

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра “Експлуатація та ремонт рухомого складу”**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання контрольної роботи  
з дисципліни**

***«ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ»***

**Харків 2009**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Експлуатація та ремонт рухомого складу» 10 вересня 2007 р., протокол № 26.

Рекомендуються для студентів спеціальності "Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту" спеціалізації 7.100501.01 "Виробництво, експлуатація та ремонт локомотивів" заочної форм навчання.

Укладачі:

доценти Д.М. Трунов,  
А.Ф.Агулов,  
асист. С.В. Михалків

Рецензент

проф. Є.М. Лисіков

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи  
з дисципліни

*«ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ»*

Відповідальний за випуск Трунов Д.М.

Редактор Решетилова В.В.

---

Підписано до друку 26.12.07 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,0. Обл.-вид.арк. 2,25.

Замовлення № Тираж 150. Ціна

---

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 2874 від. 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,  
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

## ЗМІСТ

1 Загальні вказівки й вихідні дані .....	4
2 Короткі відомості про властивості й характеристики гідропередач тепловозів .....	5
3 Вибір дизеля, активного діаметра й передаточного числа підвищувального редуктора гідротрансформатора .....	11
4 Приведена зовнішня характеристика дизеля й навантажувальні характеристики гідроапаратів .....	16
5 Узгодження характеристик дизеля й гідроапаратів і визначення зони найвигіднішої їх роботи .....	20
6 Визначення передаточних чисел механічної частини гідропередачі і її уніфікована кінематична схема .....	23
6.1 Кінематична схема гідропередачі .....	26
Список літератури .....	28
Додаток А .....	29
Додаток Б .....	30
Додаток В .....	31

## 1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ Й ВИХІДНІ ДАНІ

Контрольна робота призначається для закріплення матеріалу і практичного застосування основних положень теорії гідравлічних передач при вивченні студентом дисципліни "Гідравлічні передачі локомотивів". Метою роботи є проектування тягово-економічних характеристик гідравлічної передачі тепловоза з дво- або трициркуляційною передачею.

Студент повинен:

- вибрати дизель тепловоза за потужністю на ободі рушійних коліс;
- визначити головні розміри гідроапаратів;
- погодити характеристики дизеля й гідропередачі на валу насосних коліс гідроапаратів;
- побудувати характеристики гідропередачі на валу турбінних коліс і визначити зони найвигіднішої роботи гідроапаратів;
- знайти передаточні числа обох ступенів механічної частини коробки зміни передач і визначити кількість зубів шестерень;
- скласти кінематичну схему гідропередачі;
- визначити тягово-економічні характеристики тепловоза при заданій швидкості руху.

Усі одиниці виміру фізичних величин у розрахунках повинні відповідати вимогам системи СІ.

Для виконання контрольної роботи за вихідні обираються такі дані, які видаються студентам заочної форми навчання:

- принципова схема гідропередачі (у вигляді комбінації складових її гідроапаратів);
- зчїпна маса тепловоза  $P_z$ , т;
- матеріал насосних і турбінних коліс гідроапаратів;
- конструкційна швидкість тепловоза  $V_k$ , км/год;
- розрахункова швидкість на керованому підйомі  $V_p$ , км/год;
- швидкість, для якої розраховуються тягово-економічні характеристики тепловоза  $V_e$ , км/год.

Інші довідкові матеріали, необхідні для виконання контрольної роботи, наводяться в даних методичних вказівках, а у окремих випадках обираються студентом з навчальної та довідкової літератури.

Студент-заочник обирає вихідні дані відповідно до свого навчального шифру з додатка В.

## **2 КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЛАСТИВОСТІ Й ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПЕРЕДАЧ ТЕПЛОВОЗІВ**

Гідравлічними передачами називаються механізми, які застосовують рідину у ролі передаточної ланки. Механічна енергія ведучого елемента (насоса) перетворюється в кінетичну енергію рідини, яка циркулює в замкнутому просторі. У веденому елементі (турбіні) накопичена енергія рідини знову перетворюється в механічну енергію, яка реалізується у вигляді крутного моменту.

Необхідні перетворення енергії й формування якостей, що забезпечують придатність даного типу передач для цілей тяги поїздів, здійснюються в спеціальних гідравлічних апаратах – гідротрансформаторах (ГТ) і гідромуфтах (ГМ), які включаються в гідропередачі у різних комбінаціях: один гідротрансформатор і дві гідромуфти (ГТ+ГМ+ГМ), два гідротрансформатори й одна гідромуфта (ГТ+ГТ+ГМ), два комплексних гідротрансформатори (ГТК+ГТК), один комплексний гідротрансформатор і два ступені механічної передачі (ГТК + два ступені). Принципова схема тепловоза з гідравлічною передачею наведена на рисунку 2.1.

Приступаючи до виконання роботи, студент повинен ознайомитись з літературними джерелами про найважливіші властивості та характеристики гідравлічних апаратів.

Гідравлічна передача, як і будь-яка інша локомотивна передача, повинна забезпечувати виконання таких вимог:

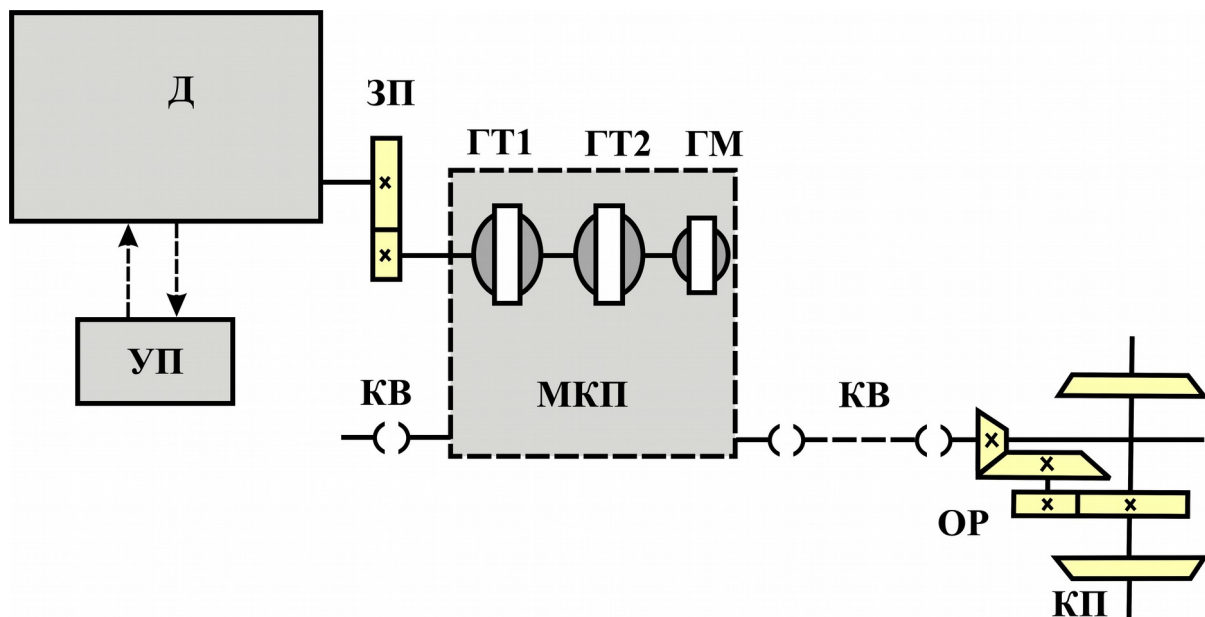
а) від'єднання вала дизеля від рухомих коліс під час запуску дизеля;

б) збільшення крутного моменту колісних пар в 4 – 5 разів у порівнянні з крутним моментом на валу дизеля для подолання додаткових опорів під час рушання з місця і на підйомах;

в) збереження по можливості постійної потужності дизеля у всьому діапазоні зміни швидкостей руху тепловоза;

г) збереження однакової закономірності зміни дотичної сили тяги як при збільшенні, так і при зменшенні швидкості руху;

д) реверсування тепловоза за умови дизеля, що не працює у реверсному режимі.



Д – дизель; УП – пульт управління; ЗП – корегувальна зубчаста пара; ГТ1, ГТ2 – гідротрансформатори; ГМ – гідромуфта; МКП – механічна частина гідропередачі; КВ – карданні вали; ОР – осевий редуктор; КП – колісна пара

Рисунок 2.1 – Принципова схема тепловоза з гідравлічною передачею

Ці вимоги виконуються шляхом застосування заходів і конструктивних рішень, які наведено нижче.

1 Запуск дизеля на тепловозах з гідропередачею здійснюється при спорожнених гідроапаратах (без рідини в колі циркуляції) при досить малому опорі робочих коліс, які обертаються вхолосту, практично без навантаження.

2 Перетворення крутного моменту в направляючому апараті ГТ забезпечує можливість підвищення крутного моменту на валу турбінного колеса у порівнянні із крутним моментом на валу насосного колеса. За рахунок того, що вал турбінного колеса з'єднаний за допомогою зубчастої передачі з осями колісних пар, існує можливість за необхідності змінювати крутний момент на ободі колісних пар у порівнянні з крутним моментом на валу дизеля. Внаслідок збільшеного крутного моменту на ободі колісних пар існує можливість подолання додаткових опорів руху.

Відношення крутного моменту на валу турбінного колеса  $M_T$  до крутного моменту на валу насосного колеса  $M_H$  називається *коефіцієнтом трансформації моменту*  $K_{гт}$

$$K_{гт} = \frac{M_T}{M_H}. \quad (2.1)$$

3 У тепловозних гідроапаратах крутний момент на валу насосного колеса майже не залежить від частоти обертання турбінного колеса  $n_o$ . Така характеристика насосного колеса називається *непрозорою*. Насправді суто непрозорі характеристики не зустрічаються, однак при практичних розрахунках величину  $M_H$  можна вважати постійною, яка визначається частотою обертання колінчастого вала дизеля. Частота обертання турбінного колеса  $n_T$  пропорційна швидкості руху тепловоза  $V$ , тому передаточне відношення гідротрансформатора  $\frac{n_T}{n_H}$ , (де  $n_H$  – частота обертання насосного колеса) змінюється від нуля (при  $n_T = 0$  або  $V = 0$ ) до максимальної величини, близької до одиниці (при  $n_T = n_{тmax}$ , що відповідає конструкційній швидкості тепловоза  $V_k$ ). Однак внаслідок взаємного проковзування насосного й турбінного коліс величина  $\frac{n_T}{n_H}$  не може досягти 1 залежно від типу гідроапарата

$$\left(\frac{n_T}{n_H}\right)_{max} = 0,935 - 0,98.$$

Таким чином, передаточне відношення гідротрансформатора – величина змінна, а кути входу й виходу з лопаток насоса, турбіни

й направляючого апарата в даному трансформаторі є постійними. Вибір кутів розташування лопаток насоса й турбіни, кількості лопаток, розмірів робочих коліс і їх взаємного розташування в колі циркуляції рідини здійснюється для певного розрахункового співвідношення між частотами обертання турбінного й насосного коліс. При такому співвідношенні втрати енергії рідини, що рухається по колу циркуляції, є мінімальними, а коефіцієнт корисної дії (ККД) ГТ  $\eta_{\text{ГТ}}$  є найвищим. Передаточне відношення, при якому  $\eta_{\text{ГТ}} = \max$ , називається розрахунковим передаточним відношенням ГТ  $(\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}})_{\text{р}}$ . При будь-яких величинах  $\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}}$ , що відрізняються від  $(\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}})_{\text{р}}$ , у колі циркуляції виникають втрати енергії внаслідок ударного входу рідини на лопатки турбінного колеса й направляючого апарата. Тому величина  $\eta_{\text{ГТ}}$  є змінною, зображується (у функції  $\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}}$  або  $n_{\text{о}}$ ) кривою параболічного типу, яка проходить через значення  $\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}} = 0$  або  $n_{\text{т}} = 0$  і досягає максимального значення при  $\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}} = (\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}})_{\text{р}}$  або  $n_{\text{о}}$ , що відповідає  $(\frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}})_{\text{р}}$ .

За загальноприйнятими міркуваннями,  $\eta_{\text{ГТ}}$  визначається як відношення потужностей турбінного  $N_{\text{т}}$  і насосного  $N_{\text{н}}$  коліс, тобто

$$\eta_{\text{ГТ}} = \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot n_{\text{т}}}{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}} = K_{\text{ГТ}} \cdot \frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}}. \quad (2.2)$$

Це рівняння має велике значення під час практичних розрахунків.

У теорії гідропередач широко використовується теорія подібності. Якщо є зразок ГТ з діаметром змоченої частини (активним діаметром)  $D_{\text{а}}$ , який дорівнює 1 м, працює із частотою обертання насосного колеса  $n_{\text{н}} = 1$  об/хв із питомою вагою рідини  $\gamma = 1$  кг/м<sup>3</sup>, то крутний момент насосного колеса такого ГТ носить назву коефіцієнта моменту і позначається  $A_{\text{н}}$ . Відповідно коефіцієнтом моменту турбінного колеса  $A_{\text{т}}$  називається



величина моменту, що передається із  $D_a = 1 \text{ м}$ ;  $n_n = 1 \text{ об/хв}$  і  $\gamma = 1 \text{ кг/м}^3$ . Величини  $A_n$  і  $A_r$  є змінними, у загальному випадку залежать від передаточного відношення  $\frac{n_r}{n_n}$ . Їх розмірність –  $\frac{\text{кг}^2 \cdot \text{хв}^{-1}}{\text{м}^4}$ .

Якщо розглядати ГТ, який є геометрично подібним до зразка, але з  $D_a \neq 1 \text{ м}$ ,  $n_n \neq 1 \text{ об/хв}$  і  $\gamma \neq 1 \text{ кг/м}^3$ , то момент, що сприймається насосним колесом такого ГТ, буде визначатись

$$M_n = 9,81 \cdot A_n \cdot \gamma \cdot n_n^2 \cdot D_a, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.3)$$

а момент, який розвивається на турбінному колесі,

$$M_r = 9,81 \cdot A_r \cdot \gamma \cdot n_n^2 \cdot D_a \cdot \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (2.4)$$

Із цих співвідношень випливає, що коефіцієнт трансформації моменту можна визначити у вигляді відношення коефіцієнтів моменту

$$K_{\text{ГТ}} = \frac{A_r}{A_n}. \quad (2.5)$$

Шляхом стендових випробувань зразків ГТ визначають залежності  $A_n = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$ ,  $A_r = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$ , зокрема  $A_n \gamma = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$ ,  $A_r \gamma = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$ ,  $K_{\text{ГТ}} = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$  і  $\eta_{\text{ГТ}} = f\left(\frac{n_r}{n_n}\right)$ . В передостанньому випадку

$$K_{\text{ГТ}} = \frac{A_r \gamma}{A_n \gamma}. \quad (2.6)$$

Сім'я цих залежностей, накреслених у загальній системі координат, називається універсальними характеристиками ГТ.

На відміну від ГТ, у ГМ немає направляючого апарата й  $M_r = M_n$ . Момент, який може передати ГМ

$$M_{\text{ГМ}} = 9,81 \cdot A_{\text{ГМ}} \cdot \gamma \cdot n_n^2 \cdot D_a, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.7)$$

де  $\lambda_{ai}$  – коефіцієнт моменту гідromуфти, який визначається за її універсальною характеристикою залежно від передаточного відношення гідromуфти  $\frac{n_r}{n_n}$ .

ККД гідromуфти дорівнює

$$\eta_{гм} = \frac{M_r \cdot \frac{n_r}{n_n}}{M_n \cdot \frac{n_r}{n_n}} = \frac{n_r}{n_n}, \quad (2.8)$$

а частота обертання її турбінного колеса  $n_r$  при заданих величинах  $n_n$  і  $\frac{n_r}{n_n}$

$$n_r = n_n \cdot \frac{n_r}{n_n}, \quad (2.9)$$

Внаслідок взаємного проковзування коліс гідromуфти її передаточне відношення й ККД не перевищують 0,97, а  $n_{гмак} = 0,97 \cdot n_{нмак}$ .

4 Збереження закономірності зміни дотичної сили тяги тепловоза при збільшенні й зменшенні швидкості руху забезпечується наявністю жорсткого механічного зв'язку колісних пар з турбінними колесами гідроапаратів за допомогою системи шестерень – механічної частини коробки переключення передач.

5 Реверсування тепловоза за умови дизеля, що не працює у реверсному режимі, здійснюється перемиканням набору шестерень у спеціальних реверс-режимних редукторах, розташованих між турбінними колесами й колісними парами.

### **3 ВИБІР ДИЗЕЛЯ, АКТИВНОГО ДІАМЕТРА Й ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПІДВИЩУВАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ГІДРОТРАНСФОРМАТОРА**

Потужність на ободі колісних пар тепловоза, тобто розрахункову дотичну потужність  $N_{др}$ , можна визначити за

умови, що на керованому підйомі крутістю  $i_p$  ‰ при розрахунковій швидкості руху  $V_p$  дотична сила тяги тепловоза  $F_{др}$  повинна бути по можливості максимальною і відповідати силі зчеплення  $F_{зч}$  колісних пар з рейками. Як відомо, ця умова виражається такою рівністю:

$$F_{др} = F_{зч} = 9810 \cdot P_d \cdot \psi_{др}, \text{ Н}, \quad (3.1)$$

де  $P_d$ , т – зчіпна маса тепловоза, обрана за варіантом;

$\psi_{др}$  – коефіцієнт зчеплення коліс із рейками при розрахунковій швидкості, обумовленій за емпіричною формулою

$$\psi_{др} = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot V_p}. \quad (3.2)$$

Визначивши величину  $F_{др}$ , обчислюємо розрахункову дотичну потужність тепловоза

$$N_{др} = \frac{F_{др} \cdot V_p}{3600}. \text{ кВт}. \quad (3.3)$$

У цю формулу  $F_{др}$  підставляється в ньютонках, а  $V_p$  – у кілометрах на годину.

Задавшись орієнтовним ККД гідропередачі  $\eta_{гп} = 0,72 - 0,76$ , обчислимо розміщену тягову потужність  $N_p$ , приведених до колісних пар.

$$N_p = \frac{N_{др}}{\eta_{гп}}. \text{ кВт}. \quad (3.4)$$

Знаючи розміщену тягову потужність, обчислимо ефективну потужність на валу дизеля  $N_e$ .

$$N_e = \frac{N_p}{1 - \frac{\sum N_{доп}}{N_e}}, \quad (3.5)$$

де  $\sum N_{доп}$  – потужність, яка витрачається на допоміжні потреби тепловоза.

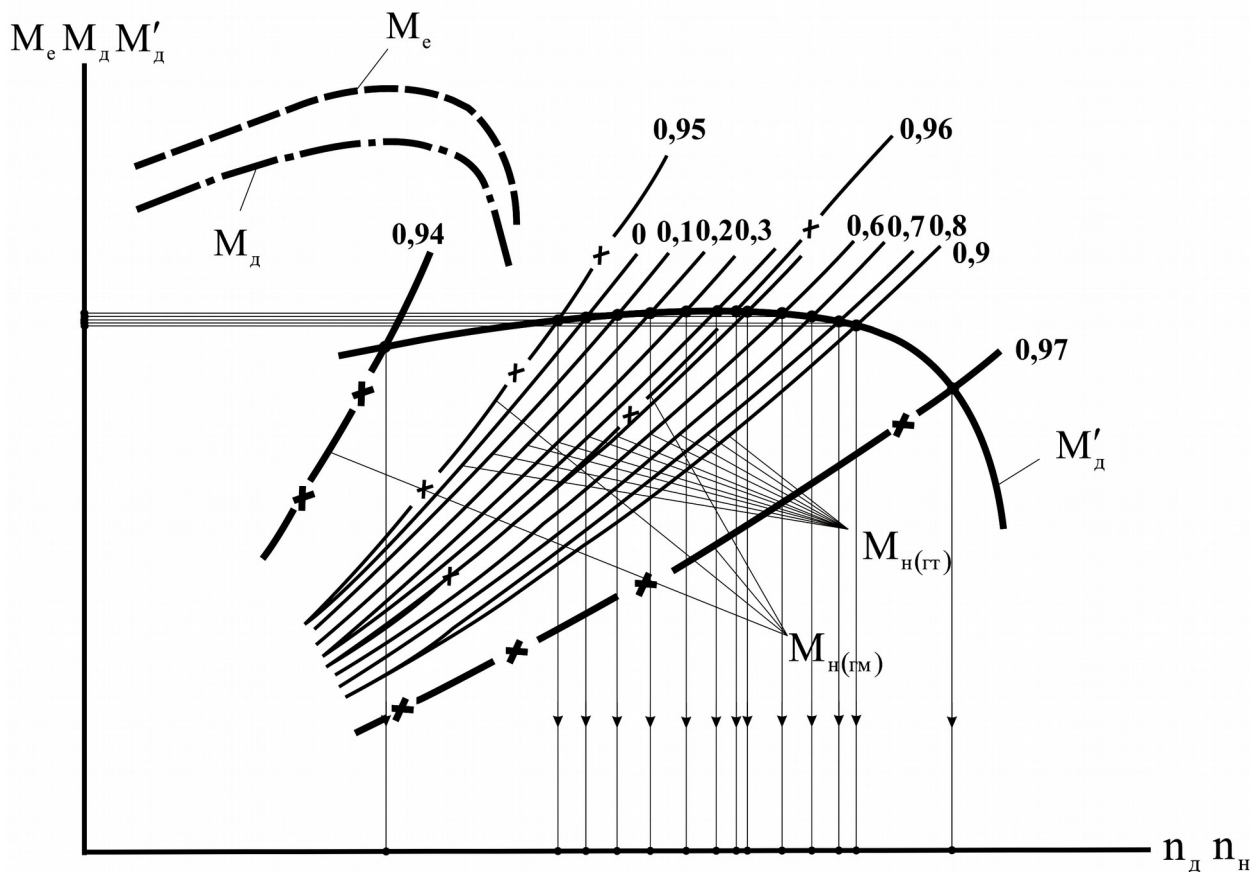
Для більшості існуючих і перспективних тепловозів з гідропередачею орієнтовна величина  $\sum N_{\text{доп}}$  складає  $(0,09 - 0,11) N_e$ . Таким чином, відношення  $\frac{\sum N_{\text{доп}}}{N_e}$  можна приймати рівним від 0,09 до 0,11.

Виходячи з отриманої ефективної потужності, на підставі характеристик тепловозних дизелів, наведених в літературних джерелах з двигунів внутрішнього згорання, обираємо відповідний тип дизеля.

Зовнішня характеристика дизеля являє собою паспортну графічну або табличну залежність ефективного крутного моменту на колінчастому валу  $M_e$  від частоти його обертання  $n_a$ , зняту під час стендових випробувань дизеля за певною програмою, причому

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_d} \cdot \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (3.6)$$

Проте треба брати до уваги, що внаслідок витрати потужності на допоміжні потреби, на привод гідропередачі припадає не повний ефективний крутний момент дизеля, а лише його частина, яка подана у вигляді розташованого крутного моменту  $M_d$ , рівного  $(0,89 - 0,91) M_e$ . Тому для подальших обчислень необхідно прийняту зовнішню характеристику дизеля перетворити в характеристику розміщеного крутного моменту  $M_d = f(n_d)$ , для чого кожному ординату кривої  $M_e = f(n_d)$  слід понизити, помноживши на коефіцієнт впливу допоміжних потреб  $K_m = 0,89 - 0,91$ . Отриману криву  $M_d = f(n_d)$  слід накреслити разом з кривою  $M_e = f(n_d)$  у загальній системі координат «М-п» (рисунок 3.1).



● – точки, що визначають параметри узгодженої роботи дизеля й гідроапаратів

Рисунок 3.1 – Спільна побудова графіків  $M_e = f(n_d)$ ,  $M_d = f(n_d)$ ,  $M'_d = f(n_n)$ ,  $M_{н(ГТ)} = f(n_n)$ ,  $M_{н(ГМ)} = f(n_n)$  для визначення параметрів узгодженої роботи дизеля й гідроапаратів

Як правило, частота обертання колінчастого вала дизеля не узгоджена з робочою частотою обертання насосних коліс гідроапаратів:  $n_n$  є більшим за  $n_d$ . Тому між колінчастим валом дизеля й валом насосних коліс гідроапаратів ГТ і ГМ включається коригувальна (підвищувальна й рідко – понижувальна) пара шестерень ЗП (див. рисунок 2.1).

Позначимо момент на колінчастому валу дизеля, віднесений до вала насосного колеса ГТ, як  $M'_d$ . При наявності підвищувальної ЗП будемо мати

$$M'_{дn_n} = M_d \cdot n_{днод} \cdot \eta_{зп}, \quad (3.7)$$

де  $n_{\text{дном}}$  – номінальна частота обертання колінчастого вала обраного дизеля, об/хв;

$\eta_{\text{сі}}$  – ККД циліндричної зубчастої пари,  $\eta_{\text{зп}} = 0,98 - 0,99$ .

Знайдемо з виразу (6.1) величину  $M'_d$ :

$$M'_d = M_d \frac{n_{\text{дном}}}{n_n} \cdot \eta_{\text{зп}}. \quad (3.8)$$

Беручи до уваги, що

$$M_d \cdot n_{\text{дном}} = 9550 \cdot (N_e - \sum N_{\text{доп}}), \quad (3.9)$$

а

$$n_n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_a}, \quad (3.10)$$

запишемо

$$M'_d = 9550 \frac{N_e - \sum N_{\text{доп}}}{60 \cdot u} \cdot \pi \cdot D_a \cdot \eta_{\text{зп}}, \quad (3.11)$$

де  $D_a$  – активний діаметр (діаметр змоченої частини) насосного колеса ГТ, м;

$u$  – припустима колова швидкість обертання по діаметру змоченої частини, м/с.

Беручи до уваги, що момент на колінчастому валу дизеля  $M'_d$  віднесений до вала насосного колеса ГТ, то можна вважати  $M'_d = M_n$ . Як відомо,

$$M_n = 9,81 \cdot A_n \cdot \rho \cdot n_n^2 \cdot D_a^5, \quad (3.12)$$

тому

$$9550 \cdot \frac{N_e - \sum N_{\text{доп}}}{60 \cdot u} \cdot \pi \cdot D_a \cdot \eta_{\text{зп}} = 9,81 \cdot A_n \cdot \rho \cdot n_n^2 \cdot D_a^5, \quad (3.13)$$

звідки необхідний активний діаметр насосного колеса ГТ визначиться наступним чином. Підставимо в праву частину виразу (3.13) замість величини  $n_n$  її значення з формули (3.10)

$$9550 \cdot \frac{N_e - \sum N_{\text{дод}}}{60 \cdot u} \cdot \pi \cdot D_a \cdot \eta_{\text{зп}} = 9,81 \cdot A_n \cdot \gamma \cdot \left( \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_a} \right)^2 \cdot D_a^5, \quad (3.14)$$

звідки виразимо величину

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{9550 \cdot (N_e - \sum N_{\text{дод}}) \cdot \pi^3 \cdot \eta_{\text{зп}}}{9,81 \cdot 216000 \cdot u^3 \cdot A_n \cdot \rho}}, \text{ м.} \quad (3.15)$$

Виконавши необхідні перетворення, остаточно отримаємо

$$D_a = 0,37 \cdot u^{\frac{-3}{2}} \sqrt[5]{\frac{N_e - \sum N_{\text{дод}}}{A_n \cdot \rho}} \cdot \eta_{\text{зп}}, \text{ м.} \quad (3.16)$$

При цьому величину  $(A_n \cdot \rho)$  можна орієнтовно прийняти рівною  $10 \cdot 10^{-4}$ . Що стосується допустимої швидкості  $u$ , то її слід прийняти залежно від матеріалу насосних коліс гідроапаратів:

- а) для алюмінієвого лиття – 100 м/с;
- б) для сталі – 65 м/с;
- в) для сталевих литва – 50 м/с;
- г) для чавунного литва – 40 м/с.

Реальні величини  $D_a$  повинні перебувати в межах 0,45 – 0,75 м.

Гранично допустима частота обертання насосного колеса ГТ  $n_{\text{нмак}}$  може бути визначена за його допустимою коловою швидкістю

$$n_{\text{дод}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_a}, \text{ об/хв.} \quad (3.17)$$

Якщо відома номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля  $n_{\text{нмак}}$ , то передаточне число коригувальної зубчасті пари  $i_{\text{зп}}$  визначиться з виразу

$$i_{\text{зп}} = \frac{n_{\text{дном}}}{n_{\text{нмак}}}.$$

Варто відзначити, що величина  $i_{зп} < 1$  відповідає підвищувальній зубчастій парі. Однак при виборі тихохідного дизеля великої потужності може вийти, що  $n_{дно} > n_{ном}$  тоді зубчаста пара виявиться понижувальною, що не вносить істотних змін у подальші розрахунки.

#### 4 ПРИВЕДЕНА ЗОВНІШНЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЯ Й НАВАНТАЖУВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОАПАРАТІВ

Внаслідок впливу коригувальної передачі частота обертання  $n_d$  і момент  $M_d$  колінчастого вала дизеля, передані валу насосних коліс гідроапаратів, змінюють свою величину й досягають певних значень, відповідно  $n_n$  і  $M'_d$ . Зв'язок між цими величинами визначається формулами

$$n_n = \frac{n_d}{i_{зп}}, \quad (4.1)$$

$$M'_d = M_d \cdot i_{зп} \cdot \eta_{зп} \quad (4.2)$$

де  $i_{зп}$  – передаточне число коригувальної зубчастої пари;

$\eta_{зп}$  – ККД коригувальної зубчастої пари. Оскільки ця зубчаста пара виконується з циліндричних шестерень, то її ККД можна прийняти рівним 0,98 – 0,99.

Відповідно до зазначеного, слід зовнішню характеристику обраного дизеля "привести" до вала насосного колеса ГТ й ГМ (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Приведення зовнішньої характеристики дизеля до вала насосних коліс гідроапаратів

Параметри	Значення				
$n_d, \text{XB}^{-1}$					
$M_d, \text{H} \cdot \text{м}$					



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

Перші два рядки таблиці заповнюються за зовнішньою характеристикою обраного дизеля  $n_d$  через 50 – 100 об/хв.  $M_d$  – у відповідності до  $n_a$  отримуємо з графіка  $M_d = f(n_d)$ .

Крива  $M'_d = f(n_n)$  є зовнішньою характеристикою дизеля, приведеною до вала насосних коліс гідроапаратів.

Навантажувальні характеристики (параболи) визначаються тільки для насосних коліс гідроапаратів. Вони являють собою залежності моментів насосних коліс від частоти їхнього обертання. Розрахунок цих залежностей для ГТ проводиться за формулою

$$M_{\text{нтг}} = (A_{\text{гт}} \cdot \nu) \cdot D_a^5 \cdot n_n^2 \cdot 9,81, \text{H} \cdot \text{м}, \quad (4.3)$$

а для ГМ – за формулою

$$M_{\text{нтм}} = (A_{\text{гм}} \cdot \rho) \cdot D_a^5 \cdot n_n^2 \cdot 9,81, \text{H} \cdot \text{м}. \quad (4.4)$$

Величини  $(A_{\text{гт}} \cdot \rho)$  й  $(A_{\text{гм}} \cdot \rho)$  приймаються за універсальними характеристиками гідроапаратів залежно від передаточних відношень  $\frac{n_r}{n_n}$ . Величини  $D_a$  приймаються для гідротрансформатора – з розрахунку (формула (3.13)), для гідромуфти – 0,58 м. Величини  $n_n$  задаються довільним чином.

Порядок розрахунку наступний. На підставі заповненої таблиці 4.1 складається таблиця 4.2, рядки якої заповнюються таким чином (на прикладі ГТ):

а) перший рядок – величини  $\frac{n_r}{n_n}$  приймаються від 0,0 до 1,0 з інтервалом через 0,1;

б) другий і третій рядки – величини  $(A_n \cdot \gamma)$  й  $(A_r \cdot \gamma)$  визначаються за універсальною характеристикою ГТ для кожного із записаних вище (у першому рядку) значень  $\frac{n_r}{n_n}$ ;

в) у четвертому рядку обчислюється робочий коефіцієнт параболи  $a = (A_n \cdot \rho) \cdot D_a^5$ , також для кожних записаних вище значень  $\frac{n_t}{n_n}$ ;

г) у п'ятому рядку обчислюються величини ККД  $\eta_{gr} = K_{gr} \cdot \frac{n_t}{n_n}$ .

Таблиця 4.2 – Розрахунок навантажувальних характеристик гідротрансформатора

Параметри	Розрахункові значення											
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
$i = n_t / n_n$												
$A_n \rho \cdot 10^{-4}$												
$9,81 \cdot A_n \rho \cdot 10^{-4}$												
$A_t \rho \cdot 10^{-4}$												
$9,81 \cdot A_t \rho \cdot 10^{-4}$												
$a = A_n \rho \cdot 10^{-4} D_a^5 \cdot 9,81$												
$K_{gr} = A_t \rho / A_n \rho$												
$\eta_{gr} = K_{gr} \cdot n_t / n_n$												

У рядках таблиці 4.3 записуються довільно прийняті величини  $n_n$  від  $n_{n \min}$  до  $n_{n \max}$  з інтервалом 100 об/хв.

Таблиця 4.3 – Розрахунок навантажувальних характеристик гідротрансформатора

Частоти обертання		Величини крутного моменту $M_n = a \cdot n_n^2$ , Н·м											
$n_n, \text{хв}^{-1}$	$n_n^2$												
$n_{n \min}$													
$n_{n1}$													
$n_{n2}$													
$n_{n3}$													
$n_{n4}$													
$n_{n5}$													
...													
...													

...												
$n_{n \max}$												

Величини моментів  $M_n = a \cdot n_n^2$  отримують на перетині кожного рядка  $n_n$  з кожним стовпчиком  $\frac{n_r}{n_n}$ . Таким чином, сукупність значень  $M_n$  у кожному стовпчику являє у чисельному вигляді навантажувальну параболу для даного значення  $\frac{n_r}{n_n}$ . Усього виходить десять навантажувальних парабол, які необхідно зобразити у графічній формі в системі координат  $M_n = f(n_n)$  із раніше побудованим графіком  $M'_d = f(n_n)$  (див. рисунок 3.1). У результаті графіки  $M_n = f(n_n)$  перетинаються з графіком  $M'_d = f(n_n)$ .

Для ГМ, якщо вона є в гідропередачі, подібні розрахунки й побудови виконують для передаточних відношень 0,94, 0,95, 0,96, 0,97. При цьому в таблиці 4.2 другий і третій рядки можна об'єднати, тому що для гідромуфти  $A_n \cdot \rho = A_r \cdot \rho = A_{гм}$ , а п'ятий та шостий рядок можна прибрати, тому що для гідромуфти  $K_{гг} = 1$  і  $\eta_{гг} = \frac{n_r}{n_n}$ .

## **5 УЗГОДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ Й ГІДРОАПАРАТІВ І ВИЗНАЧЕННЯ ЗОНИ НАЙВИГІДНІШОЇ ЇХ РОБОТИ**

Погоджена робота дизеля й гідроапаратів буде відбуватися в точках перетину кривої  $M'_d = f(n_n)$  (див. рисунок 3.1) з навантажувальними характеристиками ГТ й ГМ, тому що в цих точках потужність, яка розвивається дизелем, необхідна й достатня для подолання опору насосних коліс.

Величини  $M_n$  й  $n_n$ , які відповідають точкам перетину кожної з навантажувальних парабол із кривою  $M'_d = f(n_n)$ , слід занести з графіка (див. рисунок 3.1) до таблиці 5.1 у відповідності до раніше прийнятого значення  $\frac{n_r}{n_n}$ . Рядки цієї таблиці заповнюються таким чином:

а) перший рядок –  $\frac{n_r}{n_n}$  приймаються від 0,0 до 1,0 з інтервалом 0,1;

б) другий і третій рядки – значення  $n_n$  й  $M_n$  обираються, як було зазначено вище, з графіка на рисунку 3.1 відповідно до точок перетину 1, 2, ... , 10;

в) четвертий рядок – обчислюються величини  $n_r = n_n \cdot \frac{n_r}{n_n}$ ;

г) п'ятий рядок – величини  $\hat{E}_{\text{ао}}$  переносяться з таблиці 4.2 або обчислюються за формулою  $K_{\text{гт}} = \frac{M_r}{M_n}$ ;

д) шостий рядок – обчислюються величини  $M_r = K_{\text{гт}} \cdot M_n$ ;

ж) сьомий рядок – величини  $\eta_{\text{гт}}$  переносяться з таблиці 4.2 або обчислюються за формулою  $\eta_{\text{гт}} = K_{\text{гт}} \cdot \frac{n_r}{n_n}$ .

Якщо деякі криві  $M_n$  не перетинаються з кривою  $M'_d$ , то слід підібрати інші, кратні 0,01, значення  $n_r/n_n$  і для них провести розрахунок і побудову.

Таблиця 5.1 – Параметри узгодженої роботи дизеля й ГТ

Параметри	Розрахункові значення										
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{n_r}{n_n}$											
$n_n, \text{хв}^{-1}$											
$M_n, \text{Н} \cdot \text{м}$											
$n_r = n_n \cdot \frac{n_r}{n_n}, \text{хв}^{-1}$											
$K_{\text{гт}} = \frac{A_r \cdot \gamma}{A_n \cdot \gamma}$											
$M_r = K_{\text{гт}} \cdot M_n \text{ Н} \cdot \text{м}$											
$\eta_{\text{гт}} = K_{\text{гт}} \cdot \frac{n_r}{n_n}$											

За даними таблиці 5.1 будуються в загальній системі координат графіки  $n_n = f(n_r)$ ,  $\eta_{\text{гт}} = f(n_r)$ ,  $M_n = f(n_r)$ ,  $M_r = f(n_r)$  (рисунок 5.1). Графік  $M_r = f(n_r)$  являє собою тягову характеристику ГТ,  $M_n$ .

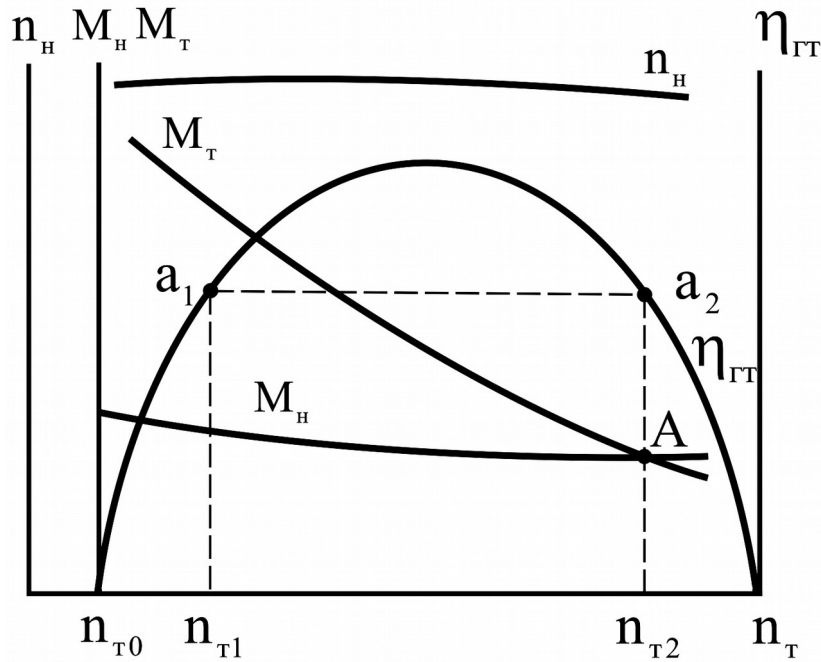


Рисунок 5.1 – Визначення зон найвигіднішої роботи ГТ

Таблиця й графіки, подібні розглянутим, повинні бути виконані і для ГМ, якщо вона є в схемі гідропередачі. При цьому в таблиці для гідromуфти величини  $\frac{n_T}{n_H}$  в першому рядку приймаються 0,94, 0,95, 0,96, 0,97. П'ятий, шостий і сьомий рядки можна поминути, тому що для ГМ  $K_{ГМ} = 1$ ;  $M_T = M_H$  і  $\eta_{ГТ} = \frac{n_T}{n_H}$ .

З розрахунку визначення величини  $D_a$  ГТ відома частота обертання насосного колеса  $n_{H \max}$ , яка є допустимою за властивістю міцності. З попередніх розрахунків відомо, що найбільше передаточне відношення для ГМ становить 0,97. Тому найбільша за умовами міцності частота обертання турбінних коліс для гідromуфти буде  $n_{T \max} = 0,97 \cdot n_{H \max}$ .

Найбільша за умовами економічності частота обертання турбінного колеса ГТ  $n_{T2}$  (див. рисунок 5.1) приймається за умови  $M_T = M_H$ , тому що справа від цієї точки спостерігається крутий спад характеристики  $\eta_{ГТ}$ . У ГТ звичайного типу умова  $M_T = M_H$  (точка А на рисунку 5.1) відповідає величині  $\eta_{ГТ} = 0,8 - 0,82$ .

Знайденій величині  $n_{т2}$  відповідає найбільше за умовами економічності передаточне відношення ГТ  $\left(\frac{n_{т}}{n_{н}}\right)_2$ . Таким чином, точка  $n_{т2}$  на рисунку 5.1 визначає праву границю зони найвигіднішої роботи ГТ при наявності в схемі гідропередачі гідромуфти (якщо гідромуфти немає, то права границя зони найвигіднішої роботи визначається точкою  $n_{тmax}$ ).

Ліва границя зони найвигіднішої роботи маршового ГТ (частота обертання турбінного колеса  $n_{т1}$ ) визначається за допомогою наступної побудови.

Точка А проектується на криву  $\eta_{т} = f(n_{т})$  (див. рисунок 5.1) у вигляді точки  $a_2$ . Точка  $a_2$  переноситься паралельно осі  $n_{т}$  на ліву сторону кривої  $\eta_{т} = f(n_{т})$ . Отримуємо точку  $a_1$ , яка проектується на вісь  $n_{т}$  і таким чином знаходимо точку  $n_{т1}$ , яка визначає найменшу за умовами економічності частоту обертання турбінного колеса ГТ і ліву границю зони його найвигіднішої роботи. Цій частоті відповідає передаточне відношення  $\left(\frac{n_{т}}{n_{н}}\right)_1$ .

Ліва границя зони найвигіднішої роботи пускового ГТ, незалежно від його типу, визначається точкою  $n_{т0} = 0$  і відповідно  $\left(\frac{n_{т}}{n_{н}}\right)_0 = 0$ .

Описана побудова визначення зони найвигіднішої роботи ГТ виконується безпосередньо на рисунку 5.1.

Якщо в схемі гідропередачі є ГМ, то слід визначити зони її дії. Є очевидним той факт, що права границя зони найвигіднішої роботи ГМ буде відповідати її  $n_{тmax}$ .

## **6 ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ГІДРОПЕРЕДАЧІ І ЇЇ УНІФІКОВАНА КІНЕМАТИЧНА СХЕМА**

Між швидкістю руху тепловоза  $V$  і частотою обертання його колісних пар  $n_{к}$  існує залежність

$$n_{к} = \frac{1000 \cdot V}{60 \cdot \pi \cdot D_{к}}, \text{ об/хв,} \quad (6.1)$$

де  $D_k$  – діаметр колісних пар; при  $D_k = 1,05$  м.

$$n_k = 0,05 \cdot V \cdot \text{об/хв.} \quad (6.2)$$

Конструкційна швидкість тепловоза входить до числа вихідних даних, а тому можна визначити найбільшу частоту обертання колісних пар  $n_{k \max}$ :

$$n_{k \max} = 5,05 \cdot V_k \cdot \text{об/хв.} \quad (6.3)$$

Відповідно, передаточне число останнього (другого) ступеня механічної передачі (робота з маршовим ГТ та ГМ) буде становити

$$i_2 = \frac{n_{t \max}}{n_{k \max}} \quad (6.4)$$

При цьому параметр  $n_{t \max}$  набуває значення максимальної частоти обертання турбінного колеса гідроапарата  $n_{t2}$  з графіка сумісної роботи.

У гідропередачах типу – (ГТ + ГТ + ГМ) перехід з ГМ на маршовий ГТ здійснюється при швидкості тепловоза  $V_2$ , яка обчислюється з виразу

$$V_2 = V_k \cdot \frac{n_{t2}}{n_{t \max}}, \text{ км/год.} \quad (6.5)$$

Найбільша частота  $n_{t \max}$  за умови міцності становить  $n_{t \max} = 0,97 n_n \max$ .

Маршовий ГТ буде заповнений рідиною в інтервалі швидкостей від  $V_1$  до  $V_2$ ,

де

$$V_1 = V_k \cdot \frac{n_{t1}}{n_{t \max}}, \text{ км/год.} \quad (6.6)$$

Приймаємо  $n_{t1}$  з графіка сумісної роботи.

Перехід маршового ГТ на пусковий ГТ відбудеться при частоті обертання колісних пар  $n_{k1}$

$$n_{к1} = 5,05 \cdot V_1, \text{ об/хв.} \quad (6.7)$$

Отже, передаточне число першого ступеня механічної передачі

$$i_1 = \frac{n_{т2}}{n_{к1}}. \quad (6.8)$$

Пусковий ГТ буде заповнений рідиною в інтервалі оборотів його турбінного колеса від  $n_{т2}$  до  $n_{т0} = 0$ .

Після обчислень передаточних чисел механічної частини передачі слід скласти режимну карту роботи гідропередачі. На рисунку 6.1 для прикладу показана відповідна карта гідропередачі типу (ГТ + ГТ + ГМ). Згідно з даним рисунком, можна скласти карту для будь-якого іншого типу передачі у конкретних числових параметрах.

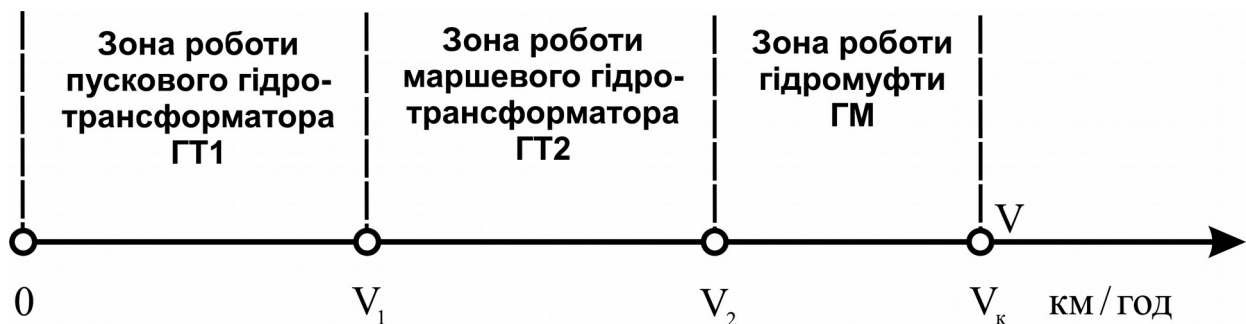


Рисунок 6.1 – Режимна карта роботи гідропередачі типу ГТ+ГТ+ГМ

Приймаючи загальне передаточне число осьового редуктора  $i_{оп} = 4,25$ , передаточне число коробки передач першого ступеня буде дорівнювати

$$i_{кпп1} = \frac{i_1}{i_{оп}}. \quad (6.9)$$

Для другого ступеня коробки передач передаточне число складає



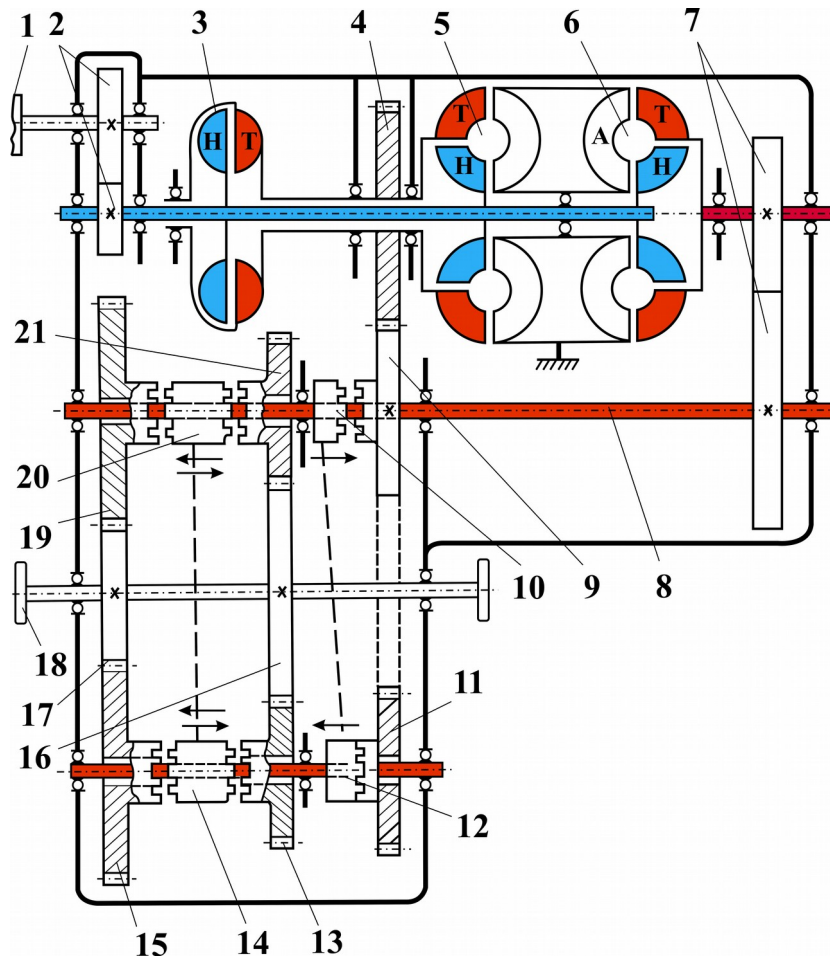
$$i_{\text{кпп2}} = \frac{i_2}{i_{\text{оп}}}. \quad (6.10)$$

У контрольній роботі потрібно скласти кінематичну схему гідропередачі й нанести на неї відповідну інформацію про тип і порядок роботи гідроапаратів.

### **6.1 Кінематична схема гідропередачі**

Для виконання контрольної роботи застосовуємо спрощену гідропередачу для тепловозів потужністю 750 – 1200 к.с. (550 – 883 кВт) і 2 х 1200 к.с. (2 – 883 кВт) типу УГП 750 – 1200, яка успішно використовується на тепловозах ТГМ3А, ТГ102к, ТГМ10, ТГМ5, ТГМ6, ТГ16 та ін.

Гідропередача (рисунок 6.2) складається з двох однакових ГТ 5 і 6 і однієї ГМ 3, що створює три ступені швидкості. Насосні колеса усіх трьох гідроапаратів насаджені на одному валу, який обертається від дизеля через підвищувальну передачу.



1 – вихідний фланець; 2, 4, 7, 9, 11, 13, 15 – 17, 19, 21 – зубчасті колеса; 3 – ГМ; 5, 6 – ГТ; 8 – вторинний вал; 10, 12, 14, 20 – кулачкові муфти; 18 – вихідні фланці; А – колесо направляючого апарату

Рисунок 6.2 – Схема уніфікованої гідропередачі тепловозів потужністю 550 – 883 кВт

При рушанні з місця включається ГТ 6, а разом з ним пара зубчастих коліс 7. Таким чином створюється перший ступінь швидкості. При середніх швидкостях включається ГТ 5, а при високих – ГМ 3. Ці обидва гідроапарати утворюють свої ступені швидкості через одну й ту ж пару зубчастих коліс 4 і 9.

На вихідний вал обертальний момент передається через відповідні режимні й реверсивні шестерні. Уся система зубчастих коліс від гідроапаратів до вихідного вала називається реверс-редуктором.

При передньому ході включається кулачкова муфта 10, а при задньому – 12. Зубчасті колеса 9 й 11 знаходяться в зачепленні постійно. Цей зв'язок позначений пунктирною лінією.

Поїзний і маневровий режими створюються включенням кулачкових муфт 20 (під час руху вперед) і 14 (під час руху назад). Для включення поїзного режиму кулачкові муфти переміщуються вліво, а для маневрового – вправо. При цьому створюється кінематичний зв'язок із вихідним валом через відповідну комбінацію з'єднання зубчастих коліс.

Передача потужності в межах від 750 – 1200 к.с. при різних частотах обертання валів дизелів, які застосовуються на тепловозах, забезпечується зміною зубчастих коліс 2 підвищувальної передачі. Широкий швидкісний діапазон тепловозів досягається зміною шестерень в реверс-редукторі. Уніфікована гідропередача забезпечує більш високі тягові якості тепловозів у порівнянні з передачами, що мають комплексний ГТ.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Шаройко П. М., Середа В. Т. Гидравлические передачи тепловозов. – М.: Трансжелдориздат, 1969. – 160 с.

2 Тепловозы ТГМ4 и ТГМА: Руководство по эксплуатации и обслуживанию. Людиновский тепловозостроительный завод. – М.: Транспорт, 1985. – 208 с.

3 Тепловоз ТГМ6: Инструкция по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1985. – 65 с.

4 Устройство тепловоза ТГМ6А / В. Н. Логунов, В. Г. Смагин, Ю. И. Доронин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 320 с.

5 Маневровые тепловозы / Под ред. Л. С. Назарова. – М.: Транспорт, 1970. – 276 с.

6 Руднев В. С. Гидравлические передачи локомотивов: Учеб. пособие. – М., 1999. – 121 с.



## Додаток В

### Варіанти вихідних даних

(таблиця В.1 для студентів заочної форми навчання)

$D_{\epsilon}$  – зчіпна маса тепловоза;  $V_{\delta}$  – розрахункова швидкість на керованому підйомі;  $V_{\kappa}$  – конструкційна швидкість.

Таблиця В.1 – Варіанти вихідних даних

Варіант (останні цифри шифру)	$D_{\epsilon}$ , т	$V_{\delta}$ , км/год	$V_{\kappa}$ км/год	Принципова схема гідро- передач	Матеріал насосних і турбінних коліс
--	--------------------	--------------------------	------------------------	---------------------------------------	---

1	2	3	4	5	6
01	120	5,4	80	ГТ + ГТ + ГМ	Сталь
02	—	—	—	—	—
03	—	—	—	—	—
04	—	—	—	—	—
05	—	6,4	40	—	—
06	—	—	—	—	—
07	—	—	—	—	—
08	—	—	—	—	—
09	—	—	80	—	Сталево литво
10	—	—	—	—	—
11	—	—	—	—	—
12	—	—	—	—	—
13	—	—	40	—	—
14	—	—	—	—	—
15	—	—	—	—	—
16	—	—	—	—	—
17	—	—	100	—	Сталь
18	—	—	—	—	—
19	—	—	—	—	—
20	—	—	—	—	—
21	—	—	—	—	—
22	—	—	—	—	—
23	—	—	120	—	—
24	—	—	—	—	—
25	—	—	—	—	—
26	40	17	120	—	Сталь
27	—	—	—	—	—
28	—	—	—	—	—
29	—	—	—	—	—
30	—	—	100	—	Сталево литво

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5	6
31	—	—	100	ГТ + ГТ + ГМ	Сталево литво
32	—	—	—	—	—
33	—	—	—	—	—
34	—	—	—	—	—
35	—	—	—	—	—
36	120	3,85	60	—	Алюмінієво литво
37	—	—	—	—	—
38	—	—	—	—	—
39	—	—	—	—	—
40	—	—	—	—	—
41	48	3,85	30	—	—

42	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
43	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
44	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
45	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
46	50	4	80	—“—	Сталеве литво
47	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
48	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
49	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
50	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
51	80	5.85	60	—“—	Сталь
52	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
53	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
54	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
55	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
56	—“—	—“—	—“—	—“—	Сталеве литво
57	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
58	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
59	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
60	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
61	80	5.85	30	—“—	Сталь
62	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
63	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
64	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
65	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
66	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
67	80	5,85	30	ГТК (2 ступені)	Чавунне литво
68	—“—	—“—	—“—	ГТ + ГТ + ГМ	—“—
69	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
70	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
71	—“—	—“—	60	—“—	Сталеве литво
72	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—

Закінчення таблиці В.1

1	2	3	4	5	6
73	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
74	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
75	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
76	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
77	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
78	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
79	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
80	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
81	120	5,23	80	“	Сталь
82	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
83	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—



84	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
85	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
86	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
87	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
88	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
89	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
90	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
91	120	“	“	ГТ + ГТ + ГМ	“
92	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
93	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
94	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
95	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
96	—“—	—“—	80	—“—	Сталево литво
97	120	5,23	80	ГТ + ГТ + ГМ	Сталево литво
98	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
99	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—
00	—“—	—“—	—“—	—“—	—“—

## Додаток А

Таблиця А.1 – Технічні характеристики тепловозних дизелів

Тип дизеля	$P_e$ , кВт	$n_{\text{дном}}$ , $\text{хв}^{-1}$	$g_e$ , кг / кВт · год	Значення обертового моменту дизеля $M_e$ на зовнішній характеристиці для різної частоти обертання 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
М756	736	1400	0,212							5200	5175	5065	5000	4875		

## Додаток Б

Таблиця Б.1 – Значення коефіцієнтів моменту насосних коліс  $A_H \gamma$ ,  $\text{с}^2/\text{м}$ , і трансформації моменту  $K_{\text{гтр}}$  гідротрансформаторів і гідромуфти

Тип гідро-апарата	Параметри	Передаточне відношення $n_T/n_H$														
		0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,94	0,95	0,96	0,97
ТП1000	$A_H \gamma \cdot 10^{-4}$	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	$A_H \gamma \cdot 10^{-4}$	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				
ТП1000М1	$A_H \gamma \cdot 10^{-4}$	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	$A_H \gamma \cdot 10^{-4}$	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				
ГМ $\frac{58}{24}$	$A_H \gamma \cdot 10^{-4}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	20	11,5	6,0

