

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Український державний університет науки і технологій

Кафедра «Локомотиви»

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної
роботи та дипломного проектування

Дніпро – 2022

УДК 629.424

Укладачі:

Б. Є. Боднар, М. І. Капіца, Д. В. Бобирь

Рекомендовано до друку МКФ ТІ (протокол № 2 від 11.11.2021 р.)
Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 541 від 25.02.2022 р.)

Гідравлічні передачі локомотивів [Текст] : методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи та дипломного проєктування / уклад.: Б. Є. Боднар, М. І. Капіца, Д. В. Бобирь; Українс. держав. унів.-т науки і технол. – Дніпро, 2022. – 39 с.

Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Гідравлічні передачі локомотивів» та дипломного проєктування містять методику й вихідні дані до розрахунку характеристик узгодженої роботи дизеля та гідродинамічних апаратів передачі тепловоза, тягової та техніко-економічних характеристик тепловоза з гідравлічної передачею.

Рис. 5. Табл. 10. Бібліогр.: 7 назв.

- © Боднар Б. Є., Капіца М. І.,
Бобирь Д. В. укладання, 2022
- © Українс. держав. унів.-т науки і
технол., оригінал-макет, 2022

Зміст

Передмова.....	3
РОЗДІЛ 1 Вибір тепловоза-зразка. опис та технічна характеристика тепловоза.....	6
РОЗДІЛ 2 Визначення активного діаметра гідротрансформатора.....	7
РОЗДІЛ 3 Визначення передаточного числа корегувальної зубчастої пари	9
РОЗДІЛ 4 Приведення зовнішньої характеристики дизеля до вала насосних коліс гідроапаратів.....	10
РОЗДІЛ 5 Розрахунок та побудова навантажувальних характеристик гідроапаратів.....	11
РОЗДІЛ 6 Узгодження характеристик дизеля та гідроапаратів	14
РОЗДІЛ 7 Визначення зон найвигіднішої роботи гідроапаратів	15
РОЗДІЛ 8 Визначення передаточних відношень механічної частини передачі.....	17
РОЗДІЛ 9 Кінематична схема гідропередачі	20
РОЗДІЛ 10 Розрахунок та побудова тягової характеристики тепловоза	21
РОЗДІЛ 11 Розрахунок та побудова техніко-економічних характеристик тепловоза.....	24
Бібліографічний список	27
Додаток А	28
Додаток Б	36
Додаток В	38

Передмова

Метою освоєння навчальної дисципліни «Гідравлічні передачі локомотивів» є формування компетенцій відповідно до стандарту вищої освіти України за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» та придбання ними таких компетенцій:

- розрізняти типи та серії локомотивів, їх системи, агрегати та вузли з визначенням вимог до їхньої конструкції, параметрам та характеристикам;
- розробляти та впроваджувати технологічні процеси, технологічне устаткування і технологічне оснащення, засоби автоматизації та механізації у разі

виробництва, експлуатації, ремонту та обслуговуванні локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

- розробляти з урахуванням естетичних, міцнісних і економічних параметрів технічні завдання і технічні умови на проектування локомотивів, їх систем та окремих елементів; складати плани розміщення устаткування, технічного оснащення та організації робочих місць, розраховувати завантаження устаткування та показники якості продукції;

- організовувати експлуатацію локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів, з обґрунтуванням структури управління експлуатацією, технічного обслуговування та ремонту;

- аналізувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів з метою виявлення та усунення негативних чинників та підвищення ефективності виробничого процесу.

За робочою програмою дисципліни методичні рекомендації сприяють досягненню таких результатів навчання:

- ідентифікувати типи та серії локомотивів, їх системи, агрегати, вузли та вимоги до їх характеристик та параметрів;

- розраховувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів.

Основна мета розрахунково-графічної роботи – це, по-перше, визначення тягово-економічних характеристик тепловозів з гідравлічною передачею, а по-друге, засвоєння методів аналізу характеристик сумісної роботи дизеля та гідроапаратів.

Пояснювальна записка та креслення повинні виконуватися згідно з вимогами ЕСКД (ГОСТ 2.105-95, ГОСТ 2.301-68 – ГОСТ 2.319-81).

Виконуючи розрахунково-графічну роботу (РГР), необхідно провести розрахунки з урахуванням таких загальних вимог:

- РГР виконується на стандартних аркушах паперу (210×297 мм);
- РГР повинна бути виконана акуратним розбірливим почерком без скорочення слів (крім традиційно прийнятих);

- розрахункові формули необхідно спочатку навести в загальному вигляді з використанням буквених символів, дати розшифровку буквених символів, проставляючи одиниці виміру для величин, що мають вимір, а потім підставляти в формулу числові значення величин. Розрахунки вести з точністю:

- сила тяги та зчеплення, дотична потужність тепловоза, ефективна потужність дизеля, обертальний момент, частота обертання – цілі числа;
- коефіцієнт зчеплення коліс з рейками – до трьох знаків після коми;
- потужність на привод допоміжних агрегатів, активний діаметр, передаточне відношення, ККД – до двох знаків після коми;
- швидкість – до одного знаку після коми;

– при використанні у розрахунках значень параметрів, прийнятих з довідкових матеріалів, слід посилатися на джерело інформації; літературу, яка була використана під час роботи над РГР, необхідно навести в кінці роботи;

– матеріал РГР необхідно подавати з урахуванням прийнятої в технічній літературі термінології;

– графіки, схеми, ескізи, креслення вшиваються поміж аркушами РГР після першого згадування в тексті;

– аркуші РГР, ілюстрації, таблиці та графіки повинні бути обов'язково пронумеровані;

– РГР, що виконана без урахування наведених положень, а також не за своїми даними, не рецензується.

Рекомендується при виконанні розрахунків застосовувати застосунок Microsoft Office Excel, систему комп'ютерної алгебри Mathcad, пакет символної математики «Maple» (приклад листингу наведено у додатку А), а для виконання креслень САПР «Компас».

Вихідні дані обираються за табл. А.1, наведеної в додатку А відповідно до навчального шифру (дві останні цифри).

Для виконання РГР задаються такі вихідні дані (див. табл. А.1):

– принципова схема гідропередачі у вигляді комбінації скорочених назв гідроапаратів, що її складають;

– зчїпна маса тепловоза – m_d , т;

– конструкційна швидкість – V_k , км/год;

– розрахункова швидкість – V_p , км/год;

– частка відбору потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза – K_p ;

– допустима окружна швидкість обертання насосних коліс гідротрансформатора – u , м/с;

– коефіцієнт корисної дії гідропередачі – $\eta_{гп}$;

– типи дизеля та гідроапаратів, що використані в силовій установці тепловоза.

Пояснювальна записка повинна такі розділи.

1. Титульний лист.

2. Вихідні дані на виконання курсової роботи.

3. Зміст.

4. Вступ.

5. Вибір тепловоза-зразка. Опис та технічна характеристика тепловоза.

6. Визначення активного діаметра гідротрансформатора.

7. Визначення передаточного числа корегувальної зубчастої пари.

8. Розрахунок та побудову навантажувальних характеристик гідроапаратів.

9. Узгодження характеристик дизеля та гідроапаратів.

10. Визначення зон найвигіднішої роботи гідроапаратів.

11. Визначення передаточних чисел механічної частини гідропередачі.
12. Опис кінематичної схеми гідропередачі та схеми тягового приводу.
13. Розрахунок тягової характеристики тепловоза.
14. Розрахунок економічних характеристик тепловоза.
15. Висновки.
16. Перелік використаної літератури.
17. Специфікація на креслення.

У вступі необхідно охарактеризувати сучасний стан використання гідропередач на тепловозах, коротко викласти особливості експлуатації тепловозів з гідравлічною передачею потужності.

Графічна частина роботи складається з одного листа формату А2, де 0,5 листа – схема тягового приводу тепловоза-зразка; 0,5 листа – кінематична схема гідропередачі.

РОЗДІЛ 1

ВИБІР ТЕПЛОВОЗА-ЗРАЗКА. ОПИС ТА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЗА

Потужність на ободі рушійних коліс тепловоза, тобто розрахункову дотичну потужність $P_{др}$ можна визначити за умови, що на керівному підйомі з крутизною i_p при розрахунковій швидкості руху V_p дотична сила тяги тепловоза $F_{др}$ повинна бути по можливості максимальною і відповідати силі зчеплення $F_{зч}$ його рушійних коліс з рейками. Як відомо, ця умова виражається рівнянням:

$$F_{др} = F_{зч} = 9810 \cdot m_l \cdot \psi_{др}, \quad (1.1)$$

де $F_{др}$, $F_{зч}$ – відповідно розрахункова дотична сила тяги і сила зчеплення коліс з рейками, Н;

m_l – зчїпна маса локомотива, т, приймається за табл. А.1 згідно з варіантом;

$\psi_{др}$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

Значення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками визначається при розрахунковій швидкості руху тепловоза за формулою

$$\psi_{др} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V_p}, \quad (1.2)$$

де V_p – розрахункова швидкість, км/год, приймається для маневрового режиму за табл. А.1 згідно з варіантом.

Розрахункова дотична потужність тепловоза визначається з виразу:

$$P_{др} = \frac{F_{др} \cdot V_p}{3600}. \quad (1.3)$$

Потужність, що передається від дизеля до гідропередачі P_p , визначається за формулою:

$$P_p = \frac{P_{др}}{\eta_{гп}}, \quad (1.4)$$

де $\eta_{гп}$ – ККД гідропередачі (табл. А.1).

На тепловозах частина потужності дизеля витрачається на привод допоміжних агрегатів. Якщо врахувати величину відбору потужності, то потрібна ефективна потужність дизеля P'_e буде

$$P'_e = \frac{P_p}{1 - K_p}, \quad (1.5)$$

де K_p – частка відбору потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза (табл. А.1 додатка).

Виходячи з отриманої ефективної потужності дизеля P'_e , його типу і схеми гідропередачі, необхідно вибрати тепловоз-зразок по [1 – 6].

Після цього необхідно підібрати відповідну літературу, вивчити будову тепловоза, схему тягової передачі та її роботу, схему тягового привода, виконати графічну частину роботи, описати будову та навести технічну характеристику тепловоза.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ АКТИВНОГО ДІАМЕТРА ГІДРОТРАНСФОРМАТОРА

В існуючих гідравлічних тягових потужності оптимальні частота обертання колінчастого вала дизеля та частота обертання насосних коліс гідроапаратів не узгоджуються, тому між дизелем та валом насосних коліс гідроапаратів встановлюється корегувальна зубчаста пара, рис. 1.

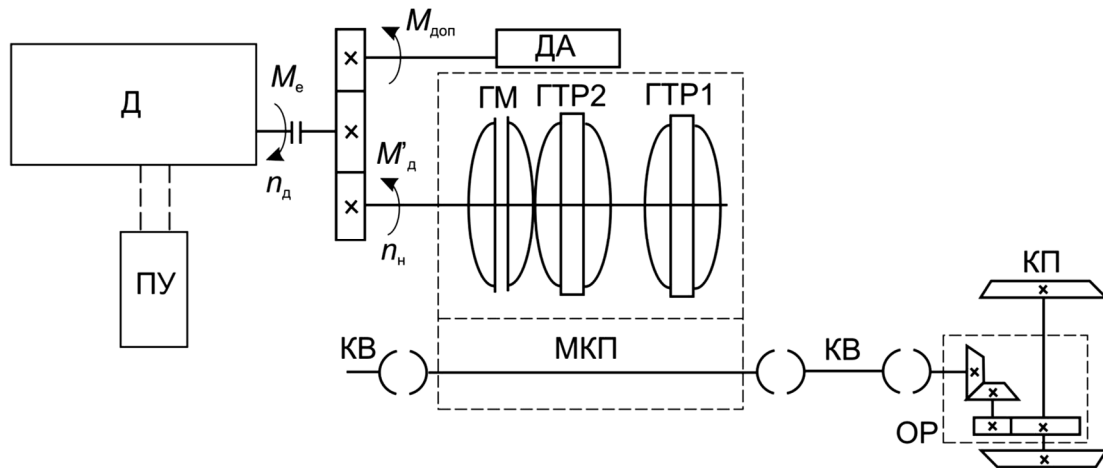


Рис. 1. Принципова схема тепловоза з гідропередачею:

Д – дизель; ПУ – пульт управління; ЗП – корегувальна зубчаста пара; ГТР1, ГТР2 – гідротрансформатори; ГМ – гідромуфта; МКП – механічна частина гідропередачі; ДА – допоміжні агрегати тепловоза; КВ – карданні вали; ОР – осьовий редуктор; КП – колісна пара

Якщо позначити момент дизеля, приведений до вала насосних коліс гідроапаратів, через M'_d , то за наявності корегувальної зубчастої пари можна отримати рівняння:

$$M'_d \cdot n_n = M_d \cdot n_{dном} \cdot \eta_{зп}, \quad (2.1)$$

де n_n – частота обертання насосних коліс гідроапаратів, хв^{-1} ;

M_d – обертальний момент на колінчастому валу дизеля, Н·м;

$n_{dном}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля, хв^{-1} ; значення $n_{dном}$ наведено в табл. Б.1;

$\eta_{зп}$ – коефіцієнт корисної дії корегувальної зубчастої пари ($\eta_{зп} = 0,98 \dots 0,99$).

У разі узгодженої роботи дизеля та гідроапаратів потужність дизеля дорівнює потужності опору обертання насосного колеса відповідного гідроапарата, і, якщо врахувати, що момент M'_d дорівнює моменту, розвинутому насосними колесами – M_n , то після нескладних перетворень можна отримати

$$9550 \frac{P_e - \sum P_{доп}}{60 \cdot u} \cdot \pi \cdot D_a \cdot \eta_{зп} = 9,81 \cdot A_n \gamma \cdot \left(\frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_a} \right)^2 \cdot D_a^5, \quad (2.2)$$

де P_e – ефективна потужність дизеля тепловоза-зразка, кВт (табл. Б.1);

- $\sum P_{\text{доп}}$ – сумарний відбір потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза, кВт;
- D_a – активний діаметр гідротрансформатора, м;
- $A_n \gamma$ – коефіцієнт моменту насосних коліс, орієнтовно можна прийняти для всіх гідротрансформаторів $A_n \gamma = 10 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2/\text{м}$;
- u – максимально допустима швидкість обертання насосних коліс гідроапаратів, м/с (табл. А.1 додатка А).

$$\sum P_{\text{доп}} = P_e \cdot K_p. \quad (2.3)$$

Виконавши необхідні перетворення, можна отримати остаточну формулу для визначення активного діаметра гідротрансформатора D_a в метрах:

$$D_a = 0,37 \cdot u^{-\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{(P_e - \sum P_{\text{доп}}) \cdot \eta_{\text{зп}}}{A_n \gamma}}. \quad (2.4)$$

Необхідно мати на увазі, що з урахуванням конструктивних особливостей гідропередачі та обмеження габариту реальна величина D_a повинна знаходитись в межах 0,45...0,75 м.

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА КОРЕГУВАЛЬНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПАРИ

Гранично допустима частота обертання насосних коліс гідроапаратів $n_{\text{н max}}$ залежить від матеріалу, з якого виготовлені ці колеса, їх активного діаметра та визначається з виразу

$$n_{\text{н max}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_a}. \quad (3.1)$$

Якщо відома номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля $n_{\text{д ном}}$, то передаточне відношення корегувальної зубчастої пари $i_{\text{зп}}$ визначається з виразу

$$i_{\text{зп}} = \frac{n_{\text{д ном}}}{n_{\text{н max}}}. \quad (3.2)$$

Необхідно зазначити, що величина $i_{\text{зп}} < 1$ відповідає підвищувальній зубчастій парі, а при $i_{\text{зп}} > 1$ – понижувальній.

РОЗДІЛ 4

ПРИВЕДЕННЯ ЗОВНІШНЬОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ДО ВАЛА НАСОСНИХ КОЛІС ГІДРОАПАРАТІВ

Під впливом корегувальної зубчастої пари (див. рис. 1) та відбору потужності на привод допоміжних агрегатів частота обертання $n_{\text{д}}$ та момент $M_{\text{д}}$ на колінчастому валі дизеля, що передаються валу насосних коліс гідроапаратів, змінюють свої величини та досягають деяких значень $n_{\text{н}}$ і $M'_{\text{д}}$, які відповідно визначаються з виразів:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е}} \cdot \left(1 - K_{\text{р}}\right), \quad (4.1)$$

$$n_{\text{н}} = \frac{n_{\text{д}}}{i_{\text{зп}}}, \quad (4.2)$$

$$M'_{\text{д}} = M_{\text{д}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{зп}}. \quad (4.3)$$

Враховуючи це, за даними табл. Б.1 для вибраного типу дизеля необхідно накреслити його зовнішню характеристику $M_{\text{е}} = f(n_{\text{д}})$ та, використовуючи вирази (4.1 – 4.3), привести її до вала насосних коліс гідроапаратів. Результати обчислень необхідно подати у вигляді табл. 4.1.

Перші два рядки табл. 4.1 заповнюються з табл. Б.1 для вибраного типу дизеля. Далі в спільній системі координат на міліметровому папері формату А3 будуються залежності: $M_{\text{е}} = f(n_{\text{д}})$ – зовнішня характеристика дизеля, $M_{\text{д}} = f(n_{\text{д}})$ – характеристика дизеля з урахуванням відбору потужності на привод допоміжних агрегатів, $M'_{\text{д}} = f(n_{\text{н}})$ – характеристика дизеля, приведена до вала насосних коліс гідроапаратів (рис. 2).

Таблиця 4.1

Приведення зовнішньої характеристики дизеля до вала насосних коліс гідроапаратів

n_d, XB^{-1}						
$M_e, \text{H}\cdot\text{м}$						
$M_d, \text{H}\cdot\text{м}$						
$M'_d, \text{H}\cdot\text{м}$						
n_n, XB^{-1}						

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОАПАРАТІВ

Відповідно до заданої схеми гідропередачі необхідно розрахувати навантажувальні характеристики гідроапаратів, які являють собою залежності моментів насосних коліс від частоти їх обертання $M_n = f(n_n)$. Розрахунок цих залежностей виконується за формулами:

– для гідротрансформаторів

$$M_n^{\text{ГТР}} = A_n^{\text{ГТР}} \cdot \gamma \cdot D_a^5 \cdot n_n^2 \cdot g \cdot 10^{-4}, \quad (5.1)$$

– для гідромуфт

$$M_n^{\text{ГМ}} = A_n^{\text{ГМ}} \cdot \gamma \cdot D_a^5 \cdot n_n^2 \cdot g \cdot 10^{-4}, \quad (5.2)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Значення коефіцієнтів моменту насосних коліс $A_n^{\text{ГТР}}\gamma$ та $A_n^{\text{ГМ}}\gamma$ приймаються за табл. Б.2 для заданого типу гідроапарата. Значення активного діаметра гідротрансформатора D_a приймається за результатами розрахунку за формулою (2.3), а для гідромуфти приймається $D_a = 0,58 \text{ м}$ (відповідно до муфти типу ГМ58/24).

Розрахунок навантажувальних характеристик гідротрансформаторів та гідромуфт зручно виконати в табличній формі (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Результати розрахунку навантажувальних характеристик гідротрансформатора

n_t / n_n	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
-------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

$(A_{\text{H}}\gamma) \cdot 10^{-4}, \text{с}^2/\text{м}$												
$(A_{\text{T}}\gamma) \cdot 10^{-4}, \text{с}^2/\text{м}$												
$K_{\text{ГТР}} = A_{\text{T}}\gamma / A_{\text{H}}\gamma$												
$\eta_{\text{ГТР}} = K_{\text{ГТР}} \cdot n_{\text{T}} / n_{\text{H}}$												
$n_{\text{H}}, \text{хв}^{-1}$	$M_{\text{H}}^{\text{ГТР}} = (A_{\text{H}}^{\text{ГТР}}\gamma) \cdot 10^{-4} \cdot D_{\text{a}}^5 \cdot n_{\text{H}}^2 \cdot g, \text{Н}\cdot\text{м}$											
$n_{\text{H min}}$												
$n_{\text{H 1}}$												
$n_{\text{H 2}}$												
...												
$n_{\text{H max}}$												

Значення коефіцієнта моменту турбінного колеса $A_{\text{T}}\gamma$ визначається за відомим коефіцієнтом трансформації моменту $K_{\text{ГТР}}$. За результатами розрахунку (див. табл. 5.1) необхідно побудувати на папері формату А4 характеристики гідротрансформатора заданого типу, що являють собою залежності $A_{\text{H}}\gamma = f(n_{\text{T}} / n_{\text{H}})$, $A_{\text{T}}\gamma = f(n_{\text{T}} / n_{\text{H}})$, $K_{\text{ГТР}} = f(n_{\text{T}} / n_{\text{H}})$, $\eta_{\text{ГТР}} = f(n_{\text{T}} / n_{\text{H}})$.

Значення частоти обертання насосних коліс гідротрансформатора n_{H} необхідно приймати в межах від $n_{\text{H min}}$ до $n_{\text{H max}}$ з інтервалом 100 хв^{-1} . Момент насосного колеса $M_{\text{H}}^{\text{ГТР}}$ розраховується для кожного значення $n_{\text{T}} / n_{\text{H}}$. Отримана сукупність значень $M_{\text{H}}^{\text{ГТР}}$ в кожному стовпчику являє собою навантажувальну параболу для кожного значення $n_{\text{T}} / n_{\text{H}}$.

Отримані таким чином десять навантажувальних парабол гідротрансформатора необхідно побудувати в системі координат $M_{\text{H}}^{\text{ГТР}} = f(n_{\text{H}})$, спільній з раніше побудованим графіком $M'_{\text{д}} = f(n_{\text{H}})$ (див. рис. 2).

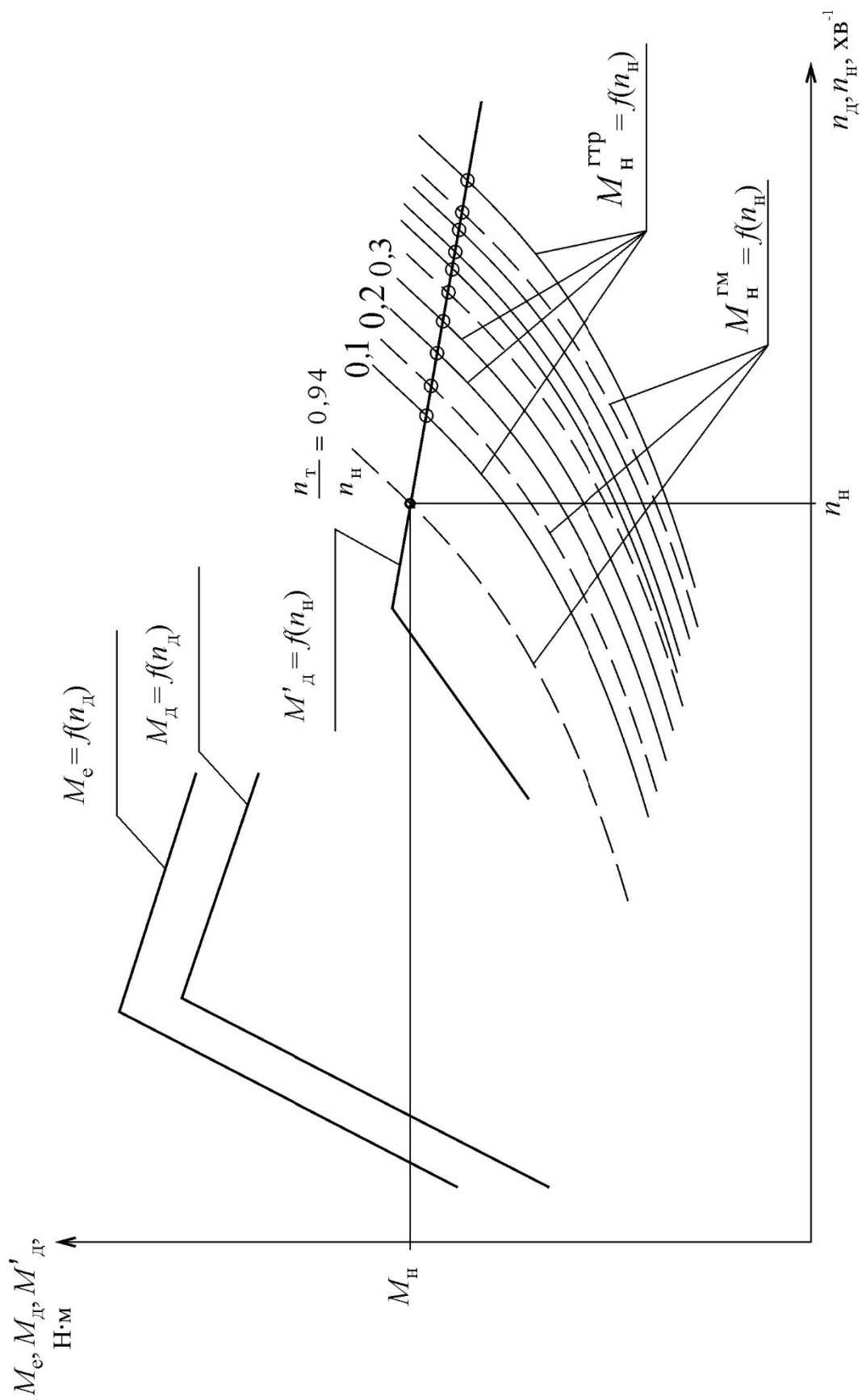


Рис. 2. Спільна побудова залежностей $M_e = f(n_d)$, $M_d = f(n_d)$, $M'_d = f(n_H)$, $M_H^{\Gamma TP} = f(n_H)$, $M_H^{\Gamma M} = f(n_H)$

для визначення параметрів узгодженої роботи дизеля та гідроапаратів

У результаті можна отримати побудову, на якій графіки $M_{\text{н}}^{\text{гтр}} = f(n_{\text{н}})$ перетинаються з графіком $M'_{\text{д}} = f(n_{\text{н}})$. Будуючи графіки $M_{\text{н}}^{\text{гтр}} = f(n_{\text{н}})$, необхідно обов'язково вказувати, якому значенню $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$ відповідає та чи інша крива.

Розрахунок навантажувальних парабол гідромуфти виконується для передаточних відношень 0,94; 0,95; 0,96; 0,97. При цьому необхідно скласти таблицю за формою табл. 5.1, але треба врахувати, що для гідромуфти $A_{\text{н}}^{\text{гм}}\gamma = A_{\text{т}}^{\text{гм}}\gamma$, $K_{\text{гтр}} = 1$, $\eta_{\text{гм}} = n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$; тому третій, четвертий та п'ятий рядки таблиці можна пропустити. За результатами розрахунку необхідно побудувати на папері формату А4 характеристики гідромуфти, що являють собою залежності $A_{\text{н}}^{\text{гм}}\gamma = f(n_{\text{т}}/n_{\text{н}})$, $\eta_{\text{гм}} = f(n_{\text{т}}/n_{\text{н}})$.

Отримані навантажувальні параболи гідромуфти $M_{\text{н}}^{\text{гм}} = f(n_{\text{н}})$ будуються в тій самій системі координат, що й для гідротрансформатора (рис. 2).

РОЗДІЛ 6

УЗГОДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ ТА ГІДРОАПАРАТІВ

Узгодженій роботі дизеля та гідроапаратів будуть відповідати точки перетину кривої $M'_{\text{д}} = f(n_{\text{н}})$ з навантажувальними характеристиками гідротрансформатора $M_{\text{н}}^{\text{гтр}} = f(n_{\text{н}})$ та гідромуфти $M_{\text{н}}^{\text{гм}} = f(n_{\text{н}})$, тому що в цих точках потужність, розвинена дизелем, необхідна і достатня для подолання опору насосних коліс гідроапаратів.

Для визначення параметрів узгодженої роботи дизеля та гідротрансформатора зручно скласти таблицю за формою табл. 6.1.

Порядок заповнення табл. 6.1 має бути таким. Для кожного $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$ за графіком рис. 2 визначаються як параметри узгодженої роботи дизеля та гідроапаратів величини $n_{\text{т}}$ та $M_{\text{н}}$, що відповідають описаним вище точкам перетину кожної кривої. При відомому значенні частоти обертання насосного колеса $n_{\text{н}}$ та передаточному відношенні $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$ визначається частота обертання турбінного колеса $n_{\text{т}}$. Значення коефіцієнта трансформації моменту $K_{\text{гтр}}$ та ККД гідротрансформатора переносяться з табл. 5.1.

Параметри узгодженої роботи дизеля та гідротрансформатора

n_t / n_h	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
n_h, XB^{-1}											
$M_h, \text{H} \cdot \text{м}$											
$n_t = n_h \cdot n_t / n_h, \text{XB}^{-1}$											
$K_{\text{гтр}} = A_t \gamma / A_h \gamma$											
$M_t = K_{\text{гтр}} \cdot M_h, \text{H} \cdot \text{м}$											
$\eta_{\text{гтр}} = K_{\text{гтр}} \cdot n_t / n_h$											

Момент, що розвивається турбінним колесом M_t , визначається за формулою, що наведена в табл. 6.1.

За даними табл. 6.1 на міліметровому папері формату А4 будуються графіки $M_h^{\text{гтр}} = f(n_t)$, $M_t^{\text{гтр}} = f(n_t)$, $n_h^{\text{гтр}} = f(n_t)$, $\eta_{\text{гтр}} = f(n_t)$ (рис. 3).

Залежність $M_t^{\text{гтр}} = f(n_t)$ являє собою тягову характеристику гідротрансформатора.

Також необхідно скласти таблицю за формою табл. 6.1 для гідромуфти з передаточними відношеннями n_t / n_h в діапазоні від 0,94 до 0,97 з кроком 0,01. При цьому необхідно пам'ятати, що для гідромуфти $M_h = M_t$, $K_{\text{гм}} = 1$ і $\eta_{\text{гм}} = n_t / n_h$, тому п'ятий, шостий та сьомий рядки в табл. 6.1 можуть не прийматись до уваги.

За даними цієї таблиці необхідно в сумісній з гідротрансформатором системі координат побудувати залежності $n_h^{\text{гм}} = f(n_t)$, $\eta_{\text{гм}} = f(n_t)$,

$M_h^{\text{гм}} = f(n_t)$, див. рис.3.

РОЗДІЛ 7

ВИЗНАЧЕННЯ ЗОН НАЙВИГІДНІШОЇ РОБОТИ ГІДРОАПАРАТІВ

Раніше, при визначенні передаточного числа корегувальної зубчастої пари (розділ 3) була розрахована гранично допустима з міркувань міцності частота обертання насосних коліс гідроапаратів. Із попереднього розділу також відомо, що найбільше передаточне відношення для гідромуфти становить 0,97.

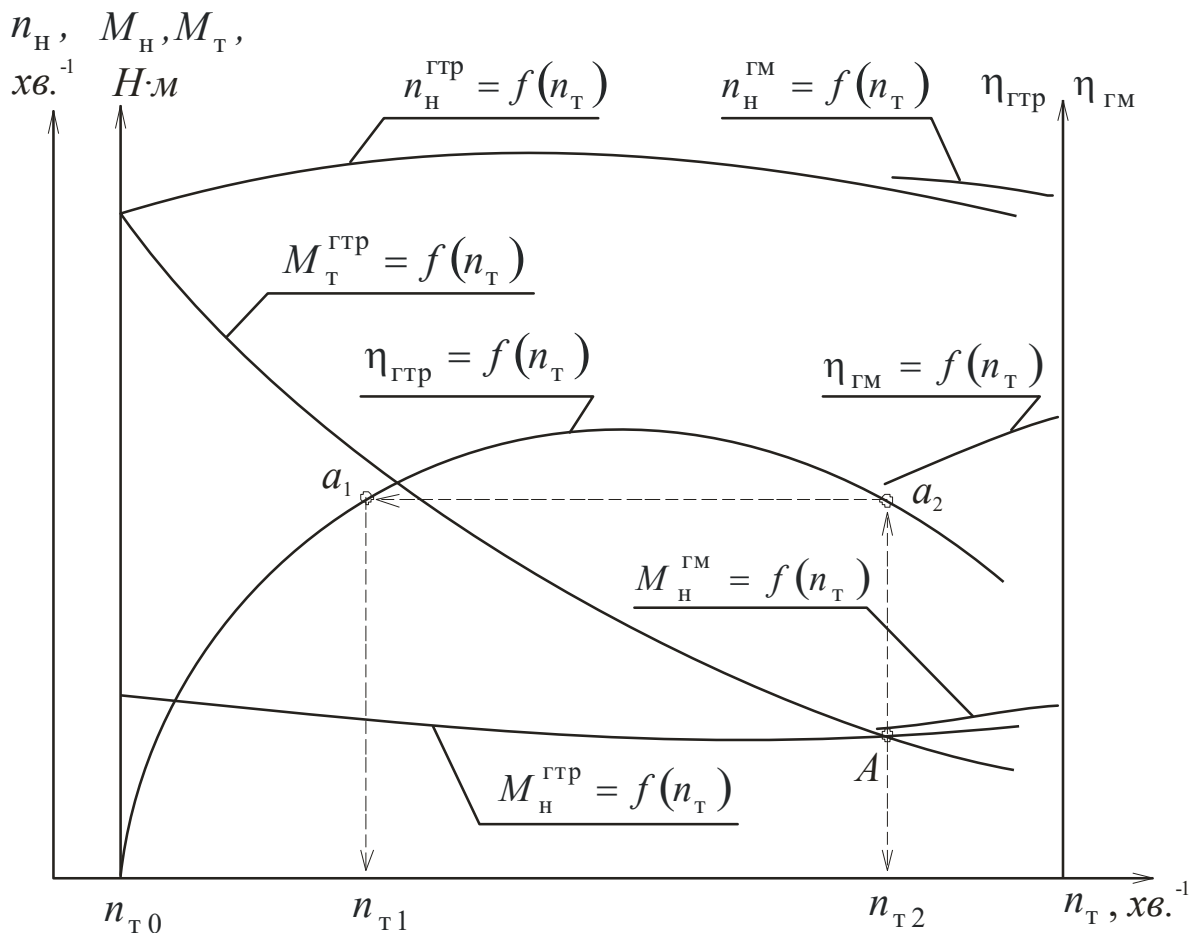


Рис. 3. Визначення зон найвигіднішої роботи гідротрансформаторів

Тому найбільша за умови міцності частота обертання турбінного колеса гідромуфти

$$n_{T\max} = 0,97 \cdot n_{H\max} . \quad (7.1)$$

Найбільша за умови економічності частота обертання турбінного колеса гідротрансформаторів n_{T2} приймається за умови $M_T = M_H$ (див. рис. 3), оскільки правіше цієї точки спостерігається крутий спад характеристики $\eta_{ГТР} = f(n_T)$. Таким чином, точка n_{T2} визначає праву межу зони найвигіднішої роботи гідротрансформатора.

Ліва межа зони найвигіднішої роботи маршового гідротрансформатора (точка n_{T1}) визначається такою побудовою. Точка A (перетин кривих $M_H^ГТР = f(n_T)$ та $M_T^ГТР = f(n_T)$) проектується на криву $\eta_{ГТР} = f(n_T)$ (див. рис.

3) у вигляді точки a_2 , а потім точка a_2 переноситься паралельно осі n_T на ліву частину кривої $\eta_{гтр} = f(n_T)$, де отримується точка a_1 . Із точки a_1 опускається перпендикуляр на вісь n_T і таким чином отримується точка n_{T1} , яка визначає найменшу за умови економічності частоту обертання турбінного колеса та ліву межу зони найвигіднішої роботи гідротрансформатора.

Ліва межа зони найвигіднішої роботи пускового гідротрансформатора, незалежно від його типу, визначається точкою $n_{T0} = 0$ та відповідно

$$\left(n_T / n_H \right)_0 = 0.$$

Описана побудова, що стосується визначення зон найвигіднішої роботи гідротрансформаторів, виконується безпосередньо на рисунку (див. рис. 3).

Для гідромуфти права межа зони найвигіднішої роботи буде відповідати частоті обертання n_{Tmax} , а ліва – n_{T2} .

РОЗДІЛ 8

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПЕРЕДАЧІ

Передаточні числа механічної частини гідропередачі необхідно визначити для двох режимів – поїзного та маневрового – залежно від схеми гідропередачі.

8.1. Гідропередача з двома гідротрансформаторами та гідромуфтою (ГТ + ГТ + ГМ)

Між швидкістю руху тепловоза та частотою обертання його рушійних коліс n_K існує така залежність:

$$n_K = \frac{1000V}{60\pi D_K}, \quad (8.1)$$

де V – швидкість руху тепловоза, км/год;

D_K – діаметр рушійного колеса, м.

За $D_K = 1,05$ м

$$n_K = 5,05 \cdot V. \quad (8.2)$$

Оскільки конструкційна швидкість тепловоза є вихідною умовою, то можливо визначити відповідну їй найбільшу частоту обертання рушійних коліс $n_{\text{к max}}$

$$n_{\text{к max}} = 5,05 \cdot V_{\text{к}}. \quad (8.3)$$

Тоді передаточне число останнього (другого) ступеня механічної передачі буде

$$i_2 = \frac{n_{\text{т max}}}{n_{\text{к max}}}. \quad (8.4)$$

При цьому $n_{\text{т max}}$ приймається відповідно до частоти обертання турбінного колеса гідроапарата при конструкційній швидкості.

У гідропередачах типу ГТ + ГТ + ГМ перехід з гідromуфти на маршовий гідротрансформатор здійснюється при швидкості тепловоза V_2 , причому

$$V_2 = V_{\text{к}} \cdot \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}}. \quad (8.5)$$

Маршовий гідротрансформатор буде заповнений рідиною в інтервалі швидкостей від V_2 до V_1 , де

$$V_1 = V_{\text{к}} \cdot \frac{n_{\text{т1}}}{n_{\text{т max}}}. \quad (8.6)$$

Перехід з маршового трансформатора на пусковий відбудеться при частоті обертання рушійних коліс $n_{\text{к1}}$, що дорівнює

$$n_{\text{к1}} = 5,05 \cdot V_1. \quad (8.7)$$

Отже, передаточне число першого ступеня механічної передачі буде

$$i_1 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{к1}}}. \quad (8.8)$$

Пусковий трансформатор буде заповнений рідиною в інтервалі обертів його турбінного колеса від $n_{\text{т1}}$ до $n_{\text{т0}} = 0$.

8.2. Гідропередача з гідротрансформатором та двома гідромуфтами (ГТ + ГМ + ГМ)

У цій гідропередачі нижня межа обертів, на яких може ефективно працювати гідромуфта, яка жорстко з'єднана з валом дизеля, визначається умовами запалювання палива в циліндрах дизеля.

Встановлено, що ця межа становить приблизно

$$n_{\text{н min}} = 0,6 \cdot n_{\text{дном}}. \quad (8.9)$$

Тому для гідромуфти найбільша ширина зони роботи визначається швидкостями руху тепловоза від $V_{\text{к}}$ до $V_{\text{к}}/1,6$ або ж обертами його рушійних коліс від $5,05 \cdot V_{\text{к}}$ до $\frac{5,05}{1,6} \cdot V_{\text{к}}$.

При повному використанні всього інтервалу швидкостей у схемах типу ГТ + ГМ + ГМ можна приймати роботу на другому ступені механічної передачі в інтервалі швидкостей від $V_{\text{к}}$ до $V_2 = V_{\text{к}}/1,6$ при передаточному числі другого ступеня

$$i_2 = \frac{n_{\text{т max}}}{5,05 V_{\text{к}}}. \quad (8.10)$$

Тут $n_{\text{т max}}$ приймається для другого ступеня гідромуфти, що працює при конструкційній швидкості. При швидкості $V_2 = V_{\text{к}}/1,6$ відбудеться перемикання на перший ступінь механічної передачі та рідина переллється в першу муфту. Передаточне число першого ступеня при цьому становитиме

$$i_1 = \frac{n_{\text{т max}}}{n_{\text{к max}}} = \frac{n_{\text{т max}}}{5,05 \left(V_{\text{к}}/1,6 \right)}. \quad (8.11)$$

У гідротрансформатор робоча рідина переллється при швидкості

$$V_1 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot V_2 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot \frac{V_{\text{к}}}{1,6}. \quad (8.12)$$

Тут величини $n_{\text{т max}}$ та $n_{\text{т2}}$ приймаються вже для гідротрансформатора залежно від результатів визначення зони його найвигіднішої роботи (див. рис. 3).

Як підсумок у гідропередачі типу ГТ + ГМ + ГМ швидкісні інтервали будуть такі:

– на другому ступені передачі та гідромуфті

від V_k до $V_2 = V_k / 1,6$;

– на першому ступені передачі та гідromуфті

$$\text{від } V_2 = V_k / 1,6 \text{ до } V_1 = \frac{n_{т2}}{n_{т\max}} \cdot V_2 ;$$

– на першому ступені передачі та гідротрансформаторі

$$\text{від } V_1 = \frac{n_{т2}}{n_{т\max}} \cdot V_2 \text{ до } V_0 = 0 .$$

Після визначення передаточних чисел механічної частини передачі необхідно скласти дві режимні карти роботи гідропередачі – на маневровому та на поїзному режимах. На рис. 4 для прикладу приведена така карта гідропередачі типу ГТ + ГТ + ГМ.

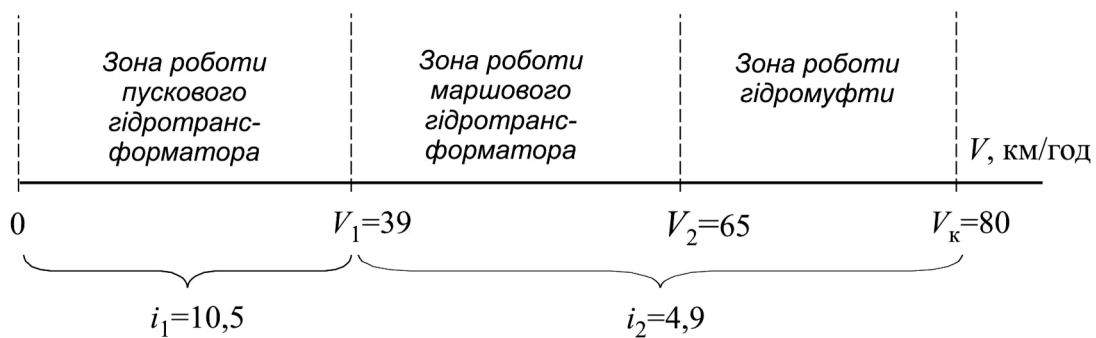


Рис. 4. Режимна карта роботи гідропередачі типу ГТ + ГТ + ГМ на поїзному режимі

РОЗДІЛ 9

КІНЕМАТИЧНА СХЕМА ГІДРОПЕРЕДАЧІ

При виконанні цього розділу необхідно накреслити кінематичні схеми тягового приводу та гідропередачі, нанести на них відповідну інформацію про тип та порядок роботи гідроапаратів, а також про кількість зубців шестерень, що беруть участь в зачепленні, описати схему тягового приводу та кінематичну схему гідропередачі.

Кількість зубців повинна бути підібрана таким чином, щоб забезпечити знайдені вище загальні передаточні числа i_1 та i_2 . При цьому можна прийняти передаточне число осьового редуктора $i_{op} = 4,25$.

На рис. В.1 зображено кінематичну схему гідропередачі типу ГТ+ГТ+ГМ, а в табл. 9.1 наведено інформацію про числові характеристики зубчастих зачеплень, що забезпечують величини $i_1 = 21,4$ і $i_2 = 10,2$.

Розрахунок параметрів зубчастих зачеплень необхідно виконати так, як наведено в табл. 9.1, для двох режимів: маневрового та поїзного.

РОЗДІЛ 10

РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЗА

Тяговою характеристикою тепловоза називається графічна залежність дотичної сили тяги тепловоза F_d від швидкості його руху V при заданій (фіксованій) потужності силової установки $F_d = f(V)$.

Тягова характеристика тепловоза розраховується та будується для двох режимів – маневрового та поїзного – шляхом використання побудованих раніше тягових характеристик гідротрансформатора (гідромуфти) та режимної карти роботи гідропередачі рис. 4.

Послідовність розрахунку тягової характеристики така. Необхідно задатися значеннями швидкості тепловоза в діапазоні від $V=0$ до V_k через 10 км/год, включаючи швидкості переходів з одного гідроапарата на інший.

Потім розраховується величина дотичної сили тяги тепловоза для кожного значення швидкості

$$F_d = \frac{M_t \cdot i_{1(2)} \cdot \eta'_{\text{мех}}}{\frac{D_k}{2}} = \frac{2M_t \cdot i_{1(2)} \cdot \eta'_{\text{мех}}}{D_k}. \quad (10.1)$$

Величина M_t при цьому знаходиться таким чином:

- 1) обчислюється частота обертання рушійних коліс тепловоза n_k за швидкістю V_i

$$n_k = 5,05 \cdot V_i; \quad (10.2)$$

- 2) визначається частота обертів турбінного колеса гідроапарата (трансформатора або муфти) n_t при швидкості V_i

Параметри зубчастих зачеплень (до кінематичної схеми гідропередачі, що наведена на рис. В.1 додатка)

Кінематичні ланки передачі та їх параметри		Маневровий режим		Повільний режим	
		ступені передачі			
		I	II	I	II
Коробка змінних передач	передаточне число $i_{\text{кзп}}$	$\frac{58}{35} \cdot \frac{73}{24} = 5,05$	$\frac{41}{52} \cdot \frac{73}{24} = 2,40$	$\frac{58}{35} \cdot \frac{58}{39} = 2,46$	$\frac{41}{52} \cdot \frac{58}{39} = 1,17$
	число пар шестерень в зачепленні	2	2	2	2
Осьовий редуктор	передаточне число $i_{\text{ор}}$	$\frac{68}{16} \cdot \frac{23}{23} = 4,25$	$\frac{68}{16} \cdot \frac{23}{23} = 4,25$	$\frac{68}{16} \cdot \frac{23}{23} = 4,25$	$\frac{68}{16} \cdot \frac{23}{23} = 4,25$
	число пар циліндричних шестерень $Z_{\text{ц}}$	1	1	1	1
	число пар конічних шестерень $Z_{\text{к}}$	1	1	1	1
Механічна частина передачі	усього циліндричних шестерень в зачепленні $\sum Z_{\text{ц}}$	3	3	3	3
	усього конічних шестерень в зачепленні $\sum Z_{\text{к}}$	1	1	1	1
	ККД $\eta_{\text{мех}}$	$\eta_{\text{мех}} = 0,985^3 \cdot 0,97 = 0,925$	$\eta_{\text{мех}} = 0,985^3 \cdot 0,97 = 0,925$	$\eta_{\text{мех}} = 0,985^3 \cdot 0,97 = 0,925$	$\eta_{\text{мех}} = 0,985^3 \cdot 0,97 = 0,925$
	передаточне число $i_{\text{мл}}$	$i_1 = 21,4$	$i_2 = 10,2$	$i_1 = 10,5$	$i_2 = 4,9$

$$n_T = n_K \cdot i_{1(2)}; \quad (10.3)$$

3) з кривої $M_T = f(n_T)$ (див. рис. 3) визначається величина M_T , яка відповідає розрахованій величині n_T .

Величина $\eta'_{\text{мех}}$ являє собою механічний ККД передачі (без урахування ККД корегувальної зубчастої пари між валом дизеля та валом насосних коліс гідроапаратів)

$$\eta'_{\text{мех}} = \eta_{\text{ц}}^{z_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{z_{\text{к}}} \cdot \eta_{\text{сп}}, \quad (10.4)$$

де $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$ – ККД циліндричної зубчастої пари;

$z_{\text{ц}}$ – кількість пар циліндричних зубчастих коліс, навантажених обертальним моментом (без урахування корегувальної зубчастої пари);

$\eta_{\text{к}} = 0,95 \dots 0,98$ – ККД конічної зубчастої пари;

$z_{\text{к}}$ – кількість пар конічних зубчастих коліс, навантажених обертальним моментом;

$\eta_{\text{сп}} = 0,98 \dots 0,99$ – ККД спарників (дишлового механізму) в передачах типу ГТ + ГМ + ГМ тепловозів ТГМ1 та ТГМ23.

Показники степеню $z_{\text{ц}}$ і $z_{\text{к}}$ не враховують зубчасті зачеплення, які обертаються вхолосту при швидкості V_i .

Під час розрахунку дотичної сили тяги F_d дуже важливо вірно визначити, яку величину передаточного числа – i_1 або i_2 – підставляти у формулу (10.1); для цього, як вказувалось раніше, використовується режимна карта роботи гідропередачі (див. рис. 4).

Результати розрахунку зручно подати в табличній формі (див. табл. 10.1).

За результатами розрахунку необхідно побудувати на папері формату А4 тягову характеристику тепловоза як сукупність тягових характеристик кожного гідроапарата, враховуючі швидкості переходів для двох режимів роботи.

На тягову характеристику треба нанести обмеження по зчепленню коліс з рейками, при цьому величина сили зчеплення розраховується за формулою (1.1). Значення коефіцієнта зчеплення розраховується за формулою (1.2), де замість V_p підставляється поточне значення швидкості з інтервалу від $V=0$ до $V=20$ км/год через $\Delta V=5$ км/год. Результати розрахунку зручно навести в табличній формі (табл. 10.2).

Таблиця 10.1

Результати розрахунку тягової характеристики тепловоза

Режим									
маневровий					поїзний				
V , км/год	n_k , хв ⁻¹	n_t , хв ⁻¹	M_t , Н·м	F_d , кН	V , км/год	n_k , хв ⁻¹	n_t , хв ⁻¹	M_t , Н·м	F_d , кН
$V_i = 0$					$V_i = 0$				
·					·				
V_p^m					V_p^p				
·					·				
·					·				
·					·				
V_k^m					V_k^p				

Таблиця 10.2

Результати розрахунку обмеження сили тяги по зчепленню коліс із рейками

V , км/год	0	5	...	V_p^m	...	15	20
$\Psi_{др}$							
$F_{зч}$, кН							

РОЗДІЛ 11

РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВОЗА

Одним із основних техніко-економічних показників тепловоза є його ККД, який визначається за формулою

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_d}{G_r \cdot Q_n^p}, \quad (11.1)$$

де $3600 \text{ кДж} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$ – тепловий еквівалент однієї кіловат-години;

P_d – дотична потужність тепловоза, кВт;
 G_r – годинна витрата дизельного палива, кг/год;
 $Q_n^p = 41870$ кДж/кг – питома теплота згоряння дизельного палива.

Дотична потужність тепловоза визначається з виразу

$$P_d = \frac{F_d V}{3600}. \quad (11.2)$$

Годинна витрата дизельного палива G_r визначається за формулою

$$G_r = g_e \cdot P_e, \quad (11.3)$$

де g_e – питома ефективна витрата дизельного палива, кг/(кВт·год), величина g_e приймається за даними табл. Б.1;
 P_e – ефективна потужність дизеля, кВт.

$$P_e = \frac{M_n n_n}{9550 \eta_{\text{доп}} \eta_{\text{зп}}}, \quad (11.4)$$

де $\eta_{\text{доп}} = 0,89 \dots 0,91$ – ККД, що враховує витрати потужності на привод допоміжних агрегатів;
 $\eta_{\text{зп}} = 0,98 \dots 0,99$ – ККД корегувальної зубчастої пари.

Величини M_n та n_n визначаються за графіками рис. 3.
 ККД передачі

$$\eta_{\text{п}} = \frac{P_d}{P_p}, \quad (11.5)$$

де P_p – потужність, що передається від дизеля до гідропередачі, кВт.

$$P_p = \frac{M_n n_n}{9550 \eta_{\text{зп}}}. \quad (11.6)$$

Результати розрахунків необхідно подати у вигляді табл. 11.1.

Таблиця 11.1

Результати розрахунку економічних характеристик тепловоза

Режим																	
маневровий									поїзний								
V , км/год	$n_{\text{н}}^{\text{гр (гм)}}$, хв ⁻¹	$M_{\text{н}}^{\text{гр(гм)}}$, Н·м	$F_{\text{д}}$, кН	$P_{\text{д}}$, кВт	$G_{\text{г}}$, кг/год	$P_{\text{е}}$, кВт	$\eta_{\text{п}}$	$\eta_{\text{т}}$	V , км/год	$n_{\text{н}}^{\text{гр (гм)}}$, хв ⁻¹	$M_{\text{н}}^{\text{гр(гм)}}$, Н·м	$F_{\text{д}}$, кН	$P_{\text{д}}$, кВт	$G_{\text{г}}$, кг/год	$P_{\text{е}}$, кВт	$\eta_{\text{п}}$	$\eta_{\text{т}}$
0									0								
·									·								
$V_{\text{р}}^{\text{м}}$									$V_{\text{р}}^{\text{п}}$								
·									·								
$V_{\text{к}}^{\text{м}}$									$V_{\text{к}}^{\text{п}}$								

За результатами розрахунку необхідно побудувати на папері формату А4 для двох режимів роботи тепловоза залежності: $P_d = f(V)$, $G_r = f(V)$, $P_e = f(V)$, $\eta_n = f(V)$, $\eta_t = f(V)$.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] : учебное пособие / И. Ф. Семичастнов. – М. : Машгиз, 1956. – 192 с.
2. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] : учебное пособие для вузов / П. М. Шаройко, В. Т. Серeda. – 2-е изд., перераб. – М. : Транспорт, 1969. – 159 с.
3. Назаров, Л. С. Маневровые тепловозы [Текст] / под ред. Л. С. Назарова. – М.: Транспорт, 1970. – 404 с.
4. Яковлев, Г. Ф. Ремонт гидравлических передач тепловозов [Текст] / под ред. Г. Ф. Яковлева. – М.: Транспорт, 1975. – 264 с.
5. Бибииков, Ю. С. Тепловоз ТГМ1 [Текст] / Ю. С. Бибииков, А. М. Русаков. – М.: Транспорт, 1965. – 216 с.
6. Хрычиков, А. М. Устройство тепловозов ТГМ3А и ТГМ3Б [Текст] / А. М. Хрычиков. – М.: Транспорт, 1971. – 206 с.
7. Логунов, В. Н. Тепловоз ТГМ6А. Инструкция по эксплуатации и обслуживанию [Текст] / В. Н. Логунов, В. Г. Смагин, Ю. И. Дронин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 320 с.

Додаток А

Приклад розрахунку із застосуванням Maple

> restart

Вихідні дані

$m_l := 118$ #зчінна маса тепловоза

118

$V_{rm} := 4$ #розрахункова швидкість маневрового режиму

4

$u := 70$

#допустима окружна швидкість обертання насосних коліс гідротрансформатора

70

$\eta_{gr} := .76$ #коефіцієнт корисної дії гідропередачі

0.76

$K_r := .095$ #частка відбору потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза

0.095

Довідкові дані

Технічні характеристики дизеля

$P_e := 882$ #ефективна потужність дизеля

882

$n_{dnom} := 1000$ #номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля

1000

$n_d := [400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000]$

частота обертання колінчастого вала дизеля (згідно таблиці Б.1)

[400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000]

$M_e := [2500., 5000, 7500, 9500, 9100, 8700, 8400]$

обертальний момент дизеля (згідно таблиці Б.1)

[2500., 5000, 7500, 9500, 9100, 8700, 8400]

$Any_i := [12, 11.6, 11.5, 11.3, 11, 10.9, 10.7, 10.7, 10.8, 11, 11.3] :$

$Kgr_i := [3.34, 2.96, 2.59, 2.24, 1.94, 1.66, 1.41, 1.21, 1.04, 0.88, 0.73] :$

Розрахунок

Розділ I

$$F_{dr} := 9810 \cdot m_l \cdot \psi_{dr} : \psi_{dr} := .118 + \frac{5}{27.5 + V_{rm}} : P_{dr} := \frac{F_{dr} \cdot V_{rm}}{3600} : P_r := \frac{P_{dr}}{\eta_{gr}} : P_e := \frac{P_r}{1 - K_r} :$$

$evalf(F_{dr}, 6); evalf(\psi_{dr}, 3); evalf(P_{dr}, 3); evalf(P_r, 3); evalf(P_e, 3)$

$3.20337 \cdot 10^5$

0.277

356.

468.

517.

Розділ 2

$$D_a := .37 \cdot u^{-\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{(Pe - \Sigma P_{dop}) \cdot \eta_{zp}}{An\gamma}} : \Sigma P_{dop} := Pe \cdot K_r; \eta_{zp} := .98 : An\gamma := 10 \cdot 10^{-4} : evalf(D_a, 3)$$

83.790

0.558

Розділ 3

$$n_{nmax} := evalf\left(\frac{60 \cdot u}{\text{Pi} \cdot D_a}, 4\right); i_{zp} := evalf\left(\frac{n_{dnom}}{n_{nmax}}, 3\right);$$

2392.

0.418

Розділ 4

$$M_d := M_d \cdot i_{zp} \cdot \eta_{zp} :$$

$$n_d; M_e; M_d := evalf(M_e \cdot (1 - K_r), 4); Md := evalf(M_d \cdot i_{zp} \cdot \eta_{zp}, 4); n_n := evalf\left(\frac{n_d}{i_{zp}}, 4\right)$$

[400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000]

[2500., 5000, 7500, 9500, 9100, 8700, 8400]

[2262., 4525., 6788., 8598., 8236., 7874., 7602.]

[926.5, 1853., 2780., 3522., 3373., 3225., 3114.]

[956.8, 1196., 1435., 1674., 1914., 2153., 2392.]

Розділ 5

$$nt_{nn} := evalf\left(\left[seq\left(\frac{i}{10.}, i = 0..10\right)\right], 1\right); An\gamma_i; At\gamma_i := zip(\cdot, An\gamma_i, Kgtr_i); Kgtr_i; \eta_{gt} := zip(\cdot, Kgtr_i, nt_{nn})$$

[0., 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.]

[12, 11.6, 11.5, 11.3, 11, 10.9, 10.7, 10.7, 10.8, 11, 11.3]

[40.08, 34.336, 29.785, 25.312, 21.34, 18.094, 15.087, 12.947, 11.232, 9.68, 8.249]

[3.34, 2.96, 2.59, 2.24, 1.94, 1.66, 1.41, 1.21, 1.04, 0.88, 0.73]

[0., 0.296, 0.518, 0.672, 0.776, 0.830, 0.846, 0.847, 0.832, 0.792, 0.73]

$$\text{for } i \text{ from } 1 \text{ to } 11 \text{ do print}\left(\frac{nt}{nn}, evalf\left(\frac{(i-1)}{10.}, 2\right)\right); M[i] := evalf(An\gamma_i[i] \cdot 10^{-4.0} \cdot D_a^5 \cdot zip(\cdot, n_n, n_n) \cdot 9.81, 4) \text{end do}$$

0.

[587.0, 916.5, 1320., 1796., 2349., 2972., 3669.]

$\frac{0.10 \, nt}{nn}$

nn

[567.1, 885.4, 1276., 1735., 2269., 2871., 3545.]

$\frac{0.20 \, nt}{nn}$

nn

[562.2, 877.9, 1265., 1720., 2250., 2846., 3514.]

$\frac{0.30 \, nt}{nn}$

nn

[552.7, 862.9, 1243., 1691., 2211., 2798., 3455.]

$$\frac{0.40 \text{ nt}}{nn}$$
 [538.0, 840.0, 1210., 1646., 2153., 2724., 3363.]

$$\frac{0.50 \text{ nt}}{nn}$$
 [533.1, 832.4, 1199., 1631., 2133., 2699., 3332.]

$$\frac{0.60 \text{ nt}}{nn}$$
 [523.3, 817.0, 1177., 1601., 2094., 2649., 3271.]

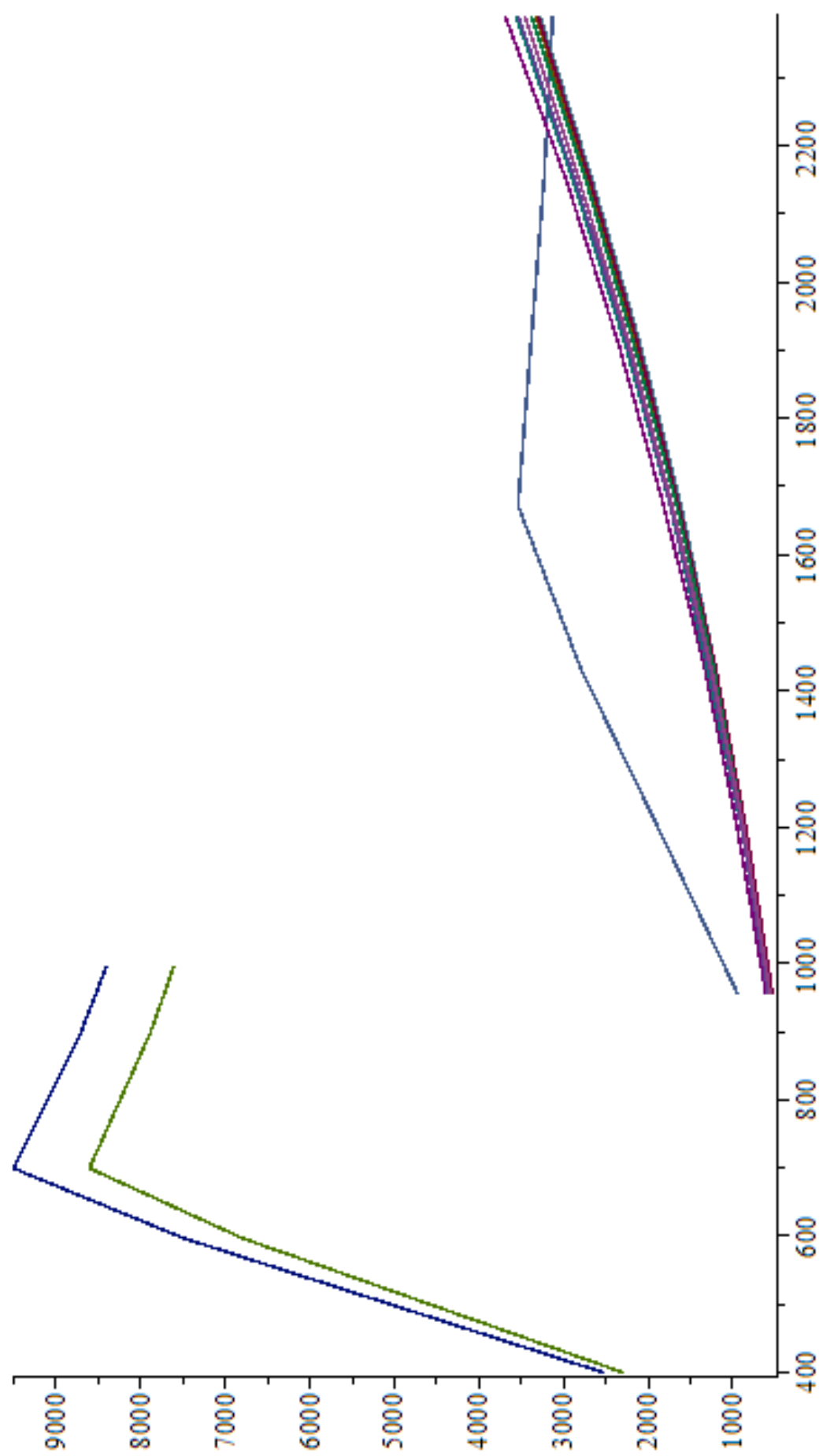
$$\frac{0.70 \text{ nt}}{nn}$$
 [523.3, 817.0, 1177., 1601., 2094., 2649., 3271.]

$$\frac{0.80 \text{ nt}}{nn}$$
 [528.0, 824.4, 1188., 1616., 2113., 2673., 3300.]

$$\frac{0.90 \text{ nt}}{nn}$$
 [538.0, 840.0, 1210., 1646., 2153., 2724., 3363.]

$$\frac{1.0 \text{ nt}}{nn}$$
 [552.7, 862.9, 1243., 1691., 2211., 2798., 3455.]

> plot([zip(['', n_n, M_{n_gtr0.1}), zip(['', n_d, M_e), zip(['', n_d, M_d), zip(['', n_n, Md₋), zip(['', n_n, M[1]), zip(['', n_n, M[2]), zip(['', n_n, M[3]), zip(['', n_n, M[4]), zip(['', n_n, M[5]), zip(['', n_n, M[6]), zip(['', n_n, M[7]), zip(['', n_n, M[8]), zip(['', n_n, M[9]), zip(['', n_n, M[10]), zip(['', n_n, M[11])]); plot([zip(['', n_n, M_{n_gtr0.1}), zip(['', n_d, M_e), zip(['', n_d, Md), zip(['', n_n, Md₋), zip(['', n_n, M[1]), zip(['', n_n, M[2]), zip(['', n_n, M[3]), zip(['', n_n, M[4]), zip(['', n_n, M[5]), zip(['', n_n, M[6]), zip(['', n_n, M[7]), zip(['', n_n, M[8]), zip(['', n_n, M[9]), zip(['', n_n, M[10]), zip(['', n_n, M[11])], 2200 ..n_nmax, 3100 ..3200)



Таблиця А.1

Вихідні дані для виконання курсової роботи

Дві останні цифри навчального шифру	$m_{л, т}$	Маневровий режим		u , м/с	$\eta_{гп}$	K_p	Тип ГТР	Тип дизеля	Схема гідропередачі	Поїзний режим	
		V_p , км/год	V_k , км/год							V_p , км/год	V_k , км/год
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
01	45	6,1	30	50	0,74	0,09	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	9,5	60
02	45	5,7	40	51	0,74	0,09	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
03	43	5,6	45	44	0,74	0,11	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	60
04	43	5,4	45	45	0,74	0,11	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	60
05	44	4,9	45	46	0,74	0,11	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	60
06	45	5,1	45	47	0,74	0,11	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	60
07	45	5,0	45	48	0,74	0,11	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	65
08	46	5,1	45	49	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	65
09	46	5,2	45	50	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	60
10	50	4,9	45	51	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	60
11	47	5,1	45	45	0,76	0,09	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	60
12	47	5,4	45	46	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	60
13	49	5,6	45	47	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	60
14	49	5,1	40	48	0,76	0,10	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	60
15	47	4,9	40	50	0,76	0,08	ТП10001	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
16	86	5,4	45	65	0,75	0,10	ТП1000	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	11	90
17	72	5,6	45	58	0,76	0,10	ТП1000	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	11	90
18	82	5,76	40	65	0,76	0,08	ТП1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	7,5	60
19	81	5,7	45	55	0,76	0,08	ТП1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	7,5	60
20	83	5,8	48	60	0,76	0,08	ТП1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	7,5	60

Продовження табл. А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
21	82	5,6	45	65	0,76	0,10	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	7,5	65
22	85	5,6	45	60	0,76	0,10	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	7,5	65
23	76	5,2	45	62	0,76	0,10	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8	65
24	77	5,3	45	63	0,74	0,10	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8	65
25	74	5,4	45	64	0,74	0,10	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
26	76	5,2	45	57	0,74	0,07	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
27	75	5,5	45	56	0,74	0,06	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
28	77	4,9	45	58	0,74	0,06	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8,5	65
29	74	5,1	45	62	0,74	0,06	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8,5	65
30	72	5,1	40	64	0,74	0,06	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8,5	65
31	68	6,9	40	55	0,74	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8,5	60
32	70	7,0	35	60	0,74	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	8,5	60
33	67	7,1	35	65	0,74	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9	60
34	66	7,2	30	63	0,74	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9	65
35	69	6,9	30	65	0,74	0,11	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9	65
36	69	6,4	35	65	0,74	0,11	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9	65
37	68	7,7	35	64	0,76	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9	60
38	67	7,6	35	65	0,76	0,09	ТН1000М1	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	9,5	60
39	39	7,6	30	48	0,78	0,10	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
40	44	7,4	35	54	0,78	0,10	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	14	60
41	46	7,5	40	47	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	15	65
42	42	7,6	35	48	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	65
43	40	7,7	37	49	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	65
44	41	7,4	37	50	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	13	65
45	44	7,5	38	51	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	65
46	40	7,6	40	52	0,78	0,11	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
47	40	7,7	40	53	0,78	0,09	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
48	44	7,9	40	54	0,78	0,09	ТН10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	10	60

Продовження табл. А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
49	42	8,0	40	55	0,78	0,09	ТП10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	13	60
50	41	8,1	35	56	0,78	0,09	ТП10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	14	60
51	40	7,8	35	57	0,78	0,09	ТП10001	1Д12-500	ГТ+ГМ+ГМ	13	60
52	119	4,1	30	70	0,76	0,095	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
53	120	3,9	30	75	0,76	0,097	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
54	121	4,0	30	64	0,76	0,09	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
55	122	4,1	30	65	0,76	0,09	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
56	123	4,2	30	72	0,76	0,09	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	8	60
57	124	4,3	35	73	0,76	0,09	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	9	70
58	114	4,4	38	74	0,76	0,095	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	9	70
59	115	4,5	35	65	0,76	0,10	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	9	70
60	116	4,6	35	68	0,78	0,10	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	9	70
61	118	4,7	35	71	0,75	0,10	ТП1000	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	9	70
62	45	6,0	45	46	0,76	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	60
63	49	5,3	45	47	0,76	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	10	60
64	43	6,1	43	53	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	11	65
65	44	6,4	45	44	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	13	65
66	45	6,5	44	45	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	15	65
67	45	5,9	35	46	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	65
68	48	5,7	35	47	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	13	65
69	47	5,8	35	48	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
70	42	6,0	40	49	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
71	43	6,1	42	50	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	12	60
72	44	6,3	30	51	0,76	0,08	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	18	60
73	45	6,4	30	52	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	16	60
74	46	6,3	34	53	0,78	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	18	60
75	45	5,9	30	48	0,76	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	13	60

Закінчення табл. А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
76	46	6,1	30	45	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	13	65
77	44	6,0	35	46	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	65
78	46	5,9	35	48	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	65
79	48	5,8	32	47	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	65
80	47	5,7	35	45	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	65
81	46	5,6	35	50	0,76	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	14	65
82	48	5,5	37	49	0,75	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	17	60
83	48	5,4	37	45	0,75	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	18	60
84	49	5,5	37	50	0,75	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	15	60
85	50	5,4	37	45	0,77	0,10	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	15	60
86	49	5,3	37	52	0,75	0,09	ТО6	1Д12-400	ГТ+ГМ+ГМ	15	60
87	82	4,9	40	60	0,75	0,10	ТП1000	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	10	80
88	86	5,1	38	55	0,75	0,10	ТП1000	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	10	80
89	87	5,2	36	62	0,75	0,10	ТП1000	211Д-2	ГТ+ГТ+ГМ	10	80
90	89	7,4	35	74	0,76	0,09	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	12	80
91	96	7,6	35	72	0,76	0,09	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	11	80
92	94	7,7	30	70	0,76	0,11	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	12	80
93	95	7,4	30	67	0,76	0,11	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	13	80
94	98	7,7	35	63	0,76	0,11	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	12	80
95	96	7,4	35	64	0,78	0,11	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	12	80
96	94	7,6	35	65	0,78	0,11	ТП10001	3А-6Д49	ГТ+ГТ+ГМ	12	80
97	81	5,1	40	55	0,75	0,10	ТП1000	М753	ГТ+ГТ+ГМ	10	80
98	84	5,2	40	58	0,75	0,10	ТП1000	М753	ГТ+ГТ+ГМ	10	80
99	86	5,4	45	60	0,75	0,10	ТП1000	М753	ГТ+ГТ+ГМ	11	90
00	88	5,6	45	65	0,75	0,10	ТП1000	М753	ГТ+ГТ+ГМ	11	90

Додаток Б

Таблиця Б.1

Технічні характеристики тепловозних дизелів

Тип дизеля	P_e , кВт	$n_{\text{дном}}$, хв ⁻¹	g_e , кг/кВт·год	Значення обертового моменту дизеля M_e на зовнішній характеристиці для різної частоти обер- тання колінчастого вала дизеля, Н·м												
				400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
3А-6Д49	882	1000	0,204	2500	5000	7500	9500	9100	8700	8400						
211Д-2	550	1400	0,217			3250	3500	3700	3900	4150	4000	3900	3800	3750		
М753	552	1400	0,232							4120	4080	4032	3973	3875		
1Д12-400	294	1600	0,228							2090	2080	2050	2000	1950	1890	1770
1Д12-500	368	1600	0,225							2700	2700	2630	2510	2420	2335	2280

Таблиця Б.2

Значення коефіцієнтів моменту насосних коліс $A_n, c^2/m$, і трансформації моменту $K_{гтр}$ гідротрансформаторів і гідромуфти

Тип гідроапарата	Параметри	Передаточне відношення гідроапарата $n_{\tau}/n_{\text{н}}$														
		0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,94	0,95	0,96	0,97
ТП1000	$A_{\text{н}} \cdot 10^{-4}$	12,0	11,6	11,5	11,3	11,0	10,9	10,7	10,7	10,8	11,0	11,3	—	—	—	—
	$K_{\text{гтр}}$	3,34	2,96	2,59	2,24	1,94	1,66	1,41	1,21	1,04	0,88	0,73				
ТП10001	$A_{\text{н}} \cdot 10^{-4}$	12,67	12,62	12,58	12,56	12,52	12,5	12,5	12,6	12,8	13,0	13,2	—	—	—	—
	$K_{\text{гтр}}$	3,36	3,0	2,63	2,28	2,0	1,7	1,45	1,25	1,1	0,91	0,78				
ТП1000M1	$A_{\text{н}} \cdot 10^{-4}$	13,76	13,57	13,39	13,2	13,02	12,84	12,73	12,75	12,91	13,13	13,35	—	—	—	—
	$K_{\text{гтр}}$	3,35	2,92	2,56	2,29	2,0	1,71	1,45	1,26	1,08	0,92	0,77				
ТО6	$A_{\text{н}} \cdot 10^{-4}$	11,5	11,2	10,9	10,7	10,6	10,5	10,4	10,3	10,3	10,4	10,6	—	—	—	—
	$K_{\text{гтр}}$	3,35	2,99	2,64	2,28	1,96	1,71	1,45	1,25	1,07	0,9	0,73				
$\Gamma\text{М}\frac{58}{24}$	$A_{\text{н}} \cdot 10^{-4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30	20	11,5	6,0

Додаток В

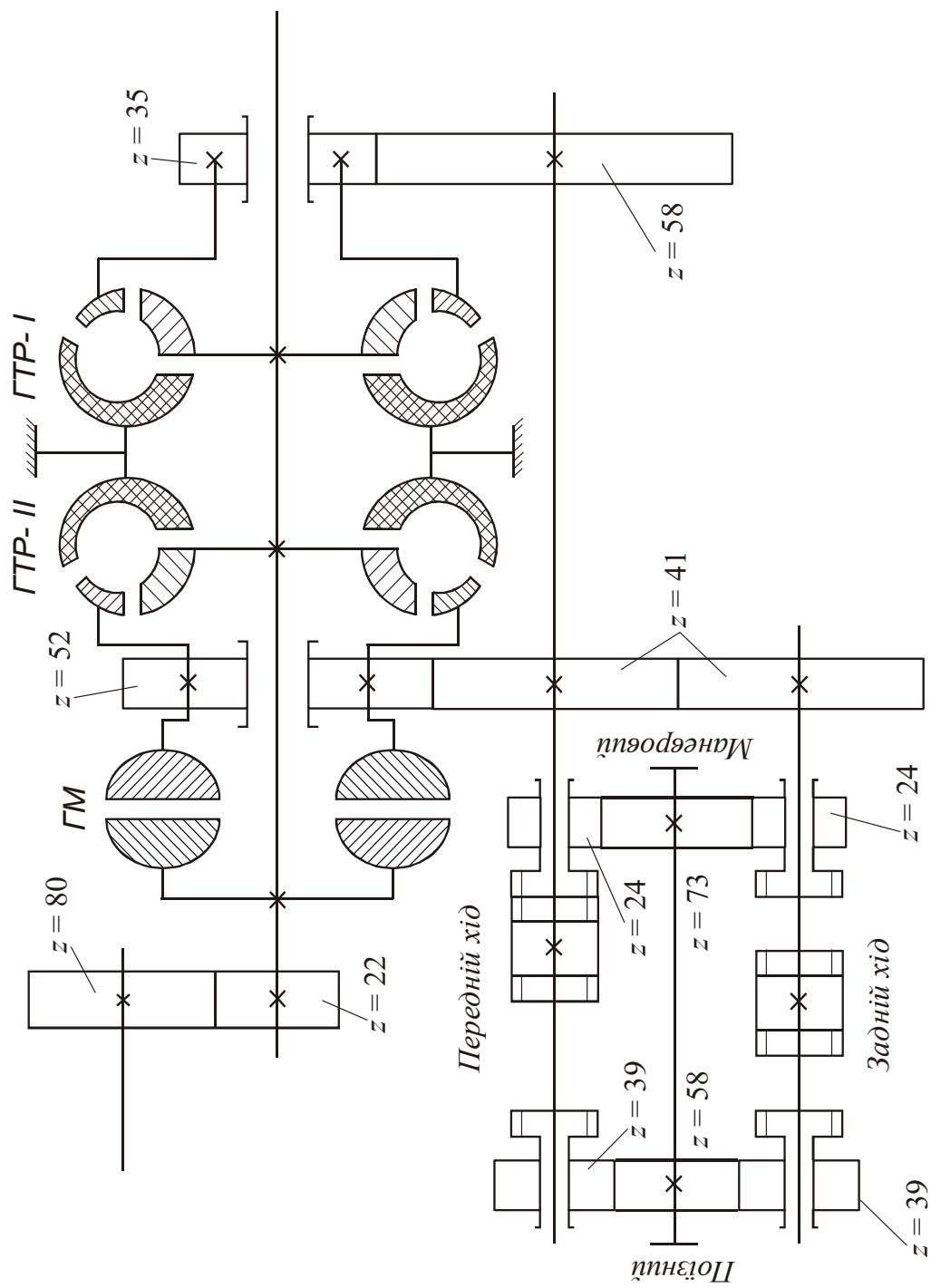


Рис. В.1.1. Кінематична схема уніфікованої гідропередачі

Навчальне видання

Боднар Борис Євгенович
Капіца Михайло Іванович
Бобирь Дмитро Валерійович

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

Методичні рекомендації до виконання розрахунково-
графічної роботи та дипломного проектування

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. __. Обл.-вид. арк. __ .
Електронне видання

Український державний університет науки і технологій