				
	400	600	800	1000	1200
Шліфувана	0,95	0,92	0,90	0,89	0,87
Тонке точіння	0,93	0,88	0,84	0,80	0,77
Грубе точіння	0,91	0,84	0,77	0,71	0,66
З окалиною	0,80	0,64	0,53	0,45	0,38



Таблиця 11 – Значення коефіцієнта впливу розмірів  $K_d$  при циклічному навантаженні вала в залежності від його діаметра  $d$ , виду матеріалу, а також наявності або відсутності концентратора

Матеріал деталі, наявність або відсутність концентратора	Діаметр вала $d$ , мм					
	10	20	30	40	60	100
Вуглецева сталь, без концентратора	1	0,96	0,91	0,86	0,78	0,70
Вуглецева сталь, з концентратором. Легована сталь, без концентратора	1	0,93	0,86	0,78	0,70	0,60
Легована сталь, з концентратором	1	0,91	0,72	0,64	0,53	(0,45)

Таблиця 12 – Залежність ефективних коефіцієнтів концентрації  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  від границі міцності  $\sigma_{мц}$  матеріалу вала зі шпонковим пазом, обробленим пальцевою фрезою

$\sigma_{мц}$ , МПа	При згині $K_\sigma$	При крученні $K_\tau$	$\sigma_{мц}$ , МПа	При згині $K_\sigma$	При крученні $K_\tau$
<b>400</b>	1,51	1,20	<b>800</b>	2,01	1,86
<b>500</b>	1,64	1,37	<b>900</b>	2,14	2,05
<b>600</b>	1,76	1,54	<b>1000</b>	2,26	2,22
<b>700</b>	1,89	1,71	<b>1200</b>	2,50	2,39

Таблиця 13 – Залежність відношення ( $K_\sigma / K_d$ ) від діаметра  $d$  вала в разі напресування на нього кільця з натягом (наприклад, кільця шарикопідшипника)

$d$ , мм	30	40	50	60	80	100	150
$K_\sigma / K_d$	1,92	2,16	2,32	2,42	2,56	2,64	2,80

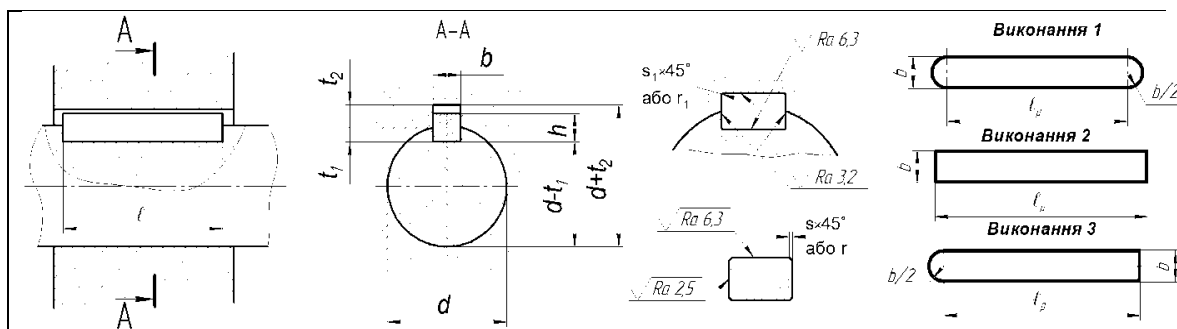
Таблиця 14 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  для валів зі сталі з посадженими деталями

Діаметр, мм	Посадка	$K_\sigma$				$K_\tau$			
		Границя міцності $\sigma_{ми}$ , МПа				Границя міцності $\sigma_{ми}$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	Із натягом	2,50	3,00	3,50	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	Перехідна	1,88	2,25	2,63	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
50	Із натягом	3,05	3,66	4,28	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	Перехідна	2,28	2,75	3,20	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
100 та більше	Із натягом	3,28	3,94	4,60	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	Перехідна	2,46	2,96	3,46	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9

\* Примітка. Для посадки кілець підшипників кочення слід прийняти  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  по строчці, що відповідає пресовій посадці.

Таблиця 1 – Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-78)

Розміри у міліметрах



Діаметр вала $d$	Розміри перерізів шпонки		Глибина паза		Радіус за округлення пазів $r$ , мм		Довжина шпонки $l$ , мм
	$b$	$h$	вала	втулки	найм.*	найб.	
			$t_1$	$t_2$			
Від 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16	6-20
Від 8 до 10	3	3	1,8	1,4			6-36
Від 10 до 12	4	4	2,5	1,8			8-45
Від 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10-56
Від 17 до 22	6	6	3,5	2,8			14-70
Від 22 до 30	8	7	4	3,3			18-90
Від 30 до 38	10	7	5	3,3	0,25	0,4	22-110
Від 38 до 44	12	8	5	3,3			28-140
Від 44 до 50	14	9	5,5	3,8			36-160
Від 50 до 58	16	10	6	4,3			45-180
Від 58 до 65	18	11	7	4,4			50-200
Від 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56-220
Від 75 до 85	22	14	9	5,4			63-250
Від 85 до 95	25	14	9	5,4			70-280
Від 95 до 110	28	16	10	6,4			80-320
Від 110 до 130	32	18	11	7,4			90-360

Примітки:

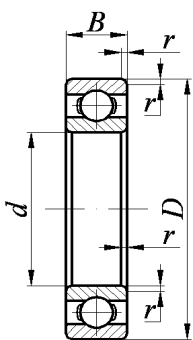
- 1) \* Має забезпечуватись у відповідальних шпонкових з'єднаннях.
- 2) Довжину шпонки слід обирати з ряду: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 220, 250, 280, 320, 360 мм.
- 3) Граничні відхилення довжини паза вала – по *H15*.
- 4) Граничні відхилення розмірів  $t_1$  і  $t_2$ : для  $d$  до 30 мм: +0,1 мм; для  $d$  св. 30 до 130 мм: +0,2 мм; для  $d$  св. 130 мм: +0,3 мм.
- 5) Приклад позначення призматичної шпонки з розмірами  $b = 18$  мм,  $h = 11$  мм,  $l = 80$  мм:

*Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360-78*

Таблиця 2 – Посадки призматичних шпонкових з'єднань  
(ГОСТ 23360-78)

Елемент з'єднання	Поле допусків розміру $b$ при з'єднанні		
	вільному	нормальному	щільному
Ширина шпонки	$h9$		
Ширина пазу на валу	$H9$	$N9$	$P9$
Ширина паза на маточині	$D10$	$Js9$	$P9$

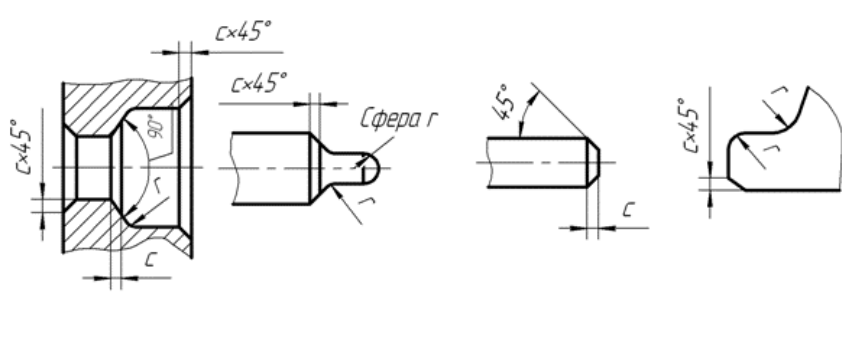
Таблиця 3 – Підшипники кулькові радіальні однорядні (по ДСТУ/ГОСТ 8338:2008)



Позначення	d	D	B	r	Вантажо- підйомність, кН		Маса, кг	Позначення	d	D	B	r	Вантажо- підйомність, кН		Маса, кг
					$C_r$	$C_{Or}$							$C_r$	$C_{Or}$	
Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширини 0								Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширини 0							
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96	0,019	148	240	360	56	4,0	255	245	19,6
101	12	28			5,07	2,24	0,022	152	260	400	65		291	290	29,3
102	15	32	9	0,5	5,59	2,50	0,030	156	280	420	65	5,0	302	315	31,0
103	17	35			6,05	2,80	0,040	160	300	460	74		358	390	43,8
104	20	42	10	0,5	9,36	4,50	0,070	164	320	480		74	5,0	371	415
105	25	47			11,2	5,60	0,082	Легка серія діаметрів 2, серія ширини 0							
106	30	55	13	1,0	13,3	6,80	0,119	200	10	30	9	1,0	5,90	2,65	0,031
107	35	62			14	15,9	8,50	0,154	201	12	32		10	6,89	3,10
108	40	68	15	1,5	16,8	9,30	0,191	202	15	35	11	1,0	7,80	3,55	0,046
109	45	75			16	21,2	12,2	0,241	203	17	40		12	9,56	4,50
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	0,260	204	20	47	14	1,5	12,7	6,20	0,108
111	55	90			18	28,1	17,0	0,383	205	25	52		15	14,0	6,95
112	60	95	18	2,0	29,6	18,3	0,411	206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	0,200
113	65	100			20	30,7	19,6	0,437	207	35	72		17	25,5	13,7
114	70	110	20	2,0	37,7	24,5	0,604	208	40	80	18	2,0	32,0	17,8	0,349
115	75	115			22	39,7	26,0	0,638	209	45	85		19	33,2	18,6
116	80	125	22	2,0	47,7	31,5	0,845	210	50	90	20	2,0	35,1	19,8	0,460
117	85	130			24	49,4	33,5	0,892	211	55	100		21	43,6	25,0
118	90	140	24	2,5	57,2	39,0	1,167	212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	0,771
120	100	150			25	60,5	41,5	1,271	213	65	120		23	56,0	34,0
122	110	170	28	3,0	81,9	57,0	1,953	214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	1,072
124	120	180			28	85,0	61,0	2,098	215	75	130		25	66,3	41,0
126	130	200	33	3,0	106	78,0	3,257	216	80	140	26	3,0	70,2	45,0	1,402
128	140	210			33	111	83,0	3,388	217	85	150		28	83,2	53,0
130	150	225	35	3,5	125	96,5	4,157	218	90	160	30	3,0	95,6	62,0	2,159
132	160	240			38	143	112	5,056	220	100	180		34	124	79,0
134	170	260	42	3,5	168	134	6,910	222	110	200	38	3,5	146	100	4,37
136	180	280			46	190	156	8,876	224	120	215		40	156	112
138	190	290	46	3,5	195	166	9,31	226	130	230	40	4,0	156	112	6,20
140	200	310			51	216	190	11,93	228	140	250		42	165	122
144	220	340	56	4,0	247	228	18,4	230	150	270	45	189	150	9,85	

1) Приклад умовного позначення кулькового радіального однорядного підшипника легкої серії діаметрів 2, серії ширини 0 із  $d = 50$  мм,  $D = 90$  мм,  $B = 20$  мм: Підшипник 210 ГОСТ 8338-75

Таблиця 4 – Радіуси закруглень та фасок (по ГОСТ 10948-64)  
Розміри у міліметрах



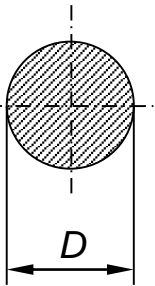
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,10	0,10	1,6	1,6	25	25
-	0,12	-	2,0	-	32
0,16	0,16	2,5	2,5	40	40
-	0,20	-	3,0	-	50
0,25	0,25	4,0	4,0	63	63
-	0,30	-	5,0	-	80
0,40	0,40	6,0	6,0	100	100
-	0,50	-	8,0	-	125
1,0	1,0	16	16	250	250
-	1,2	-	20		

Розміри фасок та заокруглень розповсюджуються на деталі, що виготовляються з металу та пластмас, але не розповсюджуються на розміри радіусів заокруглень (згинів) гнутих деталей та фасок на різьбах.

При обранні розмірів радіусів та фасок слід надавати перевагу 1-му ряду.

Таблиця 5 – Діаметри сортового сталевого гарячекатаного круглого прокату (по ГОСТ 2590-2006)

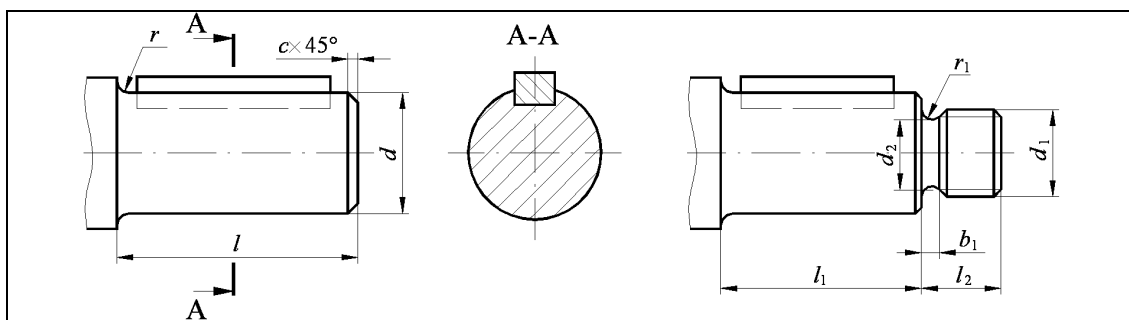
Розміри у міліметрах

	5	<b>11</b>	20	29	38	47	<b>60</b>	78	<b>100</b>	145	190
	5,5	12	<b>21</b>	<b>30</b>	39	<b>48</b>	63	<b>80</b>	105	<b>150</b>	195
	6	<b>13</b>	22	31	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>65</b>	82	<b>110</b>	155	<b>200</b>
	6,3	14	<b>23</b>	32	41	<b>52</b>	67	<b>85</b>	115	<b>160</b>	210
	6,5	<b>15</b>	24	<b>33</b>	<b>42</b>	53	68	87	<b>120</b>	165	220
	7	16	25	<b>34</b>	43	54	<b>70</b>	<b>90</b>	125	170	230
	<b>8</b>	<b>17</b>	<b>26</b>	35	44	55	72	92	<b>130</b>	175	240
	9	18	27	<b>36</b>	<b>45</b>	<b>56</b>	73	<b>95</b>	135	180	<b>250</b>
	10	<b>19</b>	<b>28</b>	37	46	58	<b>75</b>	97	<b>140</b>	185	260
											270

При обранні діаметру прокату, слід надавати перевагу діаметрам, що виділені жирним шрифтом.

Таблиця 6 – Циліндричні кінцівки валів (по ГОСТ 12080-66)

Розміри у міліметрах



Кінцівки валів без різьби передбачаються у двох виконаннях: 1 – довгі; 2 – короткі.

Номинальний діаметр $d$	$l$		$r$	$f$	Розміри кінцівки з різьбою					
	Виконання				$d_1$	$l_1$	$d_2$	$l_2$	$b_1$	$r_1$
	1	2								
10; 11	23	20	0,6	0,4	M6	20	4,5	8	3,6	2,0
12; 14	30	25	1,0	0,6	M8×1	25	6,5	12	3,6	2,0
16; 18; (19)	40	28	1,0	0,6	M10×1,25	28	8,2		4,4	2,5
20; 22; (24)	50	36	1,6	1,0	M12×12,5	36	10,2	14	4,4	
25; 28	60	42	1,6	1,0	M16×1,5	42	13,8	18	4,6	2,5
(30); 32; (35); 36	80	58	2,0	1,6	M20×1,5	58	17,8	22	4,6	
(38)	110	82	2,0	1,6	M24×2	82	21	28	5,6	3,0
40; (42)					M30×2		27			
45; (48)					M36×3		33			
50; (52); (53); 55; (56)	140	105	2,5	2,0	M42×3	105	37,5	35	7,6	4,0
60; (63); (65) 70; (71); (75)					M48×3		43,5			
80; (85)	170	130	3,0	2,5	M56×4	130	50	40	10,3	5,5
90; (95)					–		–			
100; (105); 110; (120); 125	210	165	3,0	2,5	–	–	–	–	–	–
(130); 140; (150)	250	200	4,0	3,0	–	–	–	–	–	–
160; (170); 180	300	240	4,0	3,0	–	–	–	–	–	–
(190); 200; (210); 220	350	280	5,0	4,0	–	–	–	–	–	–
(240); 250	410	330	5,0	4,0	–	–	–	–	–	–

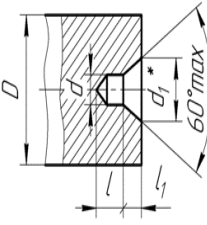
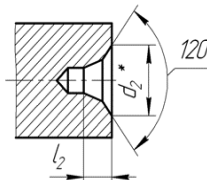
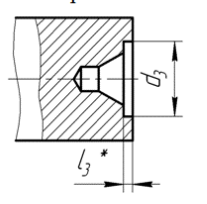
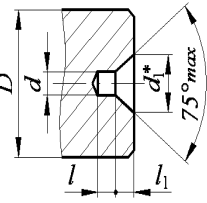
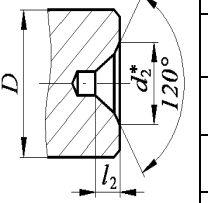
Примітки:

- В дужках наведені діаметри валів  $d$  2-го ряду. При обранні діаметрів  $d$  слід надавати перевагу 1-му ряду.
- Діаметри  $d = 35; 52; 56; 71$  мм застосовувати не рекомендується.
- Шпонки для валів виконання 1: сегментні по ГОСТ 24071-97 – для вала діаметром  $d$  до 14 мм; призматичні звичайні по ГОСТ 23360-78 – для вала діаметром  $d$  більше 12 мм; тангенціальні нормальні по ГОСТ 24069-80;  
Шпонки для валів виконання 2: призматичні звичайні по ГОСТ 23360-78 – для вала діаметром  $d$  до 30 мм; призматичні високі по ГОСТ 10748-79 и тангенціальні посиленні по ГОСТ 24070-80 – для вала діаметром  $d$  більше 30 мм.
- Поле допуску різьби  $d_1$  – 8g по ГОСТ 16093-81.
- Біля основи вільної кінцівки вала припускається наявність технологічної канавки для виходу шліфувального круга по ГОСТ 8820-69.

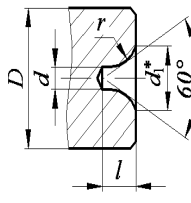
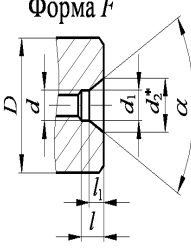
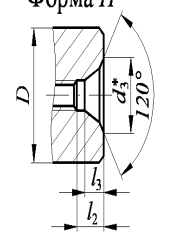


Таблиця 7 – Отвори центрові (по ГОСТ 14034-77)

Розміри у міліметрах

Отвори центрові з кутом конуса 60°												
Форма А	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	l, не менш.	h		l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub> , не менш.		
							Номін.	Гран. відхилення				
	2,0	(0,5)	1,06	-	-	0,8	0,48	H11	-	-		
	2,5	(0,63)	1,32			0,9	0,60					
	3	(0,8)	1,70	2,5		1,1	0,78		1,02			
	4	1,0	2,12	3,15		1,3	0,97		1,27			
	5	(1,25)	2,65	4,0	-	1,6	1,21	H12	1,60	-		
	6	1,6	3,35	5,0		2,0	1,52		1,99			
	10	2,0	4,25	6,3		7,0	2,5		1,95		2,54	0,6
	14	2,5	5,30	8,0		9,0	3,1		2,42		3,20	0,8
	20	3,14	6,70	10,0	12	3,9	3,07	H12	4,03	0,9		
	30	4	8,50	12,5	16	5,0	3,90		5,06	1,2		
	40	(5)	10,6	16,0	20	6,3	4,85		6,41	1,6		
	60	6,3	13,2	18,0	25	8,0	5,98		7,36	1,8		
	80	(8)	17,0	22,4	32	10,1	7,79		9,35	2,0		
	100	10	21,2	28,0	36	12,8	9,70		11,66	2,5		
	120	12	25,4	33,0	-	14,6	11,6		13,8	-		
	160	16	33,9	42,5		19,2	15,0		18,0			
240	20	42,4	51,6	-	25,0	19,4	22,0	-				
360	25	53,0	63,3		32,0	24,0	27,0					
Отвори центрові з кутом конуса 75°												
Форма С	Форма Е	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l, не менше	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>				
		120	8	23,3	30,2	10	10	12				
		180	12	36,6	45,4	15	16	18,5				
		260	20	60	70,3	22	26	29				
		360	30	91,4	105	32	40	44				
		500	40	120	137	43	52	57				
		800	50	150	170,5	52	65	71				
		1200	63	186	213,7	65	80	88				
<p>1) * Розміри для довідок.</p> <p>2) Граничні відхилення розмірів h<sub>1</sub> і h<sub>2</sub> – по H17.</p>												

Продовження таблиці 7

Отвори центрові із дугоподібною утворюючою												
Форма R 	D	D	d <sub>1</sub>	l, не менш	r		D	d	d <sub>1</sub>	l, не менш	r	
					Найб	Найм					Найб	Найм
	2,0	(0,5)	1,3	1,3	1,3	1,6	14	2,5	5,3	5,5	6,3	8
	2,5	(0,63)	1,5	1,5	1,6	2	20	3,1 4	6,7	7,0	8	10
	3	(0,8)	1,7	1,9	2	2,5	30	4	8,5	8,9	10	12,5
	4	1,0	2,12	2,3	2,5	3,15	40	(5)	10,6	11,2	12,5	16
	5	(1,25)	2,65	2,8	3,15	4	60	6,3	13,2	14	16	20
	6	1,6	3,35	3,5	4	5	80	(8)	17	17,9	20	25
	10	2,0	4,25	4,4	5	6,3	100	10	21,2	22,5	25	31,5
* Розміри для довідок.												
Отвори центрові з метричною різьбою												
Форма F   Форма H 	D для форм		d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	l, не більше	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub> , не більше	l <sub>3</sub>	α	
	F	H										
	8	-	M3	3,2	5	-	2,8	1,56	-	-	60°	
	10	16	M4	4,3	6,5	8,2	3,5	1,9	4,0	2,4		
	12,5	20	M5	5,3	8	11,4	4,5	2,3	5,5	3,3		
	16	25	M6	6,4	10	13,3	5,5	3,0	6,5	4,0		
	20	32	M8	8,4	12,5	16	7	3,5	8,0	4,5		
	25	40	M10	11	15,6	19,8	9	4,0	10,2	5,2		
	32	50	M12	13	18	22	10	4,3	11,2	5,5		
	40	63	M16	17	22,8	28,7	11	5,0	12,5	6,5		
	63	80	M20	21	28	33	12,5	6,0	14	7,5		
	100		M24	25	36	43	14	9,5	16	11,5		
	160		M30	31	44,8	51,8	18	12	20	14		
	250		M36	37,5	53	60	20	13,5	22	15,5		
	400		M42	43,5	59,7	70,5	22	14	25	17		
	630		M48	49,5	74	88	24	16	28	20		
	900		M56	58	85,6	99,5	27	18	31	22		
	Більше 1200		M64	66	95	112,5	29	19	34	24	75°	
		M72×6	74	104,7	122	31	20	36	25			
		M80×6	82	115,7	133	34	22	39	27			
		M100×6	102	140	160	36	24	42	30			

1) \*Розміри для довідок  
2) Гран. відхил. розмірів  
d<sub>1</sub> – по H14,  
l<sub>1</sub> і l<sub>3</sub> – по H15.

## Продовження таблиці 7

### Примітки:

1) Розміри в дужках застосовувати не рекомендується.

2) Розміри  $D$  рекомендовані.

3) Форми  $F$  и  $H$  не повинні застосовуватись для ріжучого та допоміжного інструменту з конічними хвостовиками, які мають конусність 1:10, 1:7, 7:24, метричною і Морзе.

4) Довжина конічної поверхні  $h$  в центрових отворах з кутом конуса  $60^\circ$  в технічно обґрунтованих випадках може бути зменшена до  $0,5 l_1$ .

5) Різьба – відповідно до ГОСТ 24705-2004,

Поле допуску різьби –  $7H$  відповідно до ГОСТ 16093-2004.

6) Параметри шорсткості поверхонь центрових отворів відповідно до ГОСТ 2789-73:

посадкових (конусної та дугоподібної) поверхонь –  $Ra \leq 2,5$  мкм;

поверхонь різьби та запобіжних фасок –  $Rz \leq 80$  мкм.

7) Відомості про застосування центрових отворів надані у таблиці 8. Дані для обрання центрових отворів, в залежності від ваги заготовлі, наведені у таблиці 9.

8) Приклад умовного позначення центрального отвору форми  $A$  діаметром  $d = 1$  мм:

*Отв. центр. А1 ГОСТ 14034-74*

Приклад умовного позначення центрального отвору форми  $C$  діаметром  $d = 8$  мм:

*Отв. центр. С8 ГОСТ 14034-74*

Приклад умовного позначення центрального отвору форми  $F$  с діаметром різьби  $d = M3$ :

*Отв. центр. F M3 ГОСТ 14034-74*

Таблиця 8 – Відомості щодо застосування форм центрових отворів (по ГОСТ 14034-74)

Форма центрових отворів	Застосування
<i>A</i>	а) у випадках, коли після обробки необхідність в центрових отворах відпадає. б) у випадках, коли відбувається гарантоване збереження центрових отворів під час їх експлуатації за рахунок відповідної термообробки.
<i>B</i>	у випадках, коли центрові отвори є базою для багаторазового використання, а також у випадках, коли центрові отвори зберігаються в готових виробах.
<i>T</i>	для оправок и калібрів-пробок.
<i>C</i>	для крупних валів (призначення аналогічне до форми <i>A</i> ).
<i>E</i>	для крупних валів (призначення аналогічне до форми <i>B</i> ).
<i>R</i>	у випадках, коли вимагається підвищена точність обробки.
<i>F</i>	для монтажних робіт, транспортування, зберігання та термообробки деталей у вертикальному положенні.
<i>H</i>	
<i>P</i>	для конусів інструменту: Морзе, метричних та ін. (тут не наведена)

Таблиця 9 – Дані для обрання центрових отворів в залежності від ваги виробів (заготівель)

Вага виробу, кг, не більше	<i>d</i> , мм	Форма центрових отворів	Вага виробу, кг, не більше	<i>d</i> , мм	Форма центрових отворів	Вага виробу, кг, не більше	<i>d</i> , мм	Форма центрових отворів
50	2	<i>A, B, T</i>	500	8	<i>A, B, T</i>	1500	8	<i>C, E</i>
80	2,5		800	10		3000	12	
90	3,15		1500	12		9000	20	
100	4		2500	16		20000	30	
200	5		8000	20		35000	40	
360	6,3		20000	25		80000	50	
						120000	63	

Оформлення графічної частини

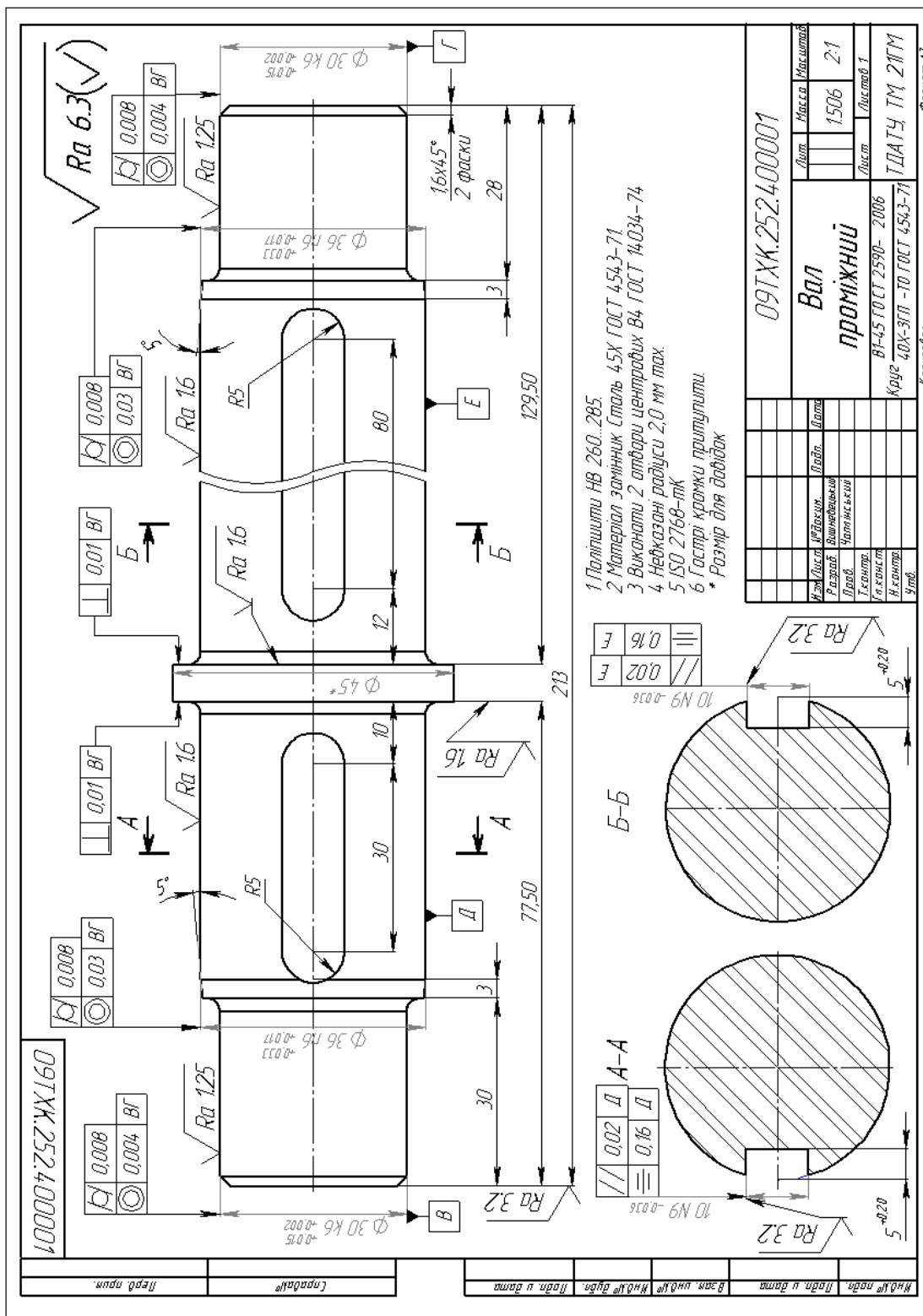


Рисунок 1 – Приклад креслення проміжного вала редуктора

Навчальне видання

**Бондаренко Лариса Юріївна,  
Чаплінський Андрій Петрович,  
Вершков Олександр Олександрович,  
Антонова Галина Володимирівна**

**МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ:  
навчально-методичний посібник до виконання  
курсової роботи**

Надруковано з оригіналів макетів замовника  
Підписано до друку 24.09.2020р. формат 60x84 1/16  
Папір офсетний. Наклад 100 примірників.  
Замовлення №

Видано ПП Верескун В.М.  
Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»  
м. Мелітополь, вул. М. Грушевського, 10 тел.: (0619) 44-45-11

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виробників  
і розповсюджувачів видавничої продукції від 11.06.2002 р. серія ДК №1125