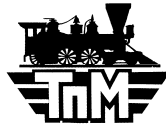


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ



УНІВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТУ

Кафедра теоретичної і прикладної механіки



О. В. Агарков, Д. В. Польовий

**КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ
ЕЛЕКТРОПРИВОДУ СТІЛОК**

Методичні вказівки і варіанти завдань

до виконання курсової роботи з «технічної механіки»
для студентів технічних спеціальностей
денної та заочної форм навчання

Київ 2012

УДК 621.01.(0758.8).

Кінематичний і силовий аналіз електроприводу стрілок. Методичні вказівки і варіанти завдань до виконання курсової роботи з «Технічної механіки» для студентів спеціальності «Організація перевезень та управління на залізничному транспорті» денної та заочної форм навчання / О. В. Агарков, Д. В. Польовий. – К.: ДЕТУТ, 2012. – 32 с.

У методичних вказівках наведені індивідуальні завдання для дослідження одного з головних виконавчих пристроїв автоматизованих систем управління на залізничному транспорті – електроприводу стрілок.

Надані методичні поради щодо виконання роботи, розміщені відповідні нормативні і довідкові матеріали, розглянутий приклад виконання і оформлення роботи.

Методичні вказівки розглянуті і затверджені ні засіданні кафедри ТПМ (протокол № 7 від 25.03.2011 р.) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ (протокол № 8 від 30.03.2011 р.).

Укладачі: *Агарков О. В.*, викладач;

Польовий Д. В., канд. техн. наук, доцент

Рецензенти: *Н. Л. Белевцова*, кандидат технічних наук,
професор (ДЕТУТ);

С. Л. Панов, кандидат технічних наук,
доцент (НТУУ «КПІ»)

Зміст

Передмова.....	4
1. Завдання.....	5
1.1. Задачі курсової роботи.....	5
1.2. Вибір вихідних даних.....	6
2. Методичні поради до виконання роботи.....	7
3. Контрольні питання для самостійної роботи.....	9
4. Правила оформлення роботи.....	11
5. Рекомендована література.....	14
6. Приклад виконання курсової роботи.....	14
6.1. Устрій і принцип дії електроприводу стрілок.....	15
6.2. Визначення геометричних параметрів зубчастих передач.....	16
6.3. Кінематичний аналіз.....	17
6.3.1. Визначення передаточних відношень.....	17
6.3.2. Визначення частот і напрямів обертання зубчастих коліс.....	18
6.3.3. Визначення максимальної швидкості шибера.....	18
6.3.4. Визначення часу спрацювання приводу.....	19
6.4. Визначення коефіцієнту корисної дії приводу.....	19
6.5. Силовий аналіз приводу.....	19
6.5.1. Визначення обертальних моментів.....	19
6.5.2. Визначення обертального моменту спрацювання фрикційної запобіжної муфти.....	20
6.5.3. Визначення тягового зусилля на шибері.....	20
6.6. Розробка конструкції вхідного вала редуктора і розрахунок його на міцність.....	20
6.6.1. Вибір матеріалу.....	20
6.6.2. Попередній розрахунок вала.....	21
6.6.3. Конструювання вала.....	21
6.6.4. Складання розрахункової схеми вала.....	23
6.6.5. Визначення опорних реакцій.....	26
6.6.6. Побудова епюр згинаючих і крутячих моментів.....	26
6.6.7. Розрахунок вала на статичну міцність.....	27
Література.....	27
Додаток А. Позначення графічні умовні в схемах. Елементи кінематики.....	28
Додаток В. Механічні характеристики сталей. Допустимі напруження.....	30
Додаток С. Шарикопідшипники радіальні однорядні. Розміри армованих манжет.....	31

Передмова

Виконання курсової роботи має на меті поглиблення знань студентів при вивченні дисципліни і прищеплення практичних навичок самостійної роботи при вирішенні конкретних інженерних задач.

З метою здійснення фахової підготовки студентів на ранніх стадіях навчання у якості об'єкта досліджень вибраний поширений на залізничному транспорті пристрій електричної централізації станцій – механізм електроприводу стрілок типу СП.

При укладанні методичних вказівок використані матеріали, викладені в роботах [1, 2, 3].

У даному виданні збережена концепція роботи [1] і використані наведені в ній вихідні параметри приводу стрілок. Але на відміну від неї в розділі розрахунків на міцність передбачено розробку конструкції вала, що підлягає розрахунку, а у розділі визначення геометричних параметрів зубчастих коліс – розрахунки, які враховують особливості геометрії коліс з малим числом зубців. Крім цього, у роботу введені нові розділи: «Контрольні питання для самостійної роботи» та сучасні «Правила оформлення роботи».

З метою створення студентам сприятливих умов для самостійного виконання роботи у методичних вказівках крім необхідних методичних порад наведені відповідні довідкові матеріали і приклад виконання роботи.

1. Завдання

1.1. Задачі курсової роботи

Виконати кінематичний і силовий аналіз механізму електроприводу стрілок типу СП, схема якого показана на рис. А.

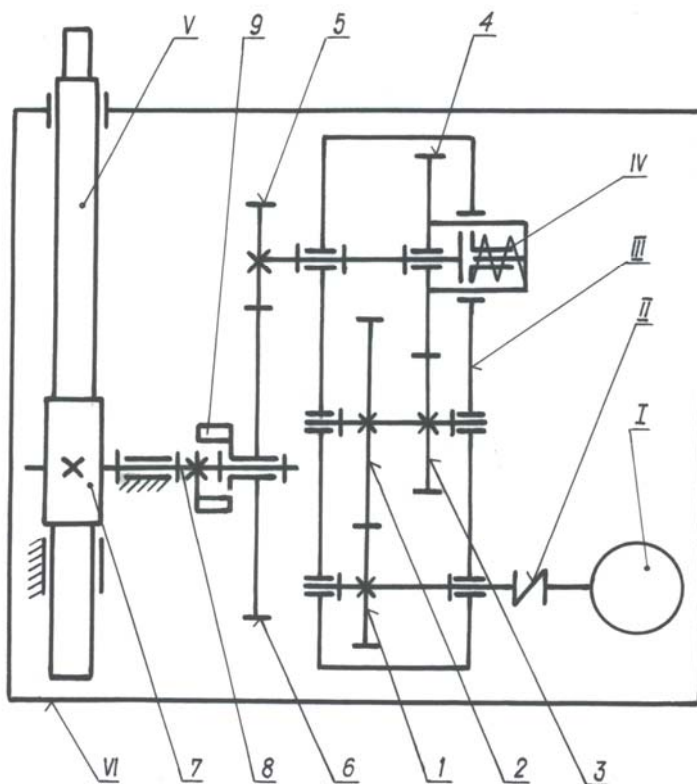


Рис. А. – Схема механізму електроприводу стрілок

При проведенні досліджень необхідно:

а) описати устрій і принцип дії електроприводу стрілок;

б) враховуючи, що зубчасті передачі механізму, крім рейкової, складають зубчасті колеса, які виготовлені з рівним за модулем, але протилежним за знаком зміщенням зуборізного інструменту, обчислити їх геометричні параметри: діаметри ділільних і початкових кіл та відповідні міжосьові відстані по ступенях. Результати розрахунків помістити у таблицю. Обчислити ділільний, основний і початковий діаметри, а також діаметри вершин та западин шиберної шестерні, яка виготовлена зі зміщенням $x = +0,62$. Взяти до уваги, що усі зубчасті колеса – прямозубі. На підставі розрахунків накреслити кінематичну схему для подальшого аналізу;

в) виконати кінематичний аналіз механізму аналітичним методом і визначити: передаточні відношення зубчастих передач по ступенях і загальне передаточне відношення механізму; частоти і напрями обертання зубчастих коліс, вибравши довільно напрям руху шибера. Дані обчислень помістити у таблицю, а напрями обертання коліс позначити на кінематичній схемі стрілками. Визначити також максимальну швидкість переміщення шибера і час спрацювання приводу;

г) визначити коефіцієнт корисної дії приводу і пояснити фізичний зміст одержаного результату;

д) виконати силовий аналіз механізму і визначити обертальні моменти на кожному валу механізму; обертальний момент спрацювання запобіжної фрикційної муфти; тягове зусилля на шибєрі, а також зусилля в зачепленні зубчастих коліс швидкохідної ступені редуктора;

е) розробити ескіз конструкції швидкохідного (вхідного) валу редуктора і розрахувати його на статичну міцність під дією максимального навантаження. Проаналізувати одержаний результат.

1.2. Вибір вихідних даних

Варіанти числових значень величин студент вибирає з таблиць А – В у відповідності до шифру залікової книжки

Варіант чисельних значень по табл. Б відповідає передостанній цифрі шифру, а по табл. В – останній. Дані, які наведені в таблиці А, для усіх варіантів однакові.

Таблиця А – Значення величин, що не залежать від номера варіанту

Параметр	Позначення	Значення	Параметр	Позначення	Значення
Потужність двигуна, кВт	P	0,25	Коефіцієнт запасу зчеплення фрикційної муфти	β	1,25-1,50
Хід шибєра, мм	S	154			
К.к.д. кожної пари коліс з урахуванням втрат у підшипниках	η	0,96	Число зубців колеса 7 (рис. 1.5)	Z_7	10
			Модуль колеса, мм	m	7
К.к.д. шибєра	$\eta_{ш}$	0,62			

Таблиця Б – Параметри зубчастих коліс

Величина		Варіанти									
Модуль	Z_1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1,5 мм	Z_1	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14
	Z_2	67	67	68	68	69	69	67	68	67	68
2,0 мм	Z_3	14	15	16	14	15	16	14	15	16	14
	Z_4	60	60	60	61	61	61	62	62	62	60
3,0 мм	Z_5	15	16	17	15	16	17	15	16	17	15
	Z_6	51	52	53	51	52	53	51	52	53	51

Таблиця В – Частоти обертання ротора електродвигуна

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
<i>n</i> , об/хв	1300	1325	1350	1375	1400	1425	1450	1475	1500	1525

2. Методичні поради до виконання роботи

Для результативної роботи при розв'язанні кожної з перелічених у завданні задач доцільно взяти до уваги такі рекомендації:

а) з електроприводом стрілок детально можна ознайомитися у посібниках [1 – 3].

Для того, щоб розумітися на читанні та зображенні кінематичних схем механізмів різного типу, слід переглянути матеріали ГОСТ 2.770-68 «Обозначения в кинематических схемах», які містяться у підручниках з машинобудівного креслення, зокрема в роботі [4].

Конструкція і принцип дії деяких вузлів, що входять до складу приводу і не описані у згаданих посібниках, такі як, наприклад, фрикційна муфта та клинові механізми, розглядаються у підручниках [5, 6]. Особливу увагу зверніть на принцип дії запобіжних фрикційних муфт;

б) приступаючи до обчислення геометричних параметрів зубчастих передач зверніться до відповідного розділу у підручнику [6]. Передусім ознайомтеся з тим, як і для яких цілей застосовують зміщення зуборізного інструменту при виготовленні зубчастих коліс. З'ясуйте, як це впливає на їх експлуатаційні властивості і розміри конструктивних елементів. Зверніть увагу на значення такого визначального параметра зубчастого зачеплення як модуль і на його зв'язок з практикою виробництва і експлуатації зубчастих передач.

Після обчислення відповідних діаметрів коліс переходьте до виконання структурної схеми механізму. При виконанні кінематичної схеми обов'язково користуйтеся умовними позначками відповідних структурних елементів по ГОСТ 2.770-68 або витягом з нього, який наведений в додатку А до цього посібника;

в) при кінематичному аналізі приводу перш за все зверніть увагу на те, які кінематичні параметри руху і як саме цей механізм перетворює. Що означають визначення «редуктор», «мультиплікатор» ?

Зауважте, що передаточне число і передаточне відношення є важливими параметрами технічних характеристик будь-якого передаточного механізму. Оперуючи цими поняттями, майте на увазі, що перший термін означає відношення діаметрів двох спряжених коліс – більшого до меншого і використовується при розрахунках зубчастих передач на міцність. Другий – це відношення кутових швидкостей або частот обертання двох будь-яких коліс механізму, значення якого теж може бути визначене через діаметри відповідних зубчастих коліс.

Ознайомтеся також з правилами визначення передаточного відношення та напряму руху ланок багатоланкових зубчастих механізмів з нерухомими осями

коліс залежно від їх типів. При вивченні перерахованих питань користуйтеся підручником [6].

При визначенні швидкості і часу спрацювання приводу треба виходити з розв'язку рівняння його руху, що не є задачею цього дослідження. Тому можна дати оцінку цих параметрів тільки в першому наближенні, виходячи з припущення, що зміна швидкості руху на етапі розбігу приводу відбувається за лінійним законом.

Підсумовуючи роботу з вивчення питань цього розділу, вирішіть, за рахунок чого можна зменшити час спрацювання приводу даної конструкції;

г) коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) – це ще один важливий параметр технічної характеристики механізмів і машин, який характеризує ступінь досконалості їх конструкції і економічної ефективності. Відомості з цього питання наведені у підручнику [6], а числові значення к.к.д. механізмів різних типів можна знайти у підручнику [5];

д) силовий аналіз механізмів – один з визначальних етапів дослідження механізмів при їх конструюванні. Якщо результати кінематичного аналізу значною мірою визначають вибір структурної схеми механізму, то силовий – його конструктивне виконання. Для механізму, ланки якого здійснюють обертальний рух, вихідним параметром для силових розрахунків є обертальні моменти на валах механізму. При їх визначенні виходять з фундаментального закону – закону збереження енергії, потік якої передається механізмом. Практично це означає, що при сталій потужності двигуна, потужність обертального моменту на будь-якому валі є теж величина стала і дорівнює потужності двигуна, за відрахуванням втрат, що враховуються відповідним к.к.д. Більш повна інформація з цього питання міститься у відповідному розділі підручника [6].

Для контролю знань з цього розділу вирішіть, як зміниться обертальний момент на вихідному валу редуктора приводу стрілок, якщо збільшити його передаточне відношення, не змінюючи потужності двигуна. Як це вплине на швидкість обертання цього вала ?

Нагадаємо, що з методикою визначення сил, що діють в зачепленні зубчастих коліс, можна ознайомитися в підручнику [5].

е) розділ курсової роботи, присвячений ознайомленню з принципами конструювання і розрахунків окремих деталей механізмів і машин вимагає сполучення різнобічних науково-технічних знань, практичного досвіду і творчого натхнення. У цьому не важко переконатися на прикладі проектування вала.

Перша проблема, яка постає при цьому, полягає у тому, що розробнику на початку роботи відома тільки схема навантаження вала та схема розташування на валу спряжених з ним деталей: зубчастих коліс, шківів, з'єднувальних муфт, підшипників, ущільнень і т. ін.

При такій невизначеності розмірів і конструкції вала задачу розв'язують поетапно. Спочатку виконують так званий попередній розрахунок. При цьому виділяють одну з шийок вала, краще за все ту, що навантажена головним чином

обертальним моментом. Це можуть бути вихідні кінці валів редуктора. Потім за наближеними формулами обчислюють її діаметр та довжину.

На другому етапі, використовуючи одержаний результат і емпіричні рекомендації, які містяться у довідниках з машинобудування, наприклад у підручнику [9], розробляють конструкцію вала і визначають діаметри і довжини інших його шийок.

На заключному етапі виконують перевірочний розрахунок вала за уточненими формулами, під час якого перевіряють одержані результати і, якщо потрібно, то корегують розміри.

Детально питання конструювання вала і відповідні розрахунки розглядаються у підручнику [5].

Для перевірки знань з питань проектування вала запропонуйте, якщо це потрібно, заходи з метою оптимізації конструкції вала для зменшення його маси.

3. Контрольні питання для самостійної роботи

1. Для чого призначений і де використовується електропривод стрілок?
2. До якого типу належить привод, що аналізується: нормального чи швидкого переведення? Якою ознакою це визначається?
3. Покажіть на кінематичній схемі приводу з яких вузлів він складається.
4. Які кінематичні і силові параметри механічного руху перетворює привод? Яким чином вони змінюються?
5. Поясніть, чим викликана необхідність застосування між двигуном і робочою ланкою механізму – шиббером – проміжного пристрою – приводного механізму.
6. Що таке редуктори і для чого їх застосовують у техніці?
7. Для чого у приводі застосована запобіжна фрикційна муфта? Поясніть принцип її дії.
8. Виходячи з яких міркувань вибирають місце розташування запобіжної фрикційної муфти? Яке значення для конструкції механізму має розв'язання цього питання?
9. Покажіть по кінематичній схемі ланцюг передачі руху від двигуна до шибера.
10. Поясніть, для чого вводять і як практично використовують коефіцієнт запасу зчеплення фрикційної запобіжної муфти.
11. За рахунок яких параметрів приводу можна зменшити час спрацювання приводу?
12. Що розуміють під ділильним колом зубчастого колеса і як визначається його діаметр?
13. Що таке модуль зубчастого колеса і в яких одиницях він вимірюється?
14. Чому значення модулів стандартизоване?
15. Що таке передаточне число і як воно визначається для пари спряжених зубчастих коліс?
16. Що таке передаточне відношення, як воно визначається?

17. Яке з'єднання механізмів називають послідовним?
18. Як визначають передаточне відношення кількох послідовно з'єднаних зубчастих механізмів?
19. Що таке к.к.д. механізму, який фізичний зміст цього поняття і що цей коефіцієнт враховує?
20. Як визначити к.к.д. декількох послідовно з'єднаних механізмів?
21. Як змінюються обертальний момент і частота обертання вихідного вала редуктора, якщо збільшити його передаточне число, не змінюючи характеристик двигуна?
22. Як визначити потужність сили і обертального моменту, якщо відповідні швидкості співпадають з напрямом дії силових факторів?
23. В яких одиницях системи СІ вимірюються сила, момент сили, робота, потужність?
24. Визначте залежність між кутовою швидкістю і частотою обертання будь-якого ротора.
25. Для яких цілей застосовують зміщення зуборізного інструменту при нарізанні зубчастих коліс?
26. Що таке коефіцієнт зміщення і як він впливає на якісні показники зубчастих коліс?
27. Чи змінюються діаметри ділительного і основного кіл при нарізанні зубчастих коліс зі зміщенням?
28. Чи є достатньою ознакою працездатності вала виконання умови статичної міцності?

4. Правила оформлення роботи

Курсова робота повинна бути оформлена у відповідності до вимог стандартів ЄСКД, які стисло викладені в посібнику [9].

Текстова частина роботи (пояснювальна записка) виконується чорнилом на аркушах формату А4 (210×297).

На усіх аркушах роботи повинна бути нанесена рамка і основні написи. Ліворуч залишають поля шириною 20 мм, з трьох інших боків – по 5 мм.

Основний напис на першому аркуші пояснювальної записки відповідно до вимог ДСТУ 2.105–95 виконують за формою 1 (рис. Б), а на усіх інших аркушах – за формою 2 (рис. В). На перелічених рисунках основних написів наведені зміст, порядок розміщення і розміри відповідних граф.

Титульний аркуш пояснювальної записки заповнюють за формою, показаною на рис. Г.

Текст пояснювальної записки необхідно розмістити таким чином: на першому аркуші – зміст, на наступних – текст роботи. Він починається з формулювання задач дослідження, зазначення вихідних даних і зображення заданої структурної схеми. Далі послідовно у відповідності до перелічених задач викладається текст. Назви розділів і підрозділів, які зазначаються у змісті на першому аркуші записки, повинні відповідати назвам у тексті.

Розрахунки повинні супроводжуватися короткими поясненнями, розрахунковими схемами і ескізами та посиланнями на використані роботи. Номер використаного джерела наводиться в квадратних дужках у кінці речення, в якому воно згадується.

Усі позначення величин, що входять у формули, розшифровуються і супроводжуються необхідними поясненнями (експлікацією) з зазначенням одиниць виміру у міжнародній системі СІ.

Результати розрахунків записуються після підстановки числових значень величин у скінченому вигляді без наведення проміжних обчислень.

Список використаної літератури подається у кінці роботи у тій послідовності, яка відповідає нумерації у тексті. У списку зазначаються: автор, назва і місце видання, назва видавництва, рік та кількість сторінок видання.

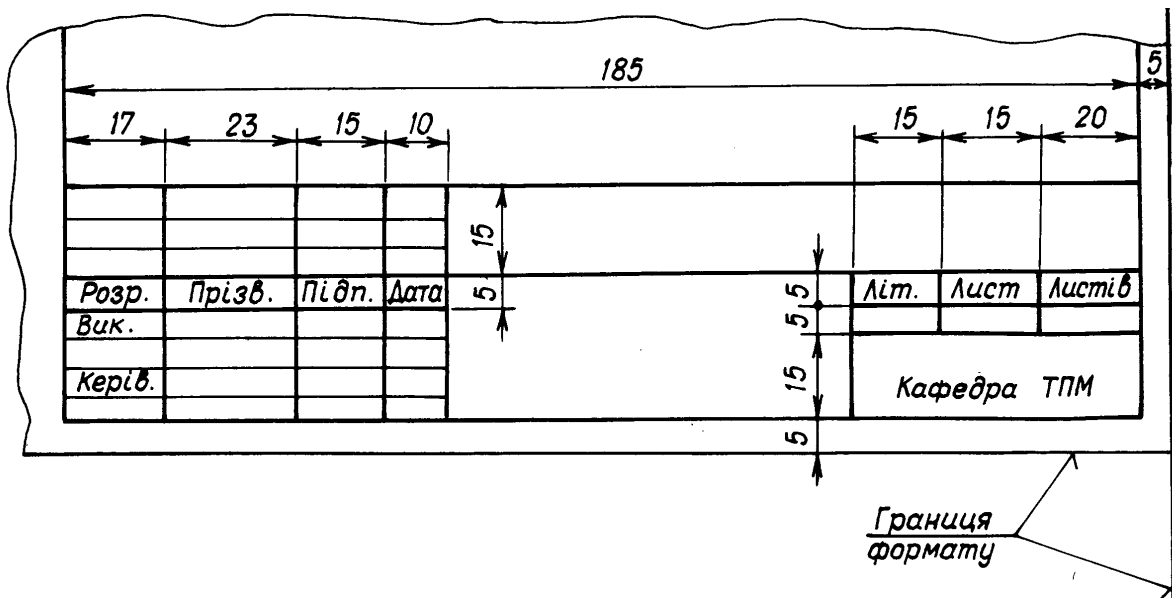


Рис. Б. Основний напис на першому аркуші текстових документів (форма 1)

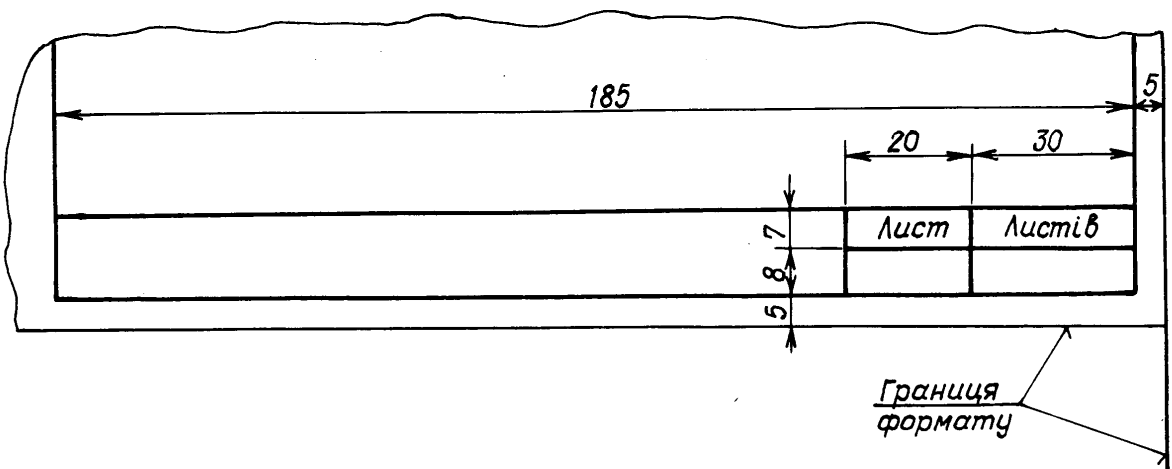


Рис. В. Основний напис на другому і всіх наступних аркушах текстових документів (форма 2)

Державний економіко-технологічний університет транспорту

Кафедра теоретичної і прикладної механіки

Кінематичний і силовий аналіз
електроприводу стрілок

Пояснювальна записка і розрахунки курсової роботи

Керівник викладач

(Підпис І.Б. Прізвище)

Дата

Виконав студент

(Підпис І.Б. Прізвище)

Дата

(Шифр, група студента)

20...

Рис. Г. – Розміщення написів на титульному листі

5. Рекомендована література

1. Мороз В. І. та ін. Завдання та методичні рекомендації до виконання курсової роботи з дисципліни “Прикладна механіка” для студентів факультету УПП всіх форм навчання. – Харків: Видавництво ХДАЗТ, 1999. – 20 с.
2. Савченко И.Е. Станции и узлы. – М.: Транспорт, 1980. – 460 с.
3. Резников Ю. М. Новые стрелочные электроприводы. Лекции для студентов-заочников специальности “Автоматика, телемеханика и связь”. – М.: Изд-во ВЗИИЖТ, 1974. – 30 с.
4. Федоренко В. А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1982. – 416 с.
5. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
6. Теория механизмов и машин / под. ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1986. – 496 с.
7. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с.
8. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. – 420 с.
9. Методичні вказівки з оформлення графічних та текстових документів для студентів всіх спеціальностей та форм навчання / С.Л. Панов та ін. – К.: КІЗТ, 2000. – 60 с.

6. Приклад виконання курсової роботи

Завдання. Виконати кінематичний і силовий аналіз механізму приводу стрілок, використовуючи наступні вихідні дані:

потужність двигуна	$P = 0,25$ кВт;
хід шибера	$S = 154$ мм;
к.к.д. кожної пари коліс	
з урахуванням втрат у підшипниках	$\eta = 0,96$;
к.к.д. шибера	$\eta_{ш} = 0,62$;
коефіцієнт запасу	
зчеплення фрикційної муфти	$\beta = 1,25 - 1,50$;
числа зубців коліс	$z_1 = 15$; $z_2 = 67$;
	$z_3 = 14$; $z_4 = 60$;
	$z_5 = 15$; $z_6 = 51$;
	$z_7 = 10$;
модуль зубчастих коліс 1-2	$m_1 = 1,5$ мм;
також коліс 3-4	$m_2 = 2$ мм;
– // – коліс 5-6	$m_3 = 3$ мм;
– // – колеса 7	$m_7 = 7$ мм;

коефіцієнт зміщення інструменту
при нарізанні колеса 7

$$x = +0,62.$$

6.1. Устрій і принцип дії електроприводу стрілок

Приводи стрілок призначені для переведення, замикання і контролю стану залізничних стрілок. Їх застосовують у системах електричної централізації станцій [1]. Керування приводом здійснюється зі стаціонарного диспетчерського пункту. Незалежно від типу та серії до складу електроприводу входять такі вузли (рис. 1): електродвигун I; муфта II, що з'єднує двигун з вхідним валом редуктора III; запобіжна фрикційна муфта IV, яка забезпечує захист двигуна і зубчастих передач від перевантажень; шибер V з контрольними лініями, які з'єднуються з вістряками рейок, і блок управління й контролю роботи приводу (на рис. 1 не показаний). Всі перелічені вузли змонтовані в металевому корпусі VI, який закривається кришкою.

У процесі роботи обертальний рух ротора двигуна I передається через з'єднувальну муфту II вхідному валу двоступінчастого редуктора III, який містить зубчасті колеса 1 – 4. Зубчасте колесо 4, що розташоване на вихідному валу редуктора, з'єднується з цим валом за допомогою фрикційної муфти IV. При перевантаженні муфта спрацьовує і роз'єднує колесо 4 і вихідний вал, що дає змогу запобігти аваріям.

З вихідного вала редуктора рух передається шестерні 5, спряженому з нею колесу 6 і шестерні 7 зубчастої рейкової передачі, яка жорстко закріплена на головному валу 8. Колесо 6 посаджено вільно на головний вал і з'єднується шестернею 7 за допомогою спеціальної муфти 9 таким чином, що може повертатися відносно неї на певний кут при реверсі руху. Це забезпечує розбіг двигуна майже без навантаження і надійне відмикання шибера 5.

При обертанні шестерні 7 шибер V спочатку відмикається, потім переміщується в задане положення і в кінці ходу замикається. Замикання здійснюється кулачковим механізмом, ланками якого є шестерня 7 та зубчаста рейка шибера.

При реверсі операції циклу повторюються.

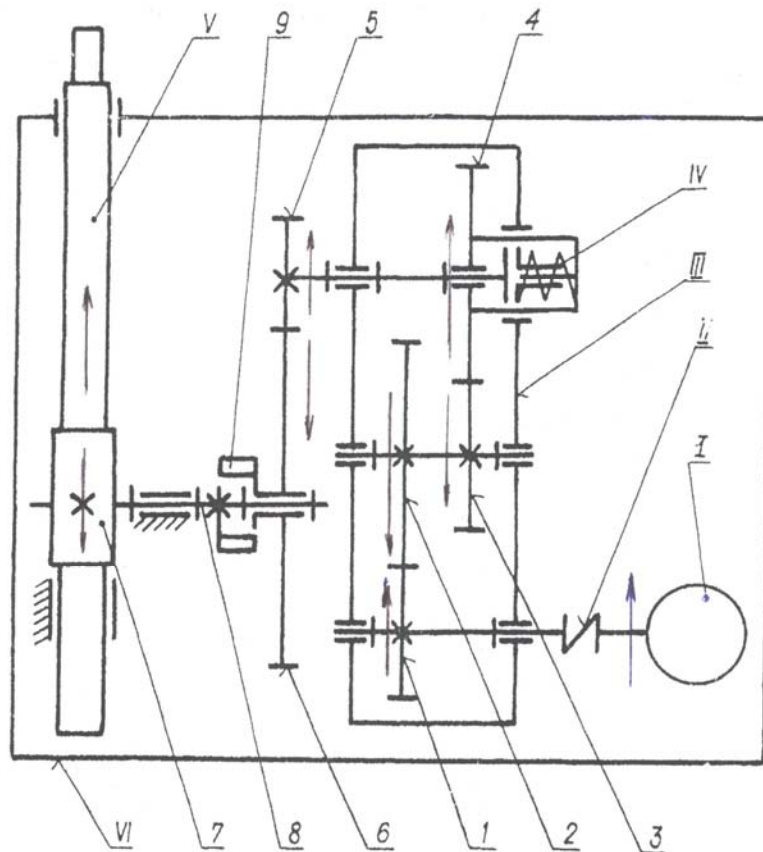


Рис. 1. Схема механізму електроприводу стрілок

6.2. Визначення геометричних параметрів зубчастих передач

Згідно із завданням всі зубчасті передачі приводу за винятком рейкового зачеплення нульові, тобто пари спряжених зубчастих коліс 1 – 6 виготовлені з однаковим за модулем, але протилежними зміщеннями. Це означає, що діаметри ділільних і початкових кіл коліс і відповідні міжосьові відстані збігаються; кут зачеплення становить 20° ; розміри ділільних кіл не залежать від значення зміщення. У зв'язку з цим зубчасті передачі мають такі розміри [2]:

ділільні діаметри

$$d_1 = m_1 \cdot z_1 = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_1 \cdot z_2 = 1,5 \cdot 67 = 100,5 \text{ мм};$$

$$d_3 = m_2 \cdot z_3 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ мм};$$

$$d_4 = m_2 \cdot z_4 = 2 \cdot 60 = 120 \text{ мм};$$

$$d_5 = m_3 \cdot z_5 = 3 \cdot 15 = 45 \text{ мм};$$

$$d_6 = m_3 \cdot z_6 = 3 \cdot 51 = 153 \text{ мм};$$

міжосьові відстані по ступенях

$$a_1 = (d_1 + d_2) / 2 = (22,5 + 100,5) / 2 = 61,5 \text{ мм};$$

$$a_2 = (d_3 + d_4) / 2 = (28 + 120) / 2 = 74 \text{ мм};$$

$$a_3 = (d_5 + d_6) / 2 = (45 + 153) / 2 = 99 \text{ мм}.$$

Результати обчислень заносимо у табл. 1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри передач

Параметр	I ступінь редуктора		II ступінь редуктора		III ступінь привода	
	Номер колеса на схемі – рис. 1					
	1	2	3	4	5	6
$d, \text{мм}$	22,5	100,5	28	120	45	153
$a_w, \text{мм}$	61,5		74		99	

Зміщення зуборізного інструмента при нарізанні шестірні 7 рейкової передачі не впливає на розміри діаметрів діляльного та основного кіл, які відповідно становитимуть

$$d_7 = d_{w7} = m \cdot z_7 = 7 \cdot 10 = 70 \text{ мм};$$

$$d_{b7} = d_7 \cos \alpha = 70 \cdot \cos 20^\circ = 65,52 \text{ мм}.$$

Від зміщення інструменту залежать розміри діаметрів вершин та западин цієї шестірні. Вони дорівнюватимуть

$$d_{a7} = d_7 + 2(h_a^* + x) \cdot m_7 = 70 + 2(1 + 0,62) \cdot 7 = 92,68 \text{ мм};$$

$$d_{f7} = d_7 - 2(h_a^* + c^* - x) \cdot m_7 = 70 - 2(1 + 0,25 - 0,62) \cdot 7 = 61,18 \text{ мм};$$

де $h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зуба;

$c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору;

$x = +0,62$ – коефіцієнт зміщення зуборізного інструменту.

6.3. Кінематичний аналіз

6.3.1. Визначення передаточних відношень

Передаточні відношення окремих ступенів зубчастих передач визначаємо на підставі рівності лінійних швидкостей у зачепленні спряжених коліс [2]. Оскільки лінійна швидкість в зачепленні коліс становить

$$V = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi d n}{60};$$

то

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{67}{15} = 4,47; \quad (1)$$

$$i_{3-4} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{14} = 4,28; \quad (2)$$

$$i_{5-6} = \frac{n_5}{n_6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{51}{15} = 3,4. \quad (3)$$

Ступені зубчастих передач приводу з'єднані між собою послідовно, тому загальне передаточне відношення в напрямку передачі руху від двигуна до шибера становитиме

$$i_{1-6} = u = \frac{n_1}{n_6} = \prod_1^3 i_k = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \cdot i_{5-6} = 4,47 \cdot 4,28 \cdot 3,4 = 65.$$

6.3.2. Визначення частот і напрямів обертання зубчастих коліс

На підставі аналізу схеми приводу (рис. 1) робимо висновок, що

$$n_1 = n = 1300 \text{ об/хв.}$$

З формул (1 – 3) для передаточних відношень і схеми на рис. 1 випливає

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{i_{1-2}} = \frac{1300}{4,47} = 290,8 \text{ об/хв.}$$

Якщо знехтувати ковзанням у фрикційній муфті, то

$$n_4 = n_5 = \frac{n_3}{i_{3-4}} = \frac{290,8}{4,28} = 67,9 \text{ об/хв.};$$

$$n_6 = n_7 = \frac{n_5}{i_{5-6}} = \frac{67,9}{3,4} = 20 \text{ об/хв.}$$

Результати кінематичного аналізу розміщуємо в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати кінематичного аналізу

Передаточні відношення	Значення	Номери коліс на рис. 1	Частоти обертання коліс, об/хв
	i		n
i_{1-2}	4,47	1	1300
i_{3-4}	4,28	2,3	290,8
i_{5-6}	3,4	4,5	67,9
i_{1-6}	65	6,7	20

Для визначення напрямів руху ланок механізму довільно призначаємо напрям руху шибера і застосовуємо правило стрілок: стрілки, які позначають напрям обертання спряжених зубчастих коліс зовнішнього зачеплення, повинні бути направлені в різні боки відносно лінії контакту. Результати визначення показані на рис. 1 стрілками.

6.3.3. Визначення максимальної швидкості шибера

Максимальну швидкість шибера матиме тоді, коли ротор двигуна на стадії розбігу досягне номінальної частоти $n = n_{ном} = 1300 \text{ об/хв}$, а шестерня 7 матиме $n_7 = 20 \text{ об/хв}$. При цьому

$$v_{max} = \frac{\pi d_7 n_7}{60000} = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 20}{60000} = 0,073 \text{ м/с.}$$

6.3.4. Визначення часу спрацювання приводу

У межах даного дослідження можна дати тільки наближену оцінку часу спрацювання механізму. Для точного визначення цього параметру необхідно скласти і розв'язати рівняння руху приводу як машинного агрегату.

Будемо виходити з припущення, що за час спрацювання приводу швидкість переміщення шибера змінюється за лінійним законом і в кінці ходу досягає максимального значення. У цьому випадку переміщення і швидкість шибера пов'язані залежністю

$$S = \frac{v_{\max} \cdot t}{2},$$

звідки обчислюємо

$$t = \frac{2S}{v_{\max}} = \frac{2 \cdot 154 \cdot 10^{-3}}{0,07} = 4,4 \text{ с.}$$

Одержаний результат означає, що даний стрілковий привод належить до приводів з нормальним переведенням, для яких час спрацювання становить 2 – 5 с [1].

6.4. Визначення коефіцієнта корисної дії приводу

Привод складається з чотирьох послідовно з'єднаних механізмів: трьох пар спряжених зубчастих коліс і рейкової передачі, яка сполучена з шибером. Тому загальний к.к.д. приводу становитиме

$$\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^4 \eta_i = \eta^3 \cdot \eta_{ш} = 0,96^3 \cdot 0,62 = 0,55.$$

Значення к.к.д. не досить високе, але для механізмів короткочасної дії, до яких належить даний привод, цілком прийнятне.

6.5. Силовий аналіз приводу

6.5.1. Визначення обертальних моментів

При визначенні обертальних моментів виходимо з закону збереження енергії, який з урахуванням втрат в окремих ланках приводу, можна записати у вигляді

$$\eta \cdot P_{вч} = P_{вн}, \quad (4)$$

або з урахуванням виразу для потужності обертального моменту переписати таким чином

$$\eta T_{вч} \omega_{вч} = T_{вн} \omega_{вн} \quad (5)$$

У формулах (4) і (5) позначені відповідно – $P_{вч}$, $P_{вн}$ – потужності на ведучому і веденому валах приводу; $T_{вч}$, $T_{вн}$ – обертальні моменти на тих же валах; $\omega_{вч}$, $\omega_{вн}$ – кутові швидкості згаданих валів.

Обертальний момент на роторі двигуна, що дорівнює моменту на вхідному валу редуктора і з'єднаний з ним шестерні I (рис. 1), обчислюємо за формулою

$$T_{де} = T_{ex} = T_1 = 9560 \cdot \frac{0,25}{1300} = 1,84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо обертальний момент на проміжному валу, як на веденому, по відношенню до вхідного вала редуктора.

$$T_{np} = T_{ex} \cdot i_{1-2} \cdot \eta = 1,84 \cdot 4,47 \cdot 0,96 = 7,89 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На тій же підставі обертальний момент на вихідному валу редуктора і колесах 4 і 5 дорівнюватиме

$$T_{вих} = T_{np} \cdot i_{3-4} \cdot \eta = 7,89 \cdot 4,28 \cdot 0,96 = 32,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Цей же момент передає і запобіжна муфта, що знаходиться на вихідному валу, тобто

$$T_m = T_{вих} = 32,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аналогічно обчислюємо обертальний момент на шибєрній шестерні 7 рейкової передачі, який дорівнює

$$T_7 = T_6 = T_{вих} \cdot i_{5-6} \cdot \eta = 32,4 \cdot 3,4 \cdot 0,96 = 105,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.5.2. Визначення обертального моменту спрацювання фрикційної запобіжної муфти

Запобіжна муфта розраховується таким чином, щоб вона допускала неминучі при експлуатації певні перевантаження, які враховуються коефіцієнтом запасу зчеплення фрикційних дисків. Значення цього коефіцієнта задані в границях $\beta = 1,25 - 1,5$ [3]. Приймаємо середнє значення коефіцієнта запасу зчеплення $\beta_m = 1,35$ і обчислюємо

$$T = \beta_m \cdot T_m = 1,35 \cdot 32,4 = 43,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.5.3. Визначення тягового зусилля на шибєрі

Тягове зусилля на шибєрі дорівнює коловому зусиллю на шестерні 7 і з урахуванням втрат в механізмі шибєра становить

$$F_t = \frac{2T_7}{d_7} \eta_{ш} = \frac{2 \cdot 105,8}{70 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,62 = 1875 \text{ Н}.$$

6.6. Розробка конструкції вхідного вала редуктора і розрахунок його на міцність

6.6.1. Вибір матеріалу

Основним матеріалом валів і осей є вуглецеві та леговані сталі, що обумовлено їх високими механічними характеристиками, здатністю до зміцнення у процесі термохімічної обробки і відносно легкій оброблюваності.

У більшості випадків для виготовлення валів і осей застосовують сталі 45 і 40Х, механічні властивості яких наведені у додатку (табл. Д. В. 1).

Вибираємо у якості матеріалу конструкційну вуглецеву сталь 45. Припускаючи, що діаметр заготовки вала не перевищуватиме 125 мм, по табл. Д. В. 2 знаходимо властивості цієї марки сталі: твердість поверхні і серцевини після поліпшення 269 – 302 НВ; $\sigma_B = 890 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_T = 650 \text{ Н/мм}^2$.

6.6.2. Попередній розрахунок вала

Особливість розрахунку вала на цьому етапі полягає у тому, що ще не визначені його розміри, і тому не можуть бути обчислені відповідні внутрішні силові фактори.

У таких умовах найбільш придатним для визначення розмірів вала в наших умовах є вхідний кінець вала редуктора, яким він з'єднується з ротором двигуна. Це обумовлено декількома факторами. По-перше, цей діаметр можна призначити, знаючи діаметр ротора двигуна, якщо він вже вибраний. По-друге, нехтуючи впливом згину цієї ділянки вала, для визначення його діаметра можна застосувати поширений метод розрахунку на кручення по занижених допускних напруженнях [3].

Застосуємо другий підхід. Умова міцності вала при крученні має вигляд

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau]$$

Після підстановки у (6) значень $M_{кр} = \beta_m T_{вх}$; $W_p \approx 0,2d^3$, $[\tau] = 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$ і перетворень одержуємо

$$d \geq (6-8) \cdot \sqrt[3]{\beta_m T_{вх}}$$

де $\beta_m = 1,35$ – коефіцієнт, який враховує можливі перевантаження і дорівнює коефіцієнту запасу зчеплення фрикційної муфти (п. 6.5.2);

$T_{вх} = 1,84 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – обертальний момент на вхідному валу редуктора. З урахуванням цих значень обчислюємо

$$d \geq 8 \sqrt[3]{1,35 \cdot 1,84} = 10,84 \text{ мм.}$$

Одержане значення діаметра кінця вала треба округлити до найближчого стандартного значення діаметрів циліндричних кінців валів з ряду: 8; 10; 12; 14; 15; 16;... (ГОСТ 12080-60). Прийmemo $d = 12 \text{ мм}$.

6.6.3. Конструювання вала

По схемі на рис. 1 визначаємо деталі, які повинні бути розташовані на цьому валу. Це – два підшипники, на яких вал установлюється в корпусі редуктора; шестірня I, півмуфта з'єднувальної муфти II і ущільнення, яке герметизує внутрішню порожнину редуктора у тому місці, де вхідний вал виступає назовні (на схемі не показано). Покажемо схему розташування

перелічених деталей на валу з урахуванням стандартних умовних позначень, наведених в додатку А (рис. 2).

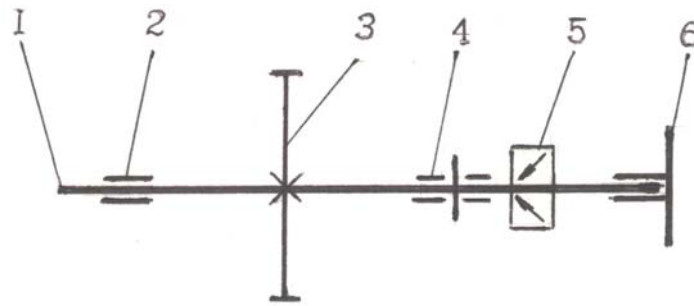


Рис. 2. Схема розташування деталей на вхідному валу редуктора:
 1 – вал; 2, 4 – підшипники; 3 – шестерня; 5 – ущільнення;
 6 – з’єднувальна півмуфта.

Будемо вважати, що вал повинен бути ступінчастим, тобто діаметри його шийок під посадку кожної з показаних на рис. 2 деталей повинні бути різними. Це забезпечить їх легке збирання з валом. Виходячи з цього, виконуємо ескіз конструкції вала, довільно призначаючи розміри окремих шийок вала (рис. 3).

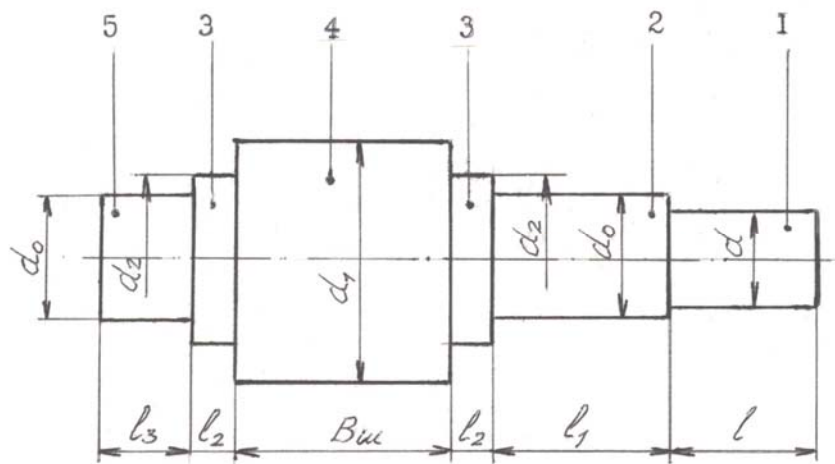


Рис. 3. Ескіз конструкції вала (експлікація у тексті)

На підставі розробленого ескізу і одержаного значення $d = 12$ мм визначаємо конкретні розміри шийок.

1 – шийка під з’єднувальну півмуфту. Діаметр цієї шийки вже визначено, він дорівнює 12 мм; її довжину призначаємо за емпіричною формулою

$$l = (1 \dots 1,5)d.$$

Приймаємо

$$l = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ мм.}$$

2 – шийка під ущільнення і підшипник. Діаметр вала під ці деталі може бути призначений однаковим і рівним

$$d_0 = d + 2t,$$

де $t = 2 - 2,5$ мм – висота заплечика для упора півмуфти

$$d_0 = 10 + 2 \cdot 2,5 = 15 \text{ мм.}$$

Одержане значення діаметра цієї шийки повинно, по-перше, належати до стандартного ряду діаметрів валів, а по-друге, повинно збігатися зі значеннями внутрішніх діаметрів стандартних комплектуючих виробів, спряжених з валом – ущільнення і підшипника. Значення $d_0 = 15$ мм є стандартним і відповідає внутрішнім діаметрам підшипника № 202 (табл. Д. С. 1) і манжети для ущільнення (табл. Д. С. 2). У зв'язку з цим приймаємо остаточно $d_0 = 15$ мм.

Довжину l_1 цієї шийки призначаємо теж за емпіричною формулою

$$l_1 = B + B_1 + 20,$$

де $B = 11$ мм – ширина підшипника № 202 (табл. Д. С. 1);

$B_1 = 7$ мм – ширина манжети (табл. Д. С. 2).

Таким чином

$$l_1 = 11 + 7 + 20 = 38 \text{ мм.}$$

3 – упорний бурт для спірання на нього підшипника. Діаметр цього бурта призначаємо по табл. Д. С. 1 для підшипника № 202

$$d_2 = 20 \text{ мм.} \quad (d_2 \geq d'_2).$$

Ширину бурта призначають в границях 5...8 мм. Приймаємо

$$l_2 = 5 \text{ мм.}$$

4 – шийка вала під шестерню. У зв'язку з тим, що розміри зубчастого вінця шестерні I (табл. 1) майже збігаються з діаметрами навколишніх шийок вала, доцільно шестірню I у цьому випадку виконати заодно з валом і вважати, що діаметр цієї шийки дорівнює діаметру ділильного кола шестірні, тобто

$$d_1 = 22,5 \text{ мм.}$$

Ширину шестерні визначаємо за формулою

$$B_{ш} = (0,315 - 0,5) \cdot a_1 + 5,$$

де $a_1 = 61,5$ мм – міжосьова відстань між колесами 1 і 2 редуктора (табл. 1).

Тоді

$$B_{ш} = 0,4 \cdot 61,5 + 5 = 29,6 \text{ мм,}$$

приймаємо $B_{ш} = 30$ мм.

5 – діаметр шийки під другий підшипник. З метою забезпечення високого рівня уніфікації комплектуючих виробів на практиці у більшості випадків підшипники призначають, як правило, однакові. Тому діаметр цієї шийки також дорівнюватиме $d_0 = 15$ мм, а її довжина становитиме

$$l_3 = B = 11 \text{ мм.}$$

6.6.4. Складання розрахункової схеми вала

Використовуючи одержані результати, виконуємо у масштабі 1:1 ескіз валу (рис. 4а) і його розрахункову схему (рис. 4б). Вал представляємо як балку на двох опорах A і B , осі яких розташовані в перерізах, що віддалені від упорних буртів на відстань (рис. 3)

$$0,5l_3 = 0,5B = 0,5 \cdot 11 = 5,5 \text{ мм.}$$

За рис. 3 визначаємо відстань між опорами

$$L = 2 \cdot 0,5l_3 + 2l_2 + B_{uu} = 2 \cdot 0,5 \cdot 11 + 2 \cdot 5 + 30 = 51 \text{ мм.}$$

На вал діє радіальна сила, яка дорівнює нормальній силі в зачепленні коліс 1 і 2,

$$F_n = \frac{2\beta_m T_1}{d_1 \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 1,35 \cdot 1,84}{22,5 \cdot 10^{-3} \cos 20^\circ} = 236 \text{ Н}$$

і радіальна консольна сила F_m , яка виникає під півмуфтою внаслідок неспіввісного розташування вхідного вала редуктора і ротора двигуна. Її рекомендують визначати за формулою (ГОСТ 16162-85)

$$F_m = (50 \dots 125) \sqrt{\beta_m T_1}.$$

Приймаємо

$$F_m = 100 \sqrt{1,35 \cdot 1,84} = 158 \text{ Н.}$$

Крім того, вал передає обертальний момент

$$T_0 = \beta_m T_1 = 1,35 \cdot 1,84 = 2,48 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Сила F_n прикладена по осі симетрії шестерні I на відстані (рис. 3)

$$l_n = 0,5L = 0,5 \cdot 51 = 25,5 \text{ мм}$$

від опор A і B ; сила F_m – діє в перерізі, який співпадає з торцем вала і розташований на відстані (рис. 3)

$$l_m = 0,5B_{uu} + l_2 + l_1 + l = 0,5 \cdot 30 + 5 + 38 + 18 = 76 \text{ мм}$$

від осі симетрії шестерні I. На цій же ділянці діє також і обертальний момент T_0 .

Навантаження вала і відповідні розміри показуємо на розрахунковій схемі (рис. 5, б). При зображенні консольної сили F_m від муфти вважаємо, що вона перпендикулярна до осі вала. Напрямок її відносно нормальній силі F_n в зубчастому зачепленні може бути довільним. У запас міцності приймаємо гірший випадок навантаження, коли ці сили лежать в одній площині і протилежно направлені.

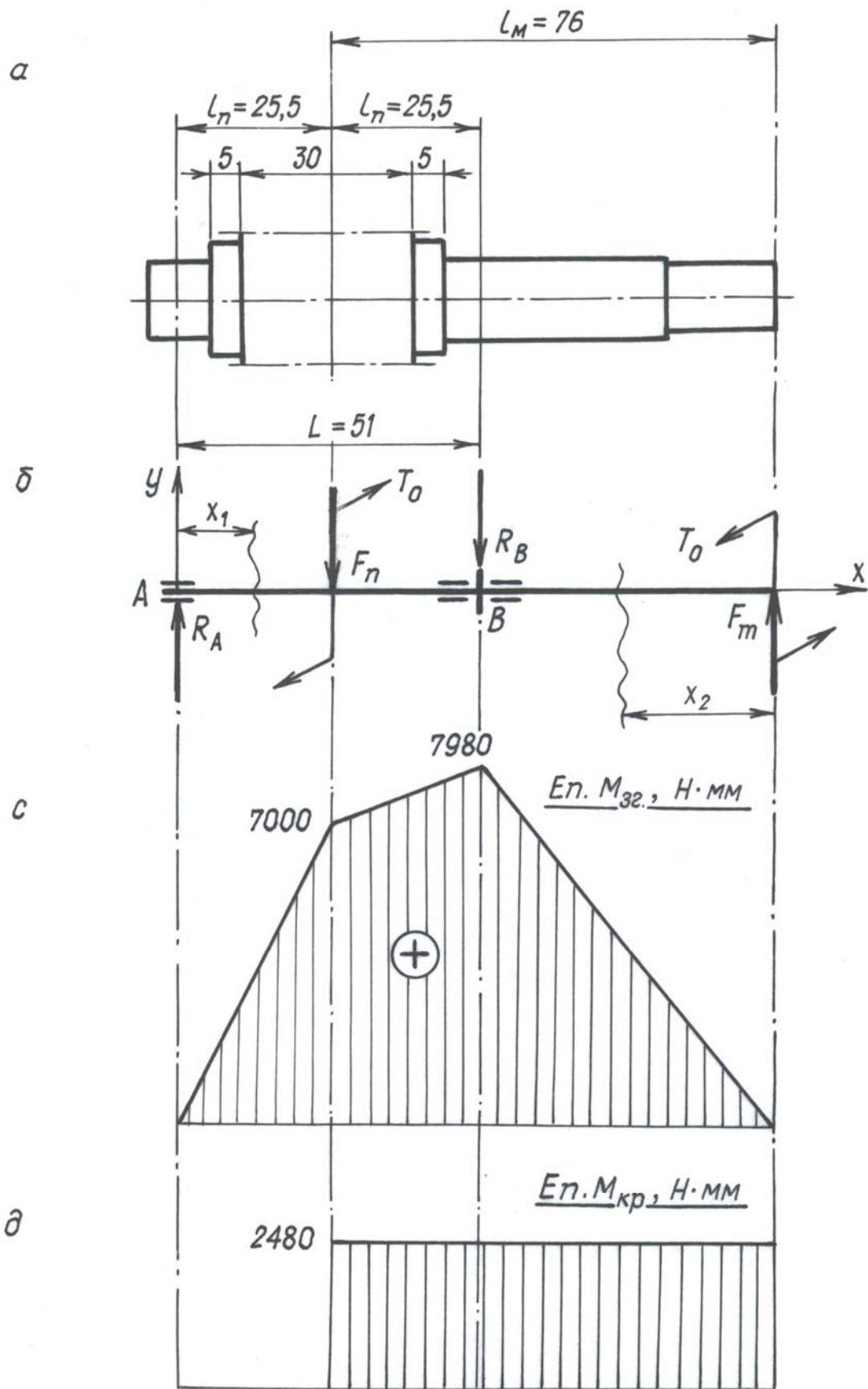


Рис. 4. Розрахунок вхідного вала редуктора

6.6.5. Визначення опорних реакцій

Виберемо систему координат xAy , як це показано на рис. 4 б, і позначимо реакції в опорах A і B . Оскільки лінії дії активних сил вертикальні, то лінії дії реактивних сил також будуть вертикальними. Напрямок реакцій вибираємо довільно.

Для системи сил, що діють на вал, запишемо рівняння рівноваги у вигляді

$$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0; \quad -F_n l_n - R_B L + F_m(l_m + l_n);$$

$$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0; \quad -R_A L + F_n l_n + F_m(l_m - l_n).$$

З першого рівняння обчислимо

$$R_B = \frac{F_m(l_m + l_n) - F_n l_n}{L} = \frac{158(76 + 25,5) - 236 \cdot 25,5}{51} = 19,5 \text{ Н.}$$

Реакцію R_A визначаємо з другого рівняння

$$R_A = \frac{F_m(l_m - l_n) + F_n l_n}{L} = \frac{158(76 - 25,5) + 236 \cdot 25,5}{51} = 274,5 \text{ Н.}$$

Для перевірки результатів обчислень складемо рівняння суми проекцій сил на вертикальну вісь

$$\sum F_{iy} = R_A - F_n - R_B + F_i = 274,5 - 236 - 196,5 + 158 = 0.$$

Оскільки одержали тотожність, то робимо висновок про те, що значення і напрям дії реакцій визначені правильно.

6.6.6. Побудова епюр згинаючих і крутячих моментів

Розподіляємо вал на три ділянки і обчислюємо на кожній з них відповідні значення згинаючих моментів (рис. 4 б).

I ділянка: $0 \leq x_1 \leq 25,5 \text{ мм}$: $M_1 = R_A x_1$.

Чисельні значення згинаючого моменту на границях ділянки:

при $x_1 = 0$: $M_1 = 0$;

при $x_1 = 25,5 \text{ мм}$: $M_1 = 274,5 \cdot 25,5 = 7000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

II ділянка: $0 \leq x_2 \leq l_m - l_n = 76 - 25,5 = 50,5 \text{ мм}$: $M_2 = F_m x_2$.

чисельні значення на границях ділянки:

при $x_2 = 0$: $M_2 = 0$;

при $x_2 = 50,5 \text{ мм}$: $M_2 = 158 \cdot 50,5 = 7980 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Оскільки на вал діють тільки зосереджені сили, то на ділянці між лініями дії сил F_n і R_B епюра $M_{зг}$ також має лінійний характер. Для її побудови на цій ділянці достатньо з'єднати кінцеві точки епюри на I та II ділянках прямою лінією. В остаточному вигляді епюра $M_{зг}$ представлена на рис. 4 с.

Як видно зі схеми навантаження вала (рис. 4 б) крутячий момент – стала величина, яка дорівнює

$$M_{кр} = T_0 = 2480 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Епюра $M_{кр}$ показана на рис. 4 д.

6.6.7. Розрахунок вала на статичну міцність

Під дією $M_{зг}$ і $M_{кр}$ матеріал вала знаходиться у плоскому напруженому стані. Небезпечний переріз розміщується над опорою B , де діють найбільші внутрішні моменти: $M_{зг} = 7980 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ і $M_{кр} = 2480 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (рис. 4 c, d).

Застосовуючи третю гіпотезу міцності, визначаємо максимальний еквівалентний момент

$$M_{екв}^{III} = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{7980^2 + 2480^2} = 8360 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

З умови міцності вала

$$\sigma = \frac{M_{макс}}{W_z} = \frac{32M_{екв}^{III}}{\pi d_0^3} \leq [\sigma],$$

де $d_0 = 15 \text{ мм}$ – діаметр вала в цьому перерізі (рис. 3).

Після підстановки значень величин одержуємо

$$\sigma = \frac{32 \cdot 8360}{\pi \cdot 15^3} = 25 \text{ Н/мм}^2.$$

За табл. Д. В. 2 у додатку знаходимо допускане напруження для матеріалу вала – сталь 45, яке дорівнює $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$. Оскільки


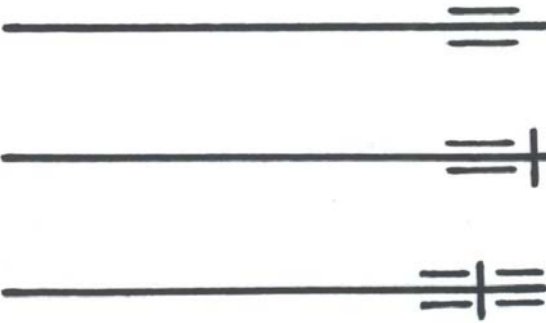
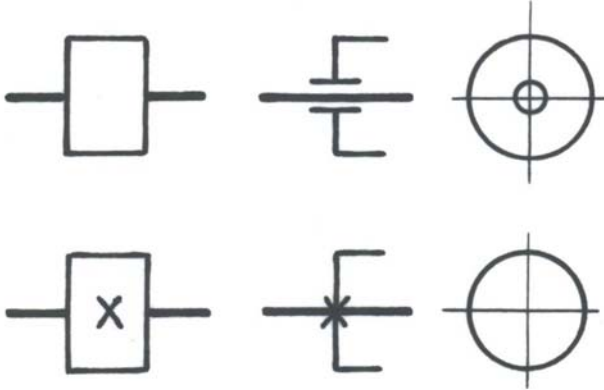
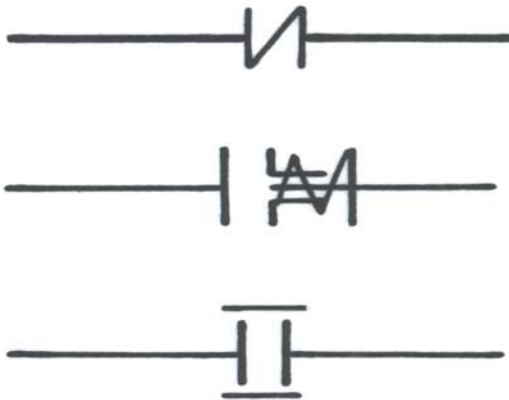
$$\sigma = 25 \text{ МПа} < [\sigma] = 70 \text{ Н/мм}^2,$$

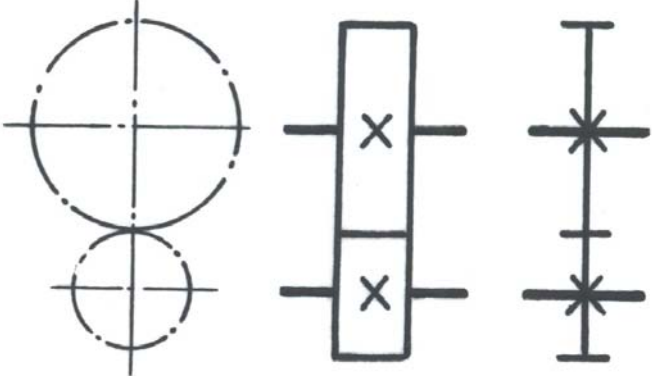
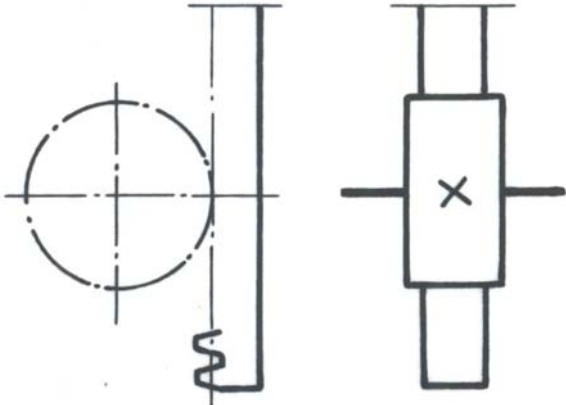

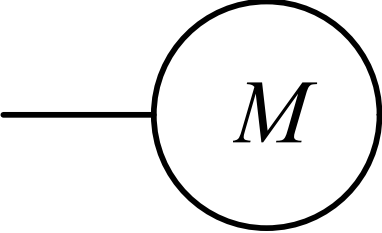
то умова статичної міцності виконується, і за цим критерієм розроблену конструкцію вхідного вала редуктора можна вважати працездатною.

Література

1. Савченко И.Е. Станции и узлы. – М.: Транспорт, 1980. – 460 с.
2. Теория механизмов и машин / под. ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1986. – 496 с.
3. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 420 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с.

ДОДАТОК А
 Позначення графічні умовні в схемах.
 Елементи кінематики
 (Витяг з ГОСТ 2.770-68)

Найменування	Позначення
Вал, валик, вісь, стержень, шатун і т. ін.	
Підшипники ковзання і кочення на валу (без уточнення типу): а) радіальний б) радіально-упорний односторонній в) двосторонній	
З'єднання деталей з валом: а) вільне з обертанням б) глухе	
З'єднання двох валів: а) еластичне б) запобіжною муфтою в) зубчастою муфтою	

<p>Передачі зубчасті циліндричні: а) зовнішнє зачеплення (загальне позначення без уточнення типу зубців)</p>	
<p>Передачі зубчасті рейкові: загальне позначення без уточнення типу зубців</p>	
<p>Підшипники кочення: а) радіальний (загальне позначення)</p>	
<p>Машини електричні. Загальне позначення. (ГОСТ 2.722-68)</p>	

ДОДАТОК В

Таблиця Д. В. 1 – Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Граничний діаметр заготовки, мм	Термообробка	Твердість заготовки		σ_A , Н/мм ²	σ_0 , Н/мм ²
			поверхні	серцевини		
45	Будь-який	Н	179...207 НВ		600	320
45	125	П	235...262 НВ		780	540
45	80	П	269...302 НВ		890	650
40Х	200	П	235...262 НВ		790	640
40Х	125	П	269...302 НВ		900	750
40Х	125	П+ТВЧ	48...53 HRC _E	269...302 НВ	900	750

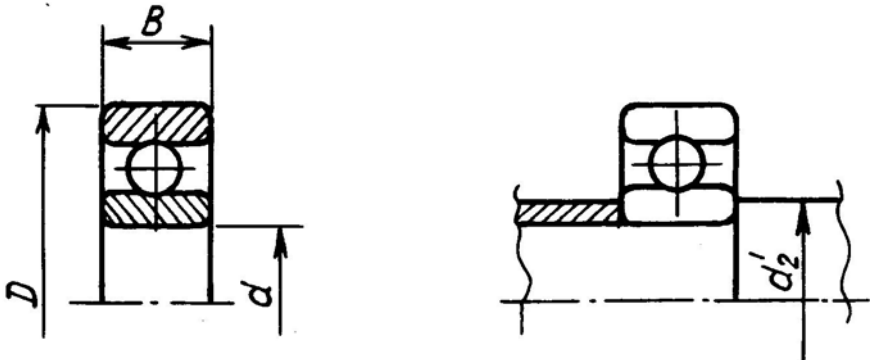
Примітка: у графі «Термообробка» прийняті скорочення: Н – нормалізація; П – поліпшення; ТВЧ – гартування струмами високої частоти.

Таблиця Д. В. 2 – Допускні напруження для валів і осей

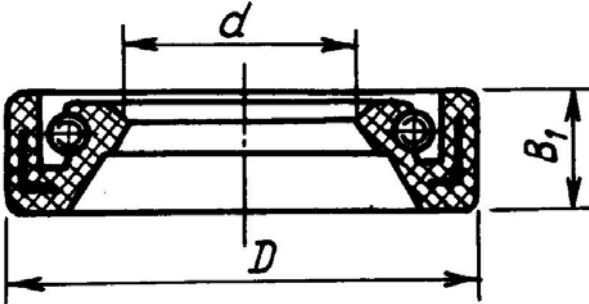
Джерело концентрації напружень	Діаметр вала, мм	$[\sigma]$, Н/мм ² , для сталей			
		35, Ст 5 $\sigma_A \geq 500$	45, Ст 6 $\sigma_A \geq 600$	45, гартув. $\sigma_A \geq 850$	40Х, гартув. $\sigma_A \geq 1000$
Ступінчаста зміна діаметра вала з перехідною поверхнею	≤ 30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

ДОДАТОК С

Таблиця Д. С. 1 – Шарикопідшипники радіальні однорядні
(Витяг з ГОСТ 8338-75)

									
Умовне позна- чення	d , мм	D , мм	B , мм	d'_2 , мм	Умовне позна- чення	d , мм	D , мм	B , мм	d'_2 , мм
Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0									
29	9	26	8	12	202	15	35	11	19
200	10	30	9	14	203	17	40	12	21
201	12	32	10	16	204	20	47	14	25

Таблиця Д. С. 2 – Розміри армованих манжет, мм (Витяг з ГОСТ 8752-79)

								
Діаметр вала, d	D	B_1	Діаметр вала, d	D	B_1	Діаметр вала, d	D	B_1
9	22	7	13	28	7	16	30	7
10	26	7	14	28	7	17	32	7
12	28	7	15	30	7	18	35	7

Навчально-методичне видання

Олександр Володимирович **Агарков**
Дмитро Володимирович **Польовий**

**КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ
ЕЛЕКТРОПРИВОДУ СТІЛОК**

Методичні вказівки і варіанти завдань

до виконання курсової роботи з «технічної механіки»
для студентів спеціальності «організація перевезень
та управління на залізничному транспорті»
денної та заочної форм навчання

Відповідальний за випуск О. В. Агарков

Директор РВЦ ДЕГУТ Л. В. Пономаренко
Головний редактор О. В. Ємець
Верстка В. О. Андрієнка

Підписано до друку 28.04. 2011 р. Формат паперу 60×84/16,
папір офс., спосіб друку – ризографія.
Замовлення № 43-2/11, наклад 200 прим.

Надруковано в редакційно-видавничому центрі
Державного економіко-технологічного університету транспорту
Свідоцтво про реєстрацію Серія ДК № 3079 від 27.12.2007 р.
03049, м. Київ-49, вул. Миколи Лукашевича, 19.