

**Е.Д. Тартаковський, О.В. Устенко,
С.В. Михалків**

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

Навчальний посібник

Частина I

Харків 2011



УКРАЇНЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Е.Д. Тартаковський, О.В. Устенко,
С.В. Михалків

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих
навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю
«Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного
транспорту»*



Частина I

Харків 2011

УДК 629.424-82

ББК 39.235
Т 217

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» (№ 1/11-24 від 04.01.11 р.).

Рецензенти:

професори В.Г. Маслієв (НТУ "ХПІ"),
В.Х. Далека (ХНАМГ)

Тартаковський Е.Д., Устенко О.В., Михалків С.В.

T217 Гідравлічні передачі локомотивів: Навч. посібник. –
Харків: УкрДАЗТ, 2011. — Ч. I. – 104 с., табл. 1, рис. 50.
ISBN 978-966-2033-45-8

У навчальному посібнику викладено призначення, особливості конструкції, принцип дії гідравлічних апаратів, наведена класифікація гідравлічних, гідромеханічних передач локомотивів. Посібник призначений для студентів, що навчаються за спеціальністю 6.100501 "Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту" (Локомотиви), спеціалізації 6.100501.01 «Виробництво, експлуатація та ремонт локомотивів». Перша частина посібника містить лекційний і додатковий матеріал з дисципліни "Гідравлічні передачі локомотивів". Посібник призначений для студентів усіх форм навчання для виконання контрольних робіт, підготовки до практичних занять.

УДК 629.424-82
ББК 39.235

ISBN 978-966-2033-45-8

© Українська державна академія залізничного транспорту,
2011.

Навчальний посібник

Тартаковський Едуард Давидович,
Устенко Олександр Вікторович,
Михалків Сергій Васильович

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

Частина I

Відповідальний за випуск Михалків С.В.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 29.01.10 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 3,0. Тираж 300. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень.....	5
Вступ.....	6
1. Особливості передач потужності транспортних засобів.....	8
1.1. Призначення передачі потужності.....	8
1.2. Залежність параметрів передачі потужності від параметрів дизеля й тепловоза.....	11
Контрольні питання.....	16
2. Види передач потужності тепловозів.....	17
2.1. Механічна передача потужності.....	17
2.2. Гідравлічна передача потужності.....	21
2.2.1. Принцип дії гідростатичної передачі потужності.....	22
2.2.2. Принцип дії гідродинамічної передачі потужності.....	27
2.3. Електрична передача потужності.....	30
Контрольні питання.....	32
3. Вимоги, що висуваються до передач потужності тепловозів.....	33
3.1. Переваги електричної й гідравлічної передач потужності тепловозів.....	35
Контрольні питання.....	39
4. Особливості конструкції й принципу дії гідротрансформатора.....	40
4.1. Визначення техніко-економічних характеристик гідротрансформаторів.....	48
Контрольні питання.....	50
5. Особливості конструкції й принципу дії гідромуфти	51
5.1. Визначення техніко-економічних характеристик гідромуфти.....	54
Контрольні питання.....	59
6. Аналіз характеристик способів поєднань й різних конструктивних виконань гідроапаратів.....	60

6.1. Аналіз характеристик сумісної роботи гідротрансформаторів і гідромуфт.....	60
6.2. Конструктивні особливості й принцип дії комплексного гідротрансформатора.....	62
6.3. Конструктивні особливості й принцип дії гідротрансформатора системи Lysholm-Smith.....	64
6.4. Конструктивні особливості й принцип дії гідротрансформатора й гідропередачі Maybach- Mekidro.....	65
Контрольні питання.....	67
7. Класифікація й опис багатошвидкісних гідравлічних передач тепловозів.....	68
7.1. Особливості конструкції та принципу дії однопотокових багатошвидкісних гідравлічних передач.....	68
7.2. Особливості конструкції та принципу дії гідрореверсивних передач.....	78
7.3. Особливості конструкції та принципу дії багатопотокових багатошвидкісних гідравлічних передач.....	81
7.3.1. Особливості конструкції та принципу дії багатопотокової багатошвидкісної гідрав- лічної передачі тепловозів Krupp.....	87
Контрольні питання.....	90
8. Класифікація й опис багатошвидкісних гідромеханічних передач тепловозів.....	91
8.1. Особливості конструкції та принципу дії однопотокових багатошвидкісних гідромеханіч- них передач.....	92
8.2. Особливості конструкції та принципу дії двопотокових багатошвидкісних гідромеханічних передач.....	97
Контрольні питання.....	101
Бібліографічний список.....	102
Предметний покажчик.....	104

Перелік умовних позначень

ГСП — гідростатична передача
ГДП — гідродинамічна передача
Н — насосне колесо
Т — турбінне колесо
НА — направляючий апарат
ТО — технічне обслуговування
ПР — потоковий ремонт
ТРС — тяговий рухомий склад
ГДТ — гідротрансформатор
ГМ — гідромуфта
КГТ — комплексний гідротрансформатор
БГП — багатошвидкісна гідравлічна передача
БГМП — багатошвидкісна гідромеханічна передача

ВСТУП

Технічний прогрес у галузі тягового й дизельного моторвагонного рухомого складу спрямований на приведення його у відповідність до мінливих потреб ринку вантажних і пасажирських сполучень різної дальності.

На особливу увагу заслуговують питання вибору й удосконалення виду силової передачі, яка суттєво визначає тягово-економічну характеристику й експлуатаційні якості локомотива, а також його вагу й вартість виготовлення.

Останніми роками за кордоном впроваджуються в експлуатацію тепловози, дизель-поїзди, автомотриси нових типів і серій із застосуванням гідравлічних передач.

Гідравлічні передачі потужності у вітчизняному тепловозобудуванні набули розповсюдження тільки на промислових тепловозах і дизель-поїздах. Це пояснюється міжвідомчими протиріччями у ході їх впровадження й помилковим напрямком їх розвитку. Застосування швидкохідних дизелів, які володіють невисоким ресурсом, і нераціональні кінематичні схеми, що тривалий час не модернізувались, залишили негативне враження про тепловози з гідропередачею на початковому шляху їх розвитку. Крім того, низька культура виробництва й обслуговування створила передумови невисокої надійності гідропередач. Як наслідок, в СРСР відмовилися від побудови магістральних тепловозів з даним видом привода [12].

Проте, даний вид передачі набув розповсюдження на тепловозах Німеччини, Швейцарії, Австрії, Швеції, Фінляндії, Японії й на дизель-поїздах більшості країн, а сучасна надійна дизель-гідравлічна тяга високого класу потужності є конкурентоспроможним рішенням привода з великим потенціалом [20 — 22].

Метою першої частини навчального посібника є тлумачення складних взаємозв'язків енергетичних процесів у гідравлічних апаратах, отримання знань з принципів дії джерел енергії, конструкції різних типів гідродинамічних і гідромеханічних передач.

Дисципліна "Гідравлічні передачі локомотивів" базується на знаннях, які були отримані студентами при вивченні фізики, гідравліки, загальної будови локомотивів, локомотивів магістрального й промислового транспорту, теорії конструкції локомотивів, двигунів внутрішнього згорання.

Знання, набуті при вивченні курсу "Гідравлічні передачі локомотивів", використовуються в дисциплінах: "Передачі потужності й електрообладнання тепловозів", "Теорія локомотивної тяги", "Технологія технічного обслуговування й ремонту локомотивів".

1. Особливості передач потужності транспортних засобів

1.1. Призначення передачі потужності

Передачею потужності в локомотиві називається комплекс пристроїв, які передають потужність від двигуна до рушійних коліс зі змінним передатним відношенням [18].

При безпосередньому зв'язку колінчастого вала дизеля з колісними парами тепловоза, коли існує рівність дотичної сили тяги й крутного моменту дизеля $F_d = M_d$, швидкості руху тепловоза й частоти обертання колінчастого вала дизеля $V = n_d$, а опір руху поїзда W , в першу чергу, залежить від профілю колії $i_0, i_1, i_2, \dots, i_n$, отримаємо невідповідність необхідної сили тяги опору руху (рис. 1.1). Тепловоз, що рухається по залізничній колії зі змінним профілем з постійною швидкістю v й має постійний момент на валу дизеля M_d , при переході з однієї ділянки на іншу змінює швидкість руху й частоту обертання колінчастого вала дизеля, що сприяє виникненню механічно нестійкої системи. Наприклад, при переході з ділянки із профілем i_1 на ділянку із профілем i_2 відбудеться зниження швидкості руху на ΔV й відповідне зниження частоти обертання вала дизеля на n_d . При подальшому збільшенні опору руху поїзда до W_n й зменшенні частоти обертання вала дизеля це може призвести до його повної зупинки.

При рушанні тепловоза з місця його швидкість $V = 0$, це призводить до необхідності мати частоту обертання вала дизеля $n_d \approx 0$, що унеможлиблюється особливостями роботи дизеля. Навіть якщо забезпечити початок руху тепловоза, то при частоті обертання вала дизеля $n_{d\min}$ його потужність не є номінальною, а питома витрата палива не відповідає економічному режиму. При максимальній подачі палива потужність дизеля буде зростати пропорційно швидкості обертання вала дизеля, за умовою $n_d = V$.

Номінальна потужність дизеля може бути реалізована тільки при максимальній швидкості руху V_{\max} . На всіх інших режимах відбувалося б неповне використання потужності дизеля. Отже, без спеціальної передачі, що робить оберти вала дизеля незалежними від швидкості руху, робота тепловоза неможлива [7].

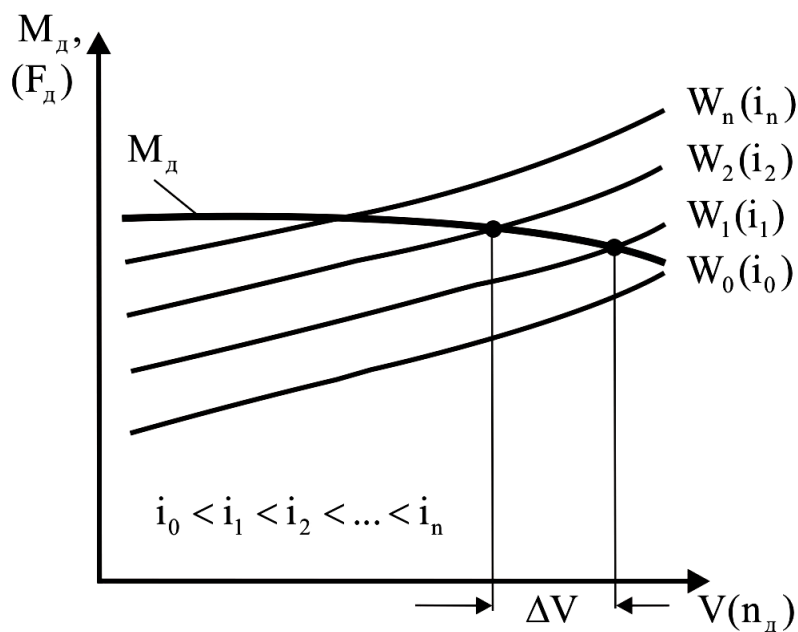


Рис. 1.1. Характеристика тепловоза з безпосереднім приводом

Для локомотивів необхідно забезпечувати розрахункову силу тяги F_p й максимальну швидкість руху V_{\max} . Наявність передачі потужності дає можливість зберігати економічні режими роботи дизеля незалежно від параметрів руху тепловоза.

На тепловозах джерелом механічної енергії є дизель. Потужність дизеля не повинна обмежувати максимальну силу тяги тепловоза під час рушання поїзда з місця й прискорення під час розгону до максимальної швидкості. Максимальна сила тяги тепловоза повинна обмежуватися умовами зчеплення коліс із рейками, а максимальна швидкість — конструкційною. На рис. 1.2 лінія АЕ є обмеженням сили тяги за умовою зчеплення коліс з

рейками при заданій зчпній вазі локомотива, лінія ED — обмеженням за конструкційною (максимальною) швидкістю.

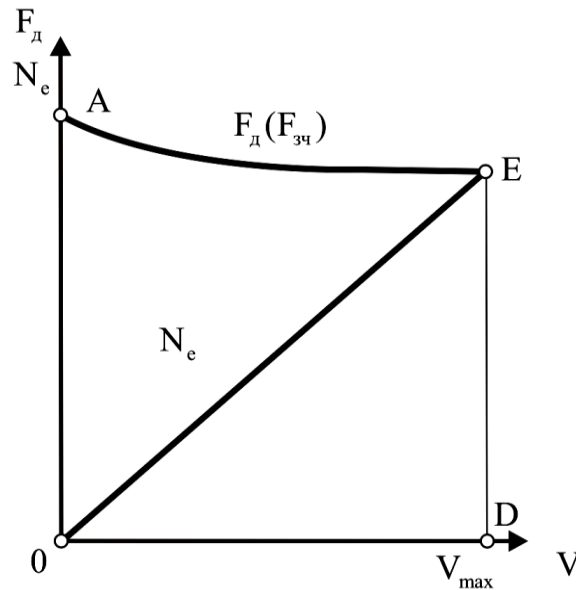


Рис. 1.2. Обмежувальні характеристики тепловоза

Лінія OE відображає зміни потужності дизеля N_e за граничною силою тяги. Точка E характеризує реалізацію двох обмежуючих параметрів локомотива — максимальної швидкості й найбільшої сили тяги за умовою зчеплення коліс із рейками $F_{зч}$ і відповідає паспортній потужності локомотива. Площа, обмежена лінією AED й осями координат, визначає всі режими руху, які можуть бути допущені при заданій зчпній вазі й конструкції ходових частин локомотива.

Будь-яка передача потужності має вхідний і вихідний елементи (вали, шестірні тощо). Частоти обертання й крутні моменти цих елементів неоднакові, тому що режим роботи вхідного елемента залежить від режиму роботи первинного двигуна (дизеля), а режим роботи вихідного елемента визначається властивостями самої передачі й умовами руху. Якщо зміна частоти обертання вихідного елемента (руху коліс транспортного засобу) не передається й не позначається на частоті обертання вхідного елемента (частота обертання вала первинного двигуна не

змінюється), передача потужності називається «непрозорою». Якщо зміна частоти обертання вихідного елемента передається без зміни на частоту обертання вхідного елемента, то в цьому випадку передача потужності називається повністю «прозорою». Деякі типи передач потужності (гідромеханічна, електрична передача з машинами змінного струму) мають часткову «прозорість».

1.2. Залежність параметрів передачі потужності від параметрів дизеля й тепловоза

У тепловоза передача потужності дає можливість змінювати кожен з чотирьох величин: момент на вхідному валу передачі, частоту його обертання, силу тяги й швидкість руху тепловоза. У цьому випадку можна передбачити оптимальні режими роботи дизеля при різних умовах руху й відповідно необхідні режими руху поїзда.

Потужність на колісних парах тепловоза, тобто розрахункову дотичну потужність $N_{др}$, можна визначити за умови, що на розрахунковому підйомі крутістю i_p ‰ при розрахунковій швидкості руху V_p дотична розрахункова сила тяги тепловоза $F_{др}$ повинна бути по можливості максимальною й відповідати силі зчеплення $F_{зч}$ колісних пар з рейками

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

де $P_{зч}$, т — зчіпна маса тепловоза;

$$\psi_{др} = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot V_p} \text{ — коефіцієнт зчеплення коліс із}$$

рейками при розрахунковій швидкості V_p .

Розрахункова дотична потужність тепловоза визначається

$$N_{др} = \frac{F_{др} \cdot V_p}{3600} \cdot \text{кВт} \quad (1.2)$$

Розташована тягова потужність N_p вища за розрахункову дотичну потужність $N_{др}$ тепловоза на величину ККД передачі $\eta_{п}$

$$N_p = \frac{N_{др}}{\eta_{п}} \cdot \text{кВт} \quad (1.3)$$

Ефективна потужність на валу дизеля N_e вища за розташовану тягову потужність N_p на величину потужності $\sum N_{дод}$, яка витрачається на допоміжні потреби тепловоза

$$N_e = \frac{N_p}{1 - \frac{\sum N_{дод}}{N_e}} \cdot \text{кВт} \quad (1.4)$$

Орієнтовне значення знаменнику становить $1 - \frac{\sum N_{дод}}{N_e} \approx 0,91$.

Підрахувавши ефективну потужність дизеля, визначають величину ефективного крутного моменту на колінчастому валу M_e

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_d} \cdot \text{Н} \cdot \text{м} \quad (1.5)$$

Внаслідок витрати потужності на допоміжні потреби, на передачу припадає не повний ефективний крутний момент дизеля, а лише його частина, яка подана у вигляді розташованого крутного моменту M_p , рівного $(0,89 - 0,91) M_e$. Отже, в подальшому зовнішню характеристику дизеля, що являє собою паспортну графічну або табличну залежність

ефективного крутного моменту на колінчастому валу M_e від частоти його обертання n_d , зняту протягом стендових випробувань дизеля, за певною програмою перетворюють у характеристику розташованого крутного моменту $M_p = f(n_d)$, для чого кожному ординату кривої $M_e = f(n_d)$ слід понизити, помноживши на коефіцієнт впливу допоміжних потреб $K_m = 0,89 — 0,91$.

Вид характеристики моменту опору зовнішнього навантаження на передачу впливає на економічність роботи дизеля. Необхідно прагнути до того, щоб характеристика моменту опору на передачу була по можливості ближче до лінії найбільшої економічності дизеля. Тому що для різних дизелів лінії найбільшої економічності істотно відрізняються як за формою, так і за розташуванням, вибір типу передачі та її характеристик повинен узгоджуватись з характеристиками дизеля.

Розміри тягових елементів передачі потужності, з'єднаної з віссю колісної пари, залежать від величини крутного моменту, яка передається, тобто від сили тяги. У механічній передачі розміри зубів шестірень й зубчастих коліс визначаються максимальним значенням моменту, що передається, тобто граничною за зчепленням силою тяги з урахуванням динамічних навантажень. У передачах, в яких допустимий режим роботи тягового елемента визначається його нагріванням (гідротрансформатор або електродвигун), має значення також тривалість періоду, протягом якого він реалізує найбільший момент (розрахункова швидкість, розрахункова сила тяги). Найбільший момент вихідного елемента передачі повинен відповідати умові зчеплення коліс із рейками й максимальній силі тязі, реалізованої в момент рушання з місця й на ділянках із крутими підйомами.

Максимальна частота обертання вихідного тягового елемента передачі потужності (вала електродвигуна, вихідного вала гідропередачі тощо) обмежується міцністю обертальних деталей (підшипників, бандажу електричних обмоток тощо), а також іншими факторами, різними для

різних передач. Конструкційна швидкість руху тепловоза істотно впливає на параметри передачі потужності. Збільшення швидкості призводить до необхідності зменшення передатного відношення зубчастої передачі. При цьому повинен бути збільшений крутний момент, який реалізується тяговим елементом передачі потужності, що призводить до збільшення розмірів останнього.

Більшою мірою, ніж потужність дизеля, на параметри й розміри передачі потужності впливає кратність зміни швидкості, що залежить головним чином від призначення локомотива. Дана величина визначається за виразом

$$K_v = \frac{V_{\max}}{V_p} . \quad (1.6)$$

Сила тяги на розрахунковому підйомі вибирається близькою до граничної за умовою зчеплення коліс з рейками. Розрахункова сила тяги локомотива є меншою за обмеження сили тяги за умовами зчеплення. Однак різниця між цими значеннями сили тяги для вантажних тепловозів не повинна бути великою. У сучасних вантажних тепловозах розрахунковий коефіцієнт зчеплення (відношення розрахункової сили тяги до зчіпної ваги тепловоза) $\psi_{др} = 0,19 \div 0,24$.

Кратність зміни робочих швидкостей руху за тяговою характеристикою на номінальній потужності дизеля $N_{ном}$ у вантажних тепловозах з електричною передачею потужністю 1470 — 2950 кВт в одній секції $K_v = 3,5 \div 5,0$.

По мірі збільшення потужності секції й зниження ваги локомотива на одиницю потужності показник K_v зменшується, що дає можливість виконувати передачі потужності для локомотива більшої потужності без істотного збільшення розмірів і маси. Вагу пасажирського локомотива в порівнянні з вагою вантажного локомотива тієї ж потужності можна знизити, зменшивши кратність зміни швидкості руху.

Для пасажирських локомотивів з електричною передачею $\psi_{др} = 0,11 \div 0,14$, а $K_v = 1,5 \div 2,2$. Тому маса передачі в пасажирських локомотивах може бути значно менше, ніж у вантажних локомотивах такої ж потужності. Це важливо для швидкохідних тепловозів, тому що при збільшенні швидкості руху зростають динамічні навантаження на шлях і потрібне зниження навантажень, тобто зменшення ваги локомотива.

Маневрові тепловози використовуються для переміщення як окремих вагонів, так і великовагових поїздів по під'їзних коліях, де іноді потрібні відносно високі швидкості пересування. Отже, діапазон зміни сили тяги й швидкості руху має бути вищий, ніж у магістральних тепловозів. Маневрові тепловози з електричною передачею мають $\psi_{др} = 0,15 \div 0,17$ й $K_v = 6 \div 11$, причому більш високі значення мають тепловози потужністю 700 — 1400 кВт.

Кратність зміни швидкості для тепловозів з гідравлічною передачею визначається за виразом

$$K_v = \frac{V_{max}}{V_p} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{ном}}{N_{min}}}, \quad (1.7)$$

де $N_{min} = 0,4 \div 0,5 N_{ном}$ — мінімальна потужність дизеля, кВт [3].

Отже, чим ширша необхідна реалізація діапазону роботи передачі потужності й чим вище вимоги відносно повноти використання потужності теплового двигуна й ККД самої передачі, тим більшими виходять її розмір і маса.

Контрольні питання

1. Дайте визначення й обґрунтуйте доцільність використання передач потужності локомотивів.

2. Поясніть на прикладі необхідність реалізації повної потужності дизеля при русі ТРС по колії зі змінною крутістю.

3. Назвіть обмеження, які накладаються на тягову характеристику локомотива.

4. Які передачі потужності називаються "прозорими" й "непрозорими"?

5. Перерахуйте величини, які можуть змінювати передачі потужності локомотива.

6. Визначте розрахункову дотичну, розташовану й ефективну потужності тепловоза при умові, що $P_{зч} = 90$ т, $V_p = 9,5$ км/год, $\eta_{п} = 0,75$.

7. Яким чином слід перетворити зовнішню характеристику дизеля в характеристику розташованого крутного моменту?

8. Які характеристики й конструктивні виконання є відмінними у вантажних й пасажирських тепловозах?

9. Дайте визначення й підрахуйте кратність зміни швидкості тепловозів з гідравлічними передачами:

— вантажних, з $N_{ном} = 3600$ кВт, $V_{max} = 120$ км/год, $V_p = 24$ км/год;

— пасажирських з $N_{ном} = 2750$ кВт, $V_{max} = 120$ км/год, $V_p = 30$ км/год;

— маневрових з $N_{ном} = 1500$ кВт, $V_{max} = 80$ км/год, $V_p = 6$ км/год.

2. Види передач потужності тепловозів

З різноманіття можливих варіантів передач потужності широкого розповсюдження набули механічна, гідравлічна й електрична передачі.

2.1. Механічна передача потужності

За конструкцією й принципом дії — це найбільш проста передача. Вона характеризується жорстким кінематичним зв'язком між вхідною (вал дизеля) і вихідною (осі колісних пар) ланками (рис. 2.1) [7, 15].

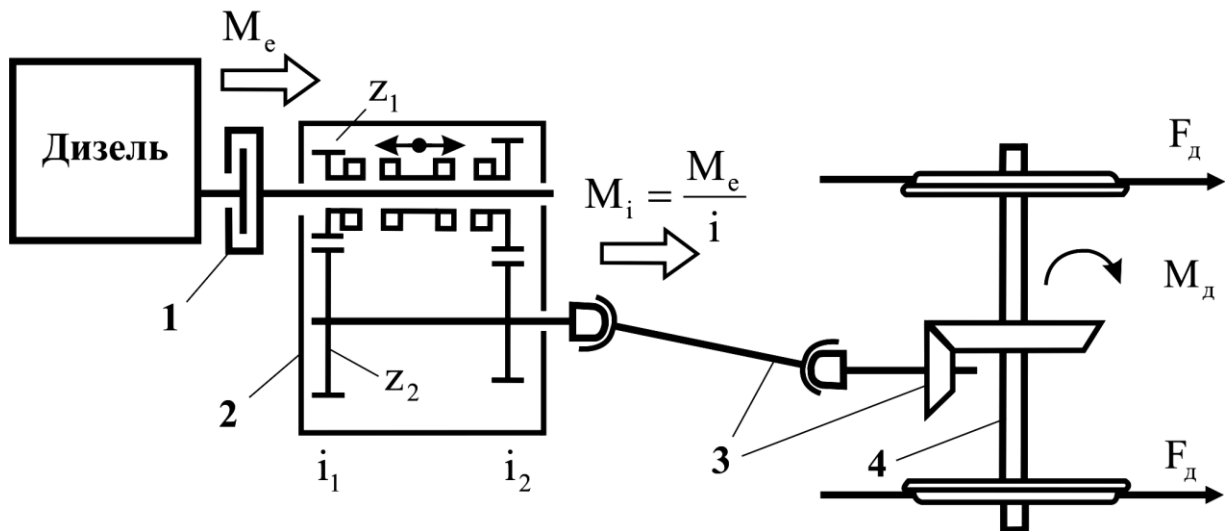


Рис. 2.1. Схема механічної передачі:

1 — муфта зчеплення; 2 — багатоступінчастий редуктор; 3 — тяговий привод колісних пар; 4 — вісь колісної пари

Муфта зчеплення 1 дозволяє від'єднувати вал дизеля від колісних пар 4 в моменти пуску дизеля, а також змінювати напрямок руху тепловоза (реверсування) при вмиканні й перемиканні ступенів швидкості. Муфта зчеплення може бути фрикційною, електромагнітною тощо. На деяких тепловозах з механічною передачею як муфту зчеплення застосовують гідравлічну муфту, що забезпечує більшу плавність вмикання.

Багатоступінчастий редуктор 2 є основним вузлом передачі й призначений (як коробка швидкостей в автомобілі) для зміни величини сили тяги й реверсування тепловоза з механічною передачею.

При ввімкненні, наприклад, першої ступені швидкості в зачеплення вводиться певна зубчаста пара редуктора із постійним передатним відношенням i_1 (відношення кількості зубів шестірні z_1 до кількості зубів зубчастого колеса z_2), тобто $i_1 = z_1/z_2$. Величина крутного моменту M_d , що передається від колінчатого вала дизеля, зміниться в редукторі в $1/i_1$ раз. Змінюючи комбінації зубчастих пар (ступені швидкості), можна змінювати величину передатного відношення (i_1, i_2, i_3, i_4) і, відповідно, регулювати величину крутного моменту на вихідному валу редуктора M_i й на колісних парах тепловоза M_d , тобто $M_i = M_d = M_d/i$. При переході з першого ступеня на другий крутні моменти й швидкості на вихідному валу змінюються за законом оберненої пропорційності, а обумовлена їхнім добутком потужність залишається постійною за умови реалізації дизелем $N_{ном}$. На тепловозах з механічною передачею знайшли застосування три-, чотири-, п'яти- і навіть восьмиступінчасті редуктори (коробки швидкостей).

Тяговий привод 3 призначений для розподілу механічної енергії від одного вихідного вала редуктора 2 до осей 4 колісних пар тепловоза, кількість яких не може бути менше двох. Тяговими приводами колісних пар 3 слугують карданні вали й осьові редуктори. Кількість осьових редукторів відповідає кількості колісних пар тепловоза з механічною передачею.

До переваг механічної передачі слід віднести простоту конструкції, компактність, невелику масу, відносно низьку вартість виготовлення й досить високий ККД (від 0,6 до 0,95 залежно від кількості ступенів і типу привода). Керування механічною передачею здійснюється дистанційно за допомогою пневматичних, гідравлічних або електричних приводних механізмів, які переміщують диски муфт зчеплення.

Проте механічна передача має низку серйозних недоліків. Внаслідок обмеженої кількості ступенів швидкості багатоступінчастого редуктора тягова характеристика $F_d(V)$ тепловоза з механічною передачею має вигляд східчастої ламаної лінії (крива а-б-в-г-д-е-є-ж на рис. 2.2, а), що значно відрізняється від гіперболи. Ступінчастість тягової характеристики обумовлена наявністю жорсткого зв'язку між вхідним і вихідним валами механічної передачі. На кожному ступені швидкості характеристика $F_d(V)$ має такий вигляд, як у тепловоза з безпосередньою передачею. Чим більше ступенів має редуктор передачі, тим більшою мірою тягова характеристика тепловоза буде наближуватися до ідеальної гіперболічної характеристики $F_d(V)$. За умовами надійності передачі прийнято, що максимальна кількість ступенів редуктора не повинна перевищувати восьми.

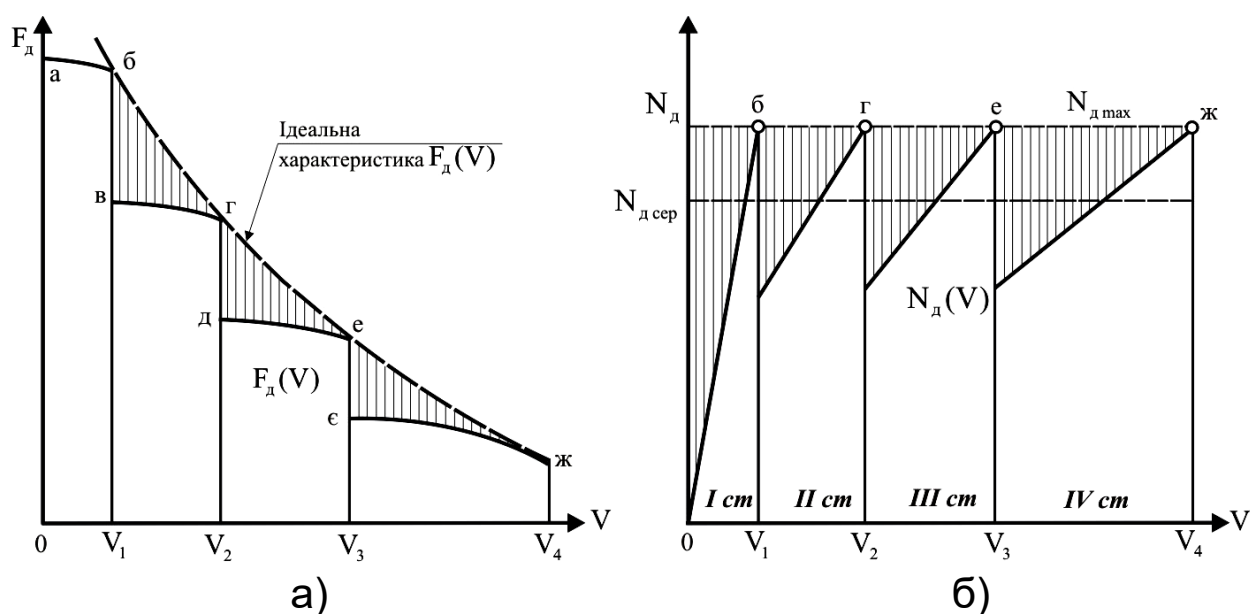


Рис. 2.2. Характеристики механічної передачі тепловоза: а) тягова характеристика тепловоза з механічною передачею; б) залежність потужності дизеля від швидкості руху

Для забезпечення простоти перемикання ступенів швидкості й керування режимами роботи передачі інтервали швидкостей роботи визначаються з такої умови:

$$V_1/V_2 = V_2/V_3 = V_3/V_4 = V_n/V_{n+1}, \quad (2.1)$$

де n — максимальна кількість ступенів редуктора.

До недоліків механічної передачі також слід віднести повну втрату сили тяги в момент перемикання ступенів швидкості передачі (при швидкостях V_1, V_2, V_3 тощо). Це викликає неминуче сповільнення руху поїзда, а також призводить до появи значних динамічних навантажень на елементи передачі, які знижують надійність роботи тепловозів в експлуатації.

Таким чином, механічна передача не дозволяє повністю використати потужність дизеля, тому що процес перемикання ступенів швидкості пов'язаний із втратами (недовикористанням) потужності дизеля й зменшенням дотичної потужності N_d на колісних парах тепловоза (заштриховані площі на рис. 2.2, б). Лише в точках б, г, е, ж механічна передача забезпечує повне використання потужності дизеля.

Істотним недоліком, що обмежує застосування механічних передач на маневрових і магістральних тепловозах, особливо при високих потужностях і моментах, є жорсткий безпосередній зв'язок вала дизеля й колісних пар локомотива. Це обумовлює вплив зусиль й прискорень, що виникають між колісними парами й рейками на зубчасті колеса, вали й підшипники передачі, колінчастий вал дизеля.

В 1926 р. за проектом професора Ю.В. Ломоносова в Німеччині був побудований дослідний магістральний тепловоз серії $\text{Э}^{\text{мх3}}$ потужністю 880 кВт з механічною передачею. В 1927 р. цей тепловоз був прийнятий в інвентарний парк депо й чотири роки перебував у дослідній експлуатації на Московсько-Курській залізниці. Часті поломки шестірень і розриви вантажних поїздів під час перемикань ступенів швидкості триступінчастої механічної передачі тепловоза визначили непридатність цього типу передачі для поїзної роботи.

На потужних магістральних тепловозах механічна передача потужності поширення не набула. Нині механічні передачі застосовують тільки на локомотивах малої

потужності (до 150 кВт) — автодрезинах (ДМ, АГМ^у), автомотрисах (ДГК^у; АС-1^А тощо), мотовозах, двохосьових промислових тепловозах старої побудови, а також дизель-поїздах серії Д угорського виробництва.

2.2. Гідравлічна передача потужності

Гідравлічними передачами тепловозів називають пристрої, в яких потужність дизеля передається до колісних пар тепловоза через рідину при відсутності безпосереднього жорсткого (кінематичного) зв'язку між валом дизеля й колісними парами [16, 19]. Таким чином, рідина в гідравлічних передачах є однією з основних робочих ланок. В гідравлічних передачах застосовують винятково краплинні рідини, що теоретично володіють властивістю нестискання. Для забезпечення високої надійності гідравлічної передачі рідина повинна бути одночасно робочим тілом і змащенням вузлів тертя. Як робочі рідини в тепловозних передачах застосовують добре очищені мінеральні масла або синтетичні рідини щільністю 880...910 кг/м³ і в'язкістю 10...50 сСт. Робочою рідиною в передачах може бути очищена від солей і домішок вода (конденсат), що має більшу щільність, меншу в'язкість й вищу, ніж мінеральні масла, теплоємність, або синтетичні рідини. Гідравлічна передача «на воді» буде мати вищий ККД і кращі вагові й габаритні показники, проте існує необхідність у поділі систем її живлення й змащення. Також неминуче виникнуть проблеми корозії металевих деталей передачі й забруднення каналів живлення накипом, що призведе до скорочення ресурсу передачі.

Енергетичний стан рідини, що рухається усередині замкнутого об'єму, у фізиці оцінюють за допомогою рівняння Бернуллі. Відповідно до цього рівняння циркулююча в гідравлічній передачі рідина, може мати енергію таких видів: гідростатичного тиску P , кінетичну енергію потоку $E_{\text{кін}}$ й геометричного напору H (енергію положення). Фізичний сенс рівняння Бернуллі полягає в

такому: при встановленому русі рідини сума трьох видів енергій (положення, тиску й кінетичної) у будь-якій точці потоку залишається незмінною. Як наслідок, при зростанні швидкості руху потоку рідини (кінетичної енергії) зменшується його тиск і навпаки [15].

Потужності механічних N_m , електричних P_e й гідравлічних N_r машин (і передач) визначаються добутком двох величин (параметрів), відповідно: $N_m = M \cdot \omega$, $P_e = U \cdot I$, $N_r = H \cdot Q$. Фізичний сенс крутного моменту M , напруги U і напору рідини H у цих формулах однаковий — це причина руху. Кутова швидкість обертання ω , сила струму I і витрата рідини Q також схожі за своїм функціональним призначенням у різних видах енергії.

Залежно від переваги в робочій рідині, що рухається, енергії тиску H (напору) або кінетичної Q енергії (витрати) гідравлічні передачі діляться на два види: гідростатичні (об'ємні) (ГСП) й гідродинамічні (ГДП).

2.2.1. Принцип дії гідростатичної передачі потужності

Принцип дії заснований на властивості мінімального стискання (теоретичного нестискання) рідини й на законі, відкритому французьким ученим Блезом Паскалем, який визначає, що будь-яка зміна тиску в будь-якій точці або площині нерухомої рідини без порушення її рівноваги передається в інші точки або площини без зміни.

ГСП являють сукупність, як мінімум, двох поршневих або ротаційних гідравлічних машин, з'єднаних між собою трубопроводами (рис. 2.3): об'ємного гідронасоса 1, що перетворює механічну енергію дизеля переважно в гідростатичний тиск при незначних витратах рідини, і об'ємного гідромотора 3, у якому енергія тиску рідини знову перетворюється в механічну енергію обертального руху. Тиск рідини цілком і повністю визначається ступенем її стискання в гідронасосі 1. Гідромотор 3 кінематично пов'язаний з колісною парою КП локомотива. Робоча рідина

з гідромотора надходить в охолоджувальний пристрій, а потім в об'ємний гідронасос 1. Таким чином, у процесах перетворення й передачі енергії бере участь порівняно невеликий обсяг циркулюючої рідини. При проектуванні локомотивних ГСП енергією положення нехтують внаслідок малої різниці висот між гідронасосом і гідромотором. Компонування ГСП наведено на рис. 2.4.

З безлічі запатентованих конструкцій ГСП у практиці радянського тепловозобудування набули практичного застосування ротаційні об'ємні й аксіально-поршневі передачі, що дозволяють реалізувати тиск робочої рідини до 35 МПа.

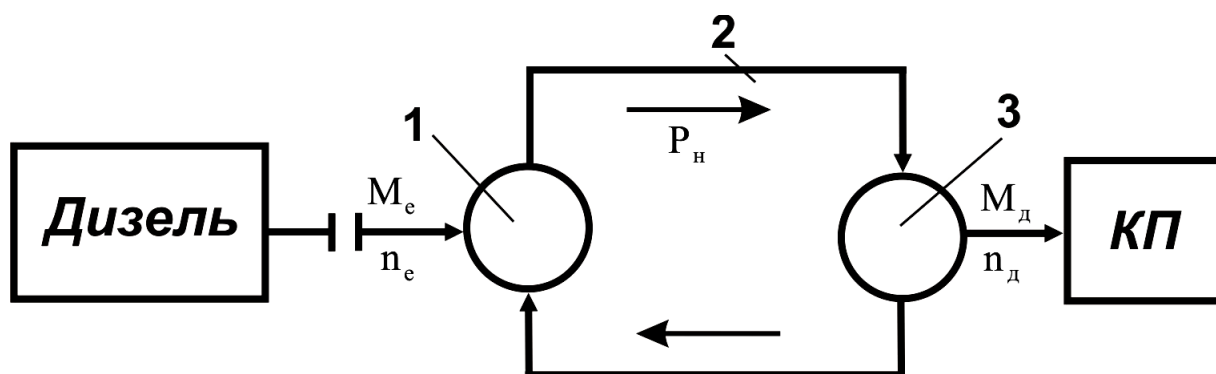


Рис. 2.3. Принципова схема ГСП:
1 — об'ємний гідронасос; 2 — трубопровід;
3 — об'ємний гідромотор

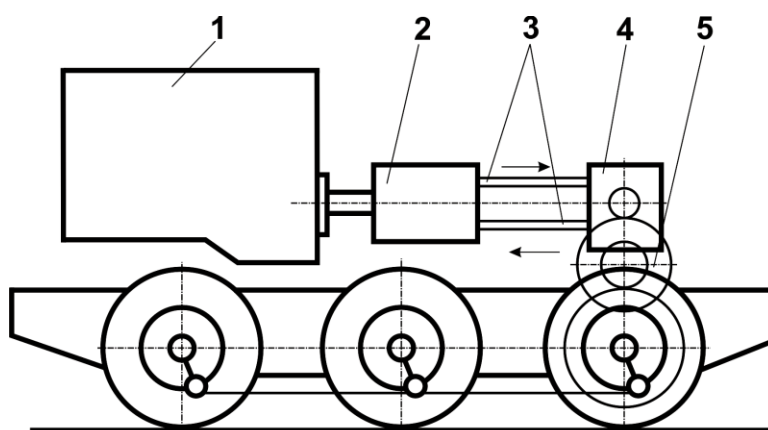


Рис. 2.4. Компонування ГСП тривісного тепловоза:
1 — дизель; 2 — гідронасос; 3 — трубопроводи;
4 — гідромотор; 5 — механічний привод

Ротаційна передача (рис. 2.5) складається з ротаційного насоса 1, що обертається дизелем, гідравлічного двигуна 4, з'єднаного безпосередньо або через зубчастий редуктор з осями тепловоза. Ротаційний насос 1 при обертанні подає масло через розподільчий 6 і реверсивний 5 золотники в гідродвигун 4. З гідравлічного двигуна масло, пройшовши охолоджувач 2, надходить назад до насоса. На трубопроводі, що з'єднує порожнини високого й низького тиску, встановлений запобіжний клапан 3. Найчастіше гідродвигун має таку ж конструкцію, як і насос.

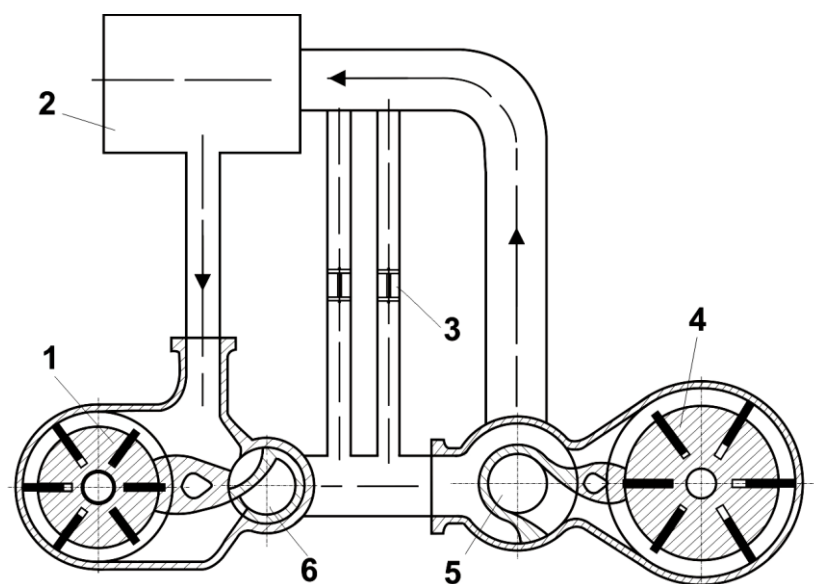


Рис. 2.5. Принципова схема ротаційної передачі:
 1 — ротаційний насос; 2 — охолоджувач; 3 — запобіжний клапан; 4 — гідравлічний двигун; 5 — реверсивний золотник;
 6 — розподільчий золотник

Для того щоб ротаційний насос міг працювати як гідродвигун, лопаті його завжди повинні бути щільно притиснуті до статора. Інакше може відбутися з'єднання порожнини нагнітання з порожниною всмоктування. Лопаті притискаються до статора пружинами або рухаються по спеціальних напрямних. Робочий тиск масла в ротаційній передачі становить приблизно 7 МПа й тільки в окремих конструкціях досягає 14 МПа.

Ротаційні передачі застосовувалися в 1920 — 26 рр. на тепловозах потужністю 50 — 400 к. с. для передачі руху від вала двигуна до осей тепловоза. Тепловози потужністю 50 — 75 к. с. працювали задовільно, а тепловози більшої потужності (300 — 400 к. с.) виявилися ненадійними й неекономічними. Нині дані передачі на тепловозах не застосовуються.

Поршневі передачі виконуються з радіальним й аксіальним розташуванням поршнів. Передачі з радіальним розташуванням поршнів мають менше значення ККД у порівнянні з аксіально-поршневими передачами. Радіальні передачі розраховані на невеликі потужності, на тепловозах не застосовуються.

Аксіально-поршнева передача (рис. 2.6) складається з поршневого насоса 2 й поршневого гідродвигуна 5. Вал 1 насоса обертається від дизеля. Насос 2 подає рідину під тиском до гідродвигуна 5, вал 6 якого з'єднаний з осями тепловоза (у передачі потужності) або з валом допоміжних механізмів (вентилятора, гальмового компресора). Для поповнення гідравлічної системи маслом існує невеликий допоміжний насос, що подає масло через трубку 3. При перевищенні тиску масла понад установлену межу спрацьовує клапан 4.

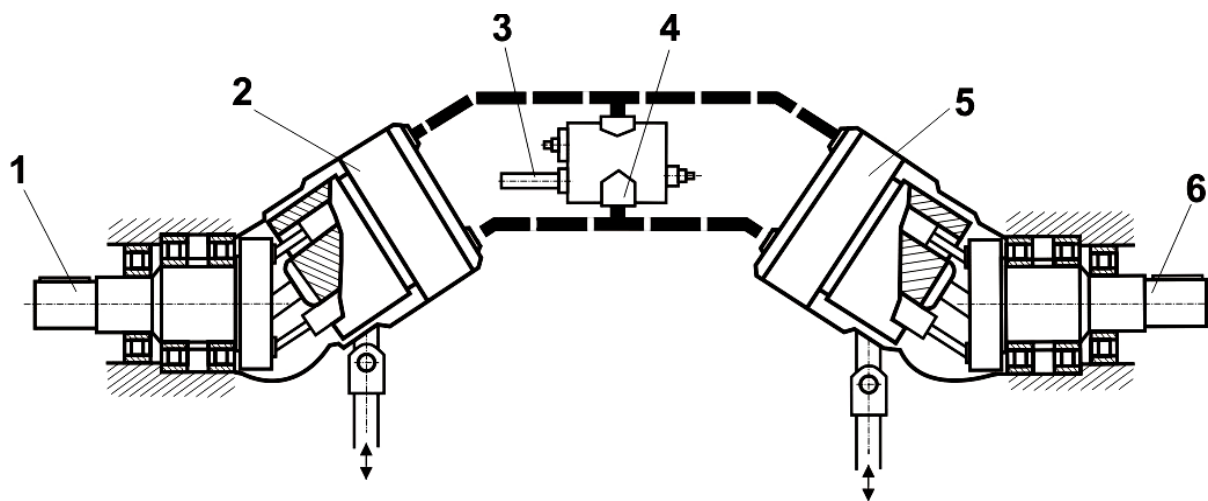


Рис. 2.6. Принципова схема аксіально-поршневої передачі:

- 1 — вал насоса;
- 2 — поршневий насос;
- 3 — трубка подачі масла;
- 4 — запобіжний клапан;
- 5 — поршневий гідродвигун;
- 6 — вихідний вал

В аксіально-поршневій гідропередачі можна створювати більші тиски завдяки точному пригону поршнів до циліндрів. Для одержання гідропередач великої потужності при невеликих габаритах потрібен тиск 15 — 30 МПа. Такий тиск можна одержати в ГСП тільки аксіально-поршневого типу. Поршневі насоси й гідродвигуни аксіально-поршневих передач у порівнянні з іншими насосами й двигунами гідростатичного типу мають найбільш високий ККД, що доходить до 0,98. Робочий діапазон швидкості при постійній потужності дорівнює 5.

В 1961 р. за проектом професора МІІТу А.С. Гордєєва на Людиновському тепловозобудівному заводі був побудований дослідний тепловоз ТГС1 із ГСП потужністю 570 кВт. На тепловозі був установлений швидкохідний чотиритактний дизель М753 й аксіально-поршнева передача з робочим тиском рідини порядку 15 МПа. Проведені випробування тепловоза ТГС1 виявили низку серйозних недоліків. По закінченні випробувань тепловоза ТГС1 подальші роботи з удосконалення й створення нових конструкцій локомотивів із ГСП у СРСР були припинені.

Низка тепловозобудівних фірм Австрії, Італії, Швейцарії й деяких інших країн нині успішно поставляє на світовий ринок тепловози із ГСП невеликої потужності (до 200 кВт) для роботи в гірській місцевості з туристичними поїздами й у промисловості. У СРСР ГСП застосовувалися як привод вентиляторів холодильника на пасажирських локомотивах ТЕП60, ТЕП70, ТЕП80, ТГ16, ТГ22 тощо.

До переваг ГСП можна віднести: простоту компонування вузлів передачі на тепловозі, високий ККД, простоту регулювання тягових властивостей тепловоза, прийнятні вагові й габаритні показники. Основними недоліками є низька надійність передачі й обмеження за потужністю, що передається внаслідок високих тисків робочої рідини, відносно висока вартість виготовлення, різке зниження ККД при зношуванні гідромашин, високі втрати енергії в трубопроводах тощо.

2.2.2. Принцип дії гідродинамічної передачі потужності

Принцип дії полягає в передачі енергії з вхідного вала на вихідний без механічного зв'язку, а лише за рахунок динамічного впливу лопатевих систем робочих коліс на рідину.

Таким чином, принцип роботи ГДП заснований на переважному використанні кінетичної енергії потоку (витрати Q) робочої рідини, що циркулює в замкнутому об'ємі, при порівняно невеликих значеннях енергії її тиску. Кінетична енергія тіла, що рухається (рідини), дорівнює половині добутку маси m тіла на квадрат швидкості його руху, тобто $E_{\text{кін}} = mc^2/2$. При постійній масі m рідини кількість енергії, що передається ГДП, буде визначатися переважно швидкостями її руху.

Принципова схема ГДП наведена на рис. 2.7. Основними елементами ГДП є: відцентрове лопатеве насосне колесо H (як генератор гідравлічної енергії), лопатеве турбінне колесо T (гідравлічний двигун) і робоча рідина. До складу ГДП також входять: направляючий апарат HA 2, кожухи, живильні трубопроводи 3, 8, відвідні трубопроводи 5, 7 з арматурами, ємності 6 з робочою рідиною тощо.

Передача енергії в ГДП здійснюється від вхідного вала 1, з'єданого з джерелом механічної енергії, наприклад, з паровою турбіною. Ця енергія підводиться до H . У H між потоком рідини й лопатями здійснюється силова взаємодія. Її фізична природа полягає в наступному: зовнішній момент впливу лопатей H на потік визначається зміною моменту кількості руху рідини, що протікає в одиницю часу через H . Кількістю руху у фізиці називають добуток маси m одиниці об'єму рідини на швидкість переміщення рідини c , тобто mc ; моментом кількості руху — $mc r$, де r — радіус обертання даного обсягу рідини. Далі рідина через 2 й 3 зі швидкістю C_1 надходить на T , у якому швидкісний напір рідини змушує T обертатися з певною частотою обертання n_T . Механічна енергія з T за допомогою

вихідного вала 4 передається споживачеві енергії, наприклад, металообробному верстату. Так як ємності з робочою рідиною 6 з'єднані відвідним трубопроводом 7, то процес передачі енергії споживачеві є безперервним.

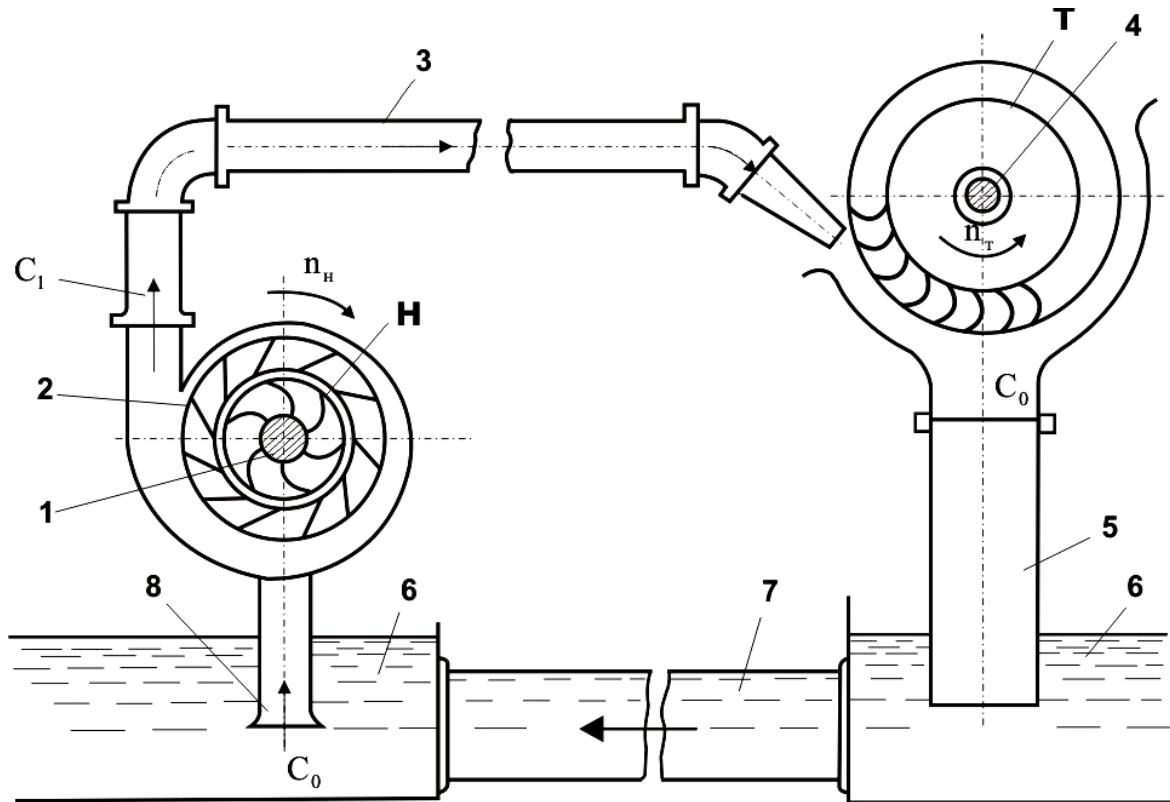


Рис. 2.7. Принципова схема ГДП:

- 1 — вхідний вал; 2 — НА; 3, 8 — живильні трубопроводи;
 4 — вихідний вал; 5, 7 — відвідні трубопроводи;
 6 — ємність з робочою рідиною

У ГДП не вся енергія, що підводиться до лопатей Т, переходить у механічну: частина її витрачається на подолання опору руху рідини в каналах і трубопроводах, протягом обтікання лопатей, а також для компенсації витоків через зазори й ущільнення.

Розглянута схема ГДП має низку істотних недоліків, що обмежують її практичне застосування на транспортних засобах:

— вкрай низький ККД передачі (не більше 10 %) внаслідок значних гідравлічних втрат (особливо на тертя)

при русі рідини по довгих трубопроводах із значними опорами;

— 80 % маси передачі становить маса допоміжних трубопроводів з арматурами та ємностями;

— складність конструювання.

Все це вказує на неекономічність і низьку ефективність роботи такої схеми ГДП.

ГДП набули широкого застосування в транспортному машинобудуванні й інших галузях техніки лише після винаходу німецького вченого, професора Германна Фьоттингера, який в 1902 р. одержав патент на принципово нову конструкцію гідравлічного привода — гідротрансформатора (початкова назва — гідравлічний перетворювач крутного моменту). Аналізуючи причини низької економічності ГДП, Фьоттингер запропонував усунути в передачі практично всі трубопроводи й арматури й об'єднати Н й Т, а також НА в загальний корпус. Тим самим були усунуті основні гідравлічні втрати й отримана надійна й компактна ГДП із ККД, що досягає 90 %. Принципові схеми передач, запропоновані Фьоттингером, нині залишаються без особливих змін. В 1905 р. професор Фьоттингер ще більше спростив передачу, запропонувавши прибрати з її корпусу НА. В результаті була запатентована нова конструкція гідромашини — гідромуфта, ККД якої вже досягав 97 % [22].

Перші гідротрансформатори й гідромуфти використовувались як приводи гребних гвинтів німецьких човнів (у тому числі перших підводних човнів). На початку ХХ ст. в силових енергетичних установках човнів Німеччини стали широко застосовуватися швидкохідні парові й газові турбіни, а також комбіновані дизель-газотурбінні установки. Їхнє застосування викликало необхідність включення в силовий ланцюг (двигун-гвинт) човна додаткового пристрою — передачі для зниження частоти обертання гвинта в порівнянні з валом двигуна й підвищення надійності енергетичної установки човна. Гідромашини Фьоттингера виявилися найкращим типом приводу для гребних гвинтів потужних човнів внаслідок того, що в

гідротрансформаторах і гідромуфтах практично немає вузлів, що зношуються, (окрім підшипників кочення). При цьому підвищувалася швидкість реверсування судна.

З моменту введення тепловозної тяги на залізницях Німеччини (30-ті роки ХХ ст.) й до теперішнього часу гідротрансформатори й гідромуфти успішно застосовуються як тягові передачі майже на всьому дизельному рухомому складі залізниць Німеччини.

2.3. Електрична передача потужності

Найбільше поширення на магістральних тепловозах залізниць усього світу одержала електрична передача. Перші тепловози Щ^{ел}-1, Е^{ел}-2 і наступні серії Коломенського тепловозобудівного заводу серії Е^{ел} й О^{ел} були з електричними передачами потужності. Спрощена функціональна блок-схема ланцюга тепловоза з електричною передачею потужності наведена на рис. 2.8.

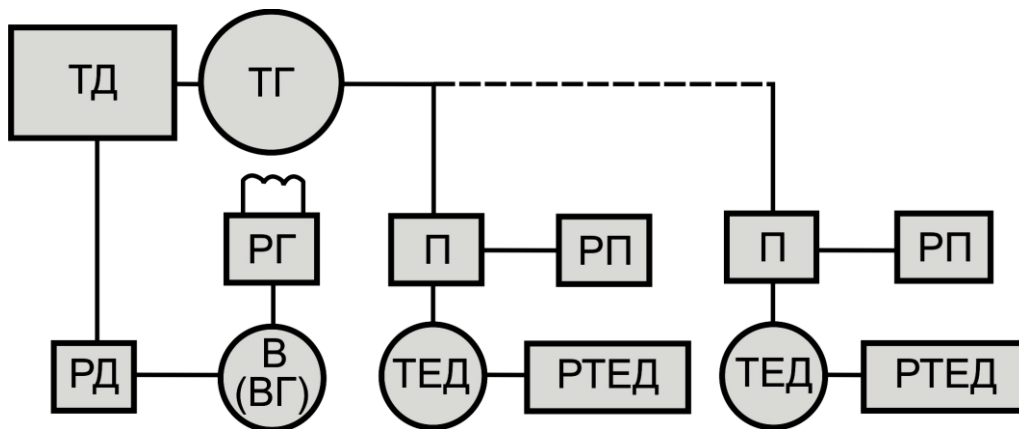


Рис. 2.8. Функціональна блок-схема ланцюга тепловоза з електричною передачею

Електрична передача потужності містить тяговий генератор (ТГ), напівпровідникові перетворювачі (П) і тягові електродвигуни (ТЕД). Кожен електродвигун з'єднаний за допомогою зубчастієї передачі з колісною парою (індивідуальний привод) або з двома-трьома колісними

парами (груповий привод). Вал генератора ТГ з'єднується безпосередньо з валом теплового двигуна (ТД). В передачі можливе використання чотирьох видів регуляторів: регулятор теплового двигуна (РД); регулятор збудження генератора (РГ), що включає керований випрямляч; регулятори перетворювачів (РП) і регулятори тягових електродвигунів (РЕД). Живлення обмотки збудження ТГ здійснюється спеціальною електричною машиною — збудником (В) або допоміжним генератором (ВГ).

Електрична передача потужності тепловоза вирішує два самостійні завдання:

— підтримує постійну потужність дизеля при заданих значеннях n_d ;

— створює тягову характеристику тепловоза.

Перше завдання вирішується створенням гіперболічної зовнішньої характеристики тягового генератора, друге — вибором методів керування ТЕД.

В електричній передачі можуть бути використані електричні машини як постійного, так і змінного струму. Залежно від роду струму електричних машин передачі діляться на постійно-постійного струму (тяговий генератор і тягові електродвигуни постійного струму), змінно-постійного струму (тяговий генератор змінного струму, тягові електродвигуни постійного струму) й змінно-змінного струму (тяговий генератор і тягові електродвигуни змінного струму).

Перевагою машин постійного струму в тепловозах постійно-постійного, змінно-постійного струму є можливість використання ТЕД з послідовним збудженням, які не тільки мають високі тягові властивості, але й забезпечують менші коливання струму при зміні сили тяги, ніж інші типи електродвигунів, а також одержання тягової характеристики тепловоза близької до ідеальної (гіперболічного вигляду) із простим електричним колом керування. Якщо в передачі здійснюється тільки управління збудження ТГ, то швидкісний діапазон передачі визначається діапазоном зміни його напруги. Електрична передача із ТЕД постійного струму для тепловозів охоплює діапазон потужності від 220 до 4400 кВт.

Головна перевага передачі потужності змінно-змінного струму полягає в можливості застосування більш надійних і простих за конструкцією асинхронних двигунів. При однаковому крутному моменті й потужності маса асинхронного електродвигуна на 25 — 30% менша за електродвигун постійного струму [18].

Контрольні питання

1. Перший ступінь швидкості: $z_1 = 24$ од, $z_2 = 68$ од; другий ступінь швидкості: $z_1 = 46$ од, $z_2 = 58$ од. Підрахуйте передатне відношення першого й другого ступеня швидкості механічної передачі й встановіть залежність зміни крутного моменту на вихідному валу від передатного відношення.
2. Перерахуйте переваги й недоліки механічної передачі потужності.
3. Наведіть відмінності між ГСП й ГДП.
4. Перерахуйте типи ГСП й наведіть між ними відмінність.
5. Перерахуйте переваги й недоліки ГСП.
6. Перерахуйте переваги й недоліки ГДП.
7. Перерахуйте вузли, які входять до електричної передачі тепловозів.

3. Вимоги, що висуваються до передач потужності тепловозів

Характеристики й параметри передачі істотно впливають на основні техніко-економічні показники тепловоза: розмір і масу, тягові параметри, надійність, довговічність, характер обслуговування, ступінь використання потужності дизеля, економічність роботи дизеля [16, 18, 19].

Передача потужності локомотива повинна:

- забезпечувати реалізацію будь-якого значення сили тяги до граничного за умови зчеплення коліс із рейками й можливість руху з будь-якою швидкістю до максимальної за умови міцності конструкції тепловоза й елементів самої передачі;

- бути придатною для динамічного гальмування тепловозом (електричне гальмування, гідравлічне гальмування);

- бути обладнаною пристроєм для зміни напрямку обертання колісних пар тепловоза (реверсування);

- мати високий ККД на будь-якому режимі роботи тепловоза.

Передача потужності повинна володіти:

- довговічністю й надійністю;

- технологічністю й раціональністю у виборі матеріалу;

- малими масою й розмірами;

- простотою обслуговування й ремонту;

- низькою вартістю й мінімальними експлуатаційними витратами;

- можливістю реалізувати максимально «вільну» потужність енергетичної установки при будь-яких умовах руху тепловоза, у тому числі на спусках і підйомах, при розгоні поїзда;

- здатністю працювати при зниженій потужності енергетичної установки з найбільшою економічністю;

- можливістю роз'єднання дизеля від колісних пар для його запуску.

Впровадження нових мікропроцесорних систем для керування тепловозом і його агрегатами дає можливість виконати низку додаткових завдань:

— зміна сили тяги тепловоза для підтримки постійної швидкості руху при зміні опору руху поїзда;

— плавна, без ривків, зміна сили тяги при зміні швидкості руху;

— підтримка при розгоні поїзда приблизно постійної сили тяги;

— зміна потужності, що відбирається від дизеля передачею при зміні потужності допоміжних агрегатів тепловоза зі збереженням постійної потужності самого дизеля, який працює на найбільш економічному режимі, і підтримка заданої потужності при зміні атмосферних умов.

Порівнюючи варіанти передач, необхідно оцінити, який вплив вибір передачі здійснює на розміри й масу механічної частини, а також на відмінність в допоміжних пристроях, характерних для розглянутих передач: для електропередачі — збудник генератора, вентилятори ТЕД й генератора, силова апаратура; для ГДП — додатковий охолоджувальний пристрій, додатковий вентилятор для охолодження робочої рідини, насос для її циркуляції, додатковий запас масла, стартер для пуску дизеля тощо. Переваги електричної передачі зростають зі збільшенням номінальної потужності, тому що при цьому зменшується вага й вартість передачі на одиницю потужності й збільшується її ККД. Маса ГДП на одиницю потужності, що передається трохи зростає зі збільшенням потужності, ККД не сильно залежить від номінальної потужності.

Досвід закордонного й вітчизняного тепловозобудування виявив досить ясну тенденцію з використання передач: механічна передача вважається доцільною лише для потужності менше 200 кВт; для потужності 300 — 1000 кВт перевага надається ГДП; для тепловозів більшої потужності застосовують електричну передачу. Проте в Німеччині, Нідерландах й Польщі й деяких Скандинавських країнах передбачається експлуатація тепловозів з ГДП потужністю 3600 кВт.

Для виконання маневрової роботи з невеликими групами вагонів на станціях (або на промислових підприємствах) потрібні тепловози малої потужності. Такі

тепловози мають низьку конструктивну швидкість (50 — 80 км/год) і потужність 200 — 400 кВт. На них використовують механічну або ГДП з гідромурфтами. Для тепловозів з потужністю дизеля 300 — 750 кВт використовують ГДП, яка задовольняє умови маневрової роботи й має нижчу ціну й не потребує для виготовлення значної витрати дорогих матеріалів. При переробці великовагових поїздів на великих сортувальних станціях умови роботи маневрових тепловозів ускладнюються, тому що потрібні більші сили тяги при розгоні важких поїздів й реалізація відносно високих швидкостей. Режим роботи маневрових тепловозів за потужністю, силою тяги й швидкістю руху змінюється в широких межах. На думку багатьох дослідників [7, 18], найбільшою мірою цим вимогам відповідає електрична передача, тому маневрові тепловози потужністю 735 — 1000 кВт й маневрово-вивізні потужністю до 1470 кВт виконуються із цією передачею. У деяких країнах Західної Європи експлуатується ряд потужностей маневрових тепловозів потужністю до 1500 кВт (Мак G1700BB) з гідрореверсивними передачами, які частково усувають недоліки ГДП у маневровій роботі [20].

ГДП з масивним додатковим устаткуванням може бути використана у вантажному русі. Досвід експлуатації тепловозів ТГ100, ТГ102, ТГ16, а також закордонний досвід це підтвердили [2]. Тепловози з ГДП здатні реалізувати більш високі коефіцієнти зчеплення, ніж більшість тепловозів з електропередачею. Тому для підвищення використання зчпної ваги у Франції багато тепловозів з електропередачею виконувалися із груповим приводом осей на двовісних або тривісних візках [19].

3.1. Переваги електричної й гідравлічної передач потужності тепловозів

При порівнянні електричної передачі й ГДП необхідно враховувати, що при більшій масі й вартості електрична передача володіє трохи вищим ККД й забезпечує більш

повне використання потужності дизеля. Крім того, електропередача забезпечує роботу будь-якого дизеля з найбільшою економічністю, а із ГДП режими роботи дизеля визначаються характеристиками гідроапаратів, які важко поєднувати з характеристиками дизеля з різною витратою палива.

Перевагами електричної передачі потужності постійного струму є можливість плавного регулювання сили тяги й швидкості локомотива у всьому заданому робочому діапазоні; реалізація високого значення ККД передачі й теплового двигуна в усьому робочому діапазоні (із потужністю менше 1000 кВт ККД становить 0,78 — 0,84, а більше 1000 кВт — 0,84 — 0,86); максимальне використання потужності теплового двигуна в усьому робочому діапазоні; відсутність муфт зчеплення й проміжних зубчастих редукторів; здійснення електродинамічного гальмування; висока довговічність й надійність; свобода в розміщенні силового й допоміжного устаткування при конструюванні локомотива.

До переваг ГДП відноситься висока надійність, компактність й довговічність (обмежена кількість вузлів, що зношуються; досягнутий пробіг без ремонту на закордонних зразках досягає 1 млн км), невисока вартість й більша енергоємність (витрата кольорових металів 0,15 кг/кВт на допоміжне обладнання замість 2,2 кг/кВт в електропередачах), менша витрата високоякісної сталі й ізоляційних матеріалів, менші в порівнянні з електропередачами габарити й питома вага, що особливо помітно при малих потужностях (3...5 кг/кВт із комплектом карданних валів, осьових редукторів й інших з'єднувальних вузлів і деталей, що входять до складу передачі, високий показник 2,06 кг/кВт має ГДП L620re2 1999 року випуску [20], в електропередачах — 8...12 кг/кВт), а також простота в експлуатації.

Недоліком електричних передач постійного струму є необхідність проводити багаторазові налаштувальні (реостатні) випробування в процесі експлуатації; зниження надійності й ККД передачі внаслідок погіршення кліматичних

умов експлуатації; необхідність ретельного догляду за колекторно-щітковим вузлом електричних машин.

Проте на практиці витрата палива залежить не тільки від ККД передачі, але також від режимів роботи дизеля й відповідності характеристик локомотива режимам його експлуатації. За даними німецьких економістів, промисловий тепловоз із електропередачею змінного струму на потужність 500 кВт повинен пропрацювати не менше 20 років, щоб компенсувати шляхом економії дизельного палива вищі початкові витрати в порівнянні з аналогічними із ГДП [12, 22]. Роботи з технічного обслуговування (ТО) закордонних тепловозів з ГДП обмежуються в основному зміною фільтрів і масла. При незадовільному зчепленні менша схильність до буксування пояснюється наявністю групового привода колісних пар й швидкодією системи скидання й відновлення сили тяги (у частках секунди, незалежно від дизеля), бо передача повної потужності гідроапаратами можлива тільки при певному тиску їхнього підживлення.

Закордонні двотрансформаторні ГДП на номінальній потужності 1100...1470 кВт при досягнутих на розрахункових режимах ККД гідротрансформаторів (пускових 0,87...0,88 й маршових 0,88...0,89) забезпечують ККД на вихідному валу близько 83...85 %, бо відносні втрати в механічній передачі на режимі повної потужності не перевищують 0,8 % на вхідній й 2,5 % на вихідній частині передачі, а відносна потужність приводів допоміжних насосів не перевищує 1,5%.

Тягова характеристика ГДП тепловоза не має обмеження, якщо не брати до уваги обмеження за зчепленням при рушанні й розгоні тепловоза із составом, тоді як електрична передача, окрім обмеження за зчепленням, має обмеження за силою струму. ГДП при рушанні з місця дозволяє реалізувати 3/4 максимально можливої сили тяги. Буксування колісних пар спостерігається рідше й усувається легше, ніж при електричній передачі. При роботі тепловоза з ГДП досягається високе значення коефіцієнта зчеплення колісних пар з рейками (до 0,4) [19].

ГДП завдяки малій вазі, компактності й високому ККД на більших швидкостях руху знайшли широке застосування на дизель-поїздах. Для дизель-поїздів й автотрис досить важливо, щоб обладнання й передача займали можливо менше простору для збільшення використання площі вагонів для пасажирів і ремонтної техніки й мали найменшу масу. Тому електропередача, маса якої для невисоких потужностей є значною, програє двом іншим типам передачі. ККД електропередачі й ГДП при невисоких потужностях приблизно рівні.

Електрична передача на тепловозах найбільшого поширення набула в США, Канаді, Великобританії, Франції й країнах СНД.

ГДП розповсюджена в Німеччині (серії 106,2 (V60D), 110, 118 (V180), 210, 211 (V200), 212 (V100), 216 (V166), 232, 290 (V90), 260, V124, V240, BR203, BR294, G508, DH1504, Мак G6, G12, 1000BB G1206, G1700BB, G2000BB, Voith 30CC, 40CC, Японії ("Hitachi" DD-51, "KSK" DE-10, DD-20, DD-907), Австрії, Швейцарії (Am843), Скандинавських країнах (клас DV12, DV14) [20]. У Росії прикладом виключного застосування ГДП є Сахалінська залізниця, що обумовлено складними кліматичними умовами даного регіону.

В подальшому на тепловозах розповсюдження має набути передача змінно-змінного струму, яка вже широко впроваджується за кордоном практично на всьому рухомому складі, включаючи електровози, тепловози й моторвагонний рухомий склад (МВРС). Оцінити техніко-економічні показники локомотивів з передачею потужності на змінному струмі (ТЕМ104) стосовно умов експлуатації нашої країни нині повністю неможливо через недостатню кількість вітчизняних дослідних тепловозів. У різні роки в СРСР були виготовлені макетні тепловози з електричними машинами змінного струму на базі механічного устаткування тепловозів ТГК2 потужністю 110 кВт (синхронний генератор з перемиканням полюсів і двошвидкісні асинхронні електродвигуни) і ВМЕ потужністю 400 кВт (випрямляч, інвертори й асинхронні ТЕД). В 1973 р.

був виготовлений один експериментальний тепловоз ТЕ120 потужністю 2950 кВт. Нині "Трансмашхолдинг" (Росія) випустив дослідний зразок вантажного тепловоза серії 2ТЕ25А (Вітязь) потужністю 2500 кВт та маневровий тепловоз ТЕМ21, який за питомою вагою максимально наближується до кращих зразків закордонних маневрових тепловозів із гідрореверсивними передачами.

Також залишаються актуальними в розвитку автономного тягового рухомого складу (ТРС) питання розроблення раціональних типів ГДП, які задовольняють вимоги локомотивної служби, з високими техніко-економічними показниками.

У будь-якому випадку остаточний вибір передачі потужності тепловоза здійснюється замовником, який враховує умови експлуатації й визначає, що для нього важливіше — більш низькі початкові витрати й менші витрати на ТО й потоковий ремонт (ПР) або більш низькі витрати на паливо протягом експлуатації.

Контрольні питання

1. Перерахуйте й порівняйте властивості передач потужності до й після впровадження мікропроцесорних систем керування.

2. Перерахуйте допоміжні пристрої електричної й гідравлічної передачі й охарактеризуйте зміну властивостей даних передач із збільшенням номінальної потужності.

3. Наведіть діапазони потужностей тепловозів, які розмежовують сферу застосування передач.

4. Визначте вплив ККД розглянутих передач на витрату палива тепловозами.

5. Перерахуйте переваги гідравлічної передачі з реалізації тягових зусиль.

4. Особливості конструкції й принципу дії гідротрансформатора

Гідротрансформатором (ГДТ) називають гідравлічну машину, яка забезпечує передачу енергії від вхідного вала до вихідного за рахунок взаємодії рідини з лопатями робочих коліс із перетворенням величини крутного моменту на виході з ГДП [16, 19].

Основним енергетичним вузлом будь-якої ГДП тепловозів є ГДТ, який робить тепловоз з ГДП здатним виконувати експлуатаційну роботу за рахунок передачі енергії від силових установок транспортних засобів досить великої потужності та автоматичної зміни (трансформації) величини крутного моменту на вихідному валу ГДП.

Перший радянський ГДТ потужністю 44 кВт був створений й випробуваний в 1933 р. в тепловозній лабораторії МВТУ ім. М. Е. Баумана групою вчених під керівництвом І. Ф. Семичастнова [13].

Коло циркуляції ГДТ утворене трьома співвісно розташованими одне за одним лопатевими колесами, об'єднаними загальним корпусом 3: Н, Т й НА (рис. 4.1, 4.2, а), а також кільцевими каналами 4, які утворюють разом з колесами тороїдальну порожнину, в якій циркулює рідина (напрямок циркуляції показано стрілками).

ГДТ, у колі циркуляції якого НА розташований перед входом до Н, відноситься до *першого класу* (рис. 4.1, 4.2, а), а якщо НА розташований перед входом до Т — до *другого класу* (рис. 4.2, б, 4.3, б) [8 — 11].

ГДТ обладнуються Т: *відцентрового типу* (радіус входу до колеса менший за радіус виходу (рис. 4.2, а, 4.3, а); *осьового типу* (радіуси входу й виходу рівні між собою (рис. 4.2, б, 4.3, б); *доцентрового типу* (радіус входу в колесо більший за радіус виходу (рис. 4.3, в).

ГДТ із Т, яке несе одну решітку лопатей, називається *одноступінчастим* (триколісним). Якщо лопатеві системи Т й НА складаються з двох і більше жорстко пов'язаних між собою решіток лопатей, ГДТ вважається *багатоступінчастим*.

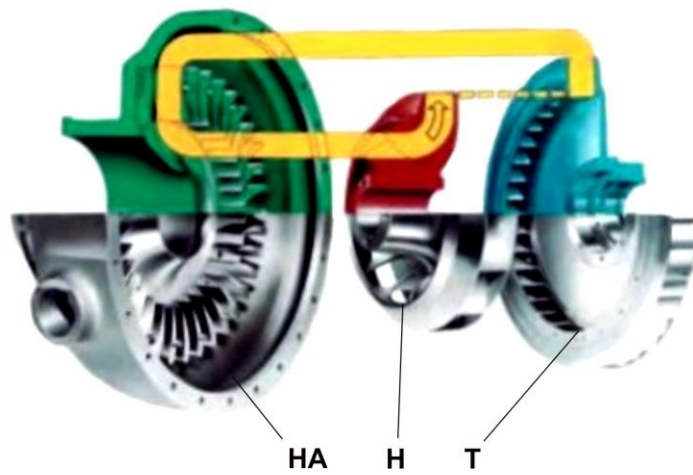


Рис. 4.1. Схема розташування лопатевих коліс ГДТ першого класу

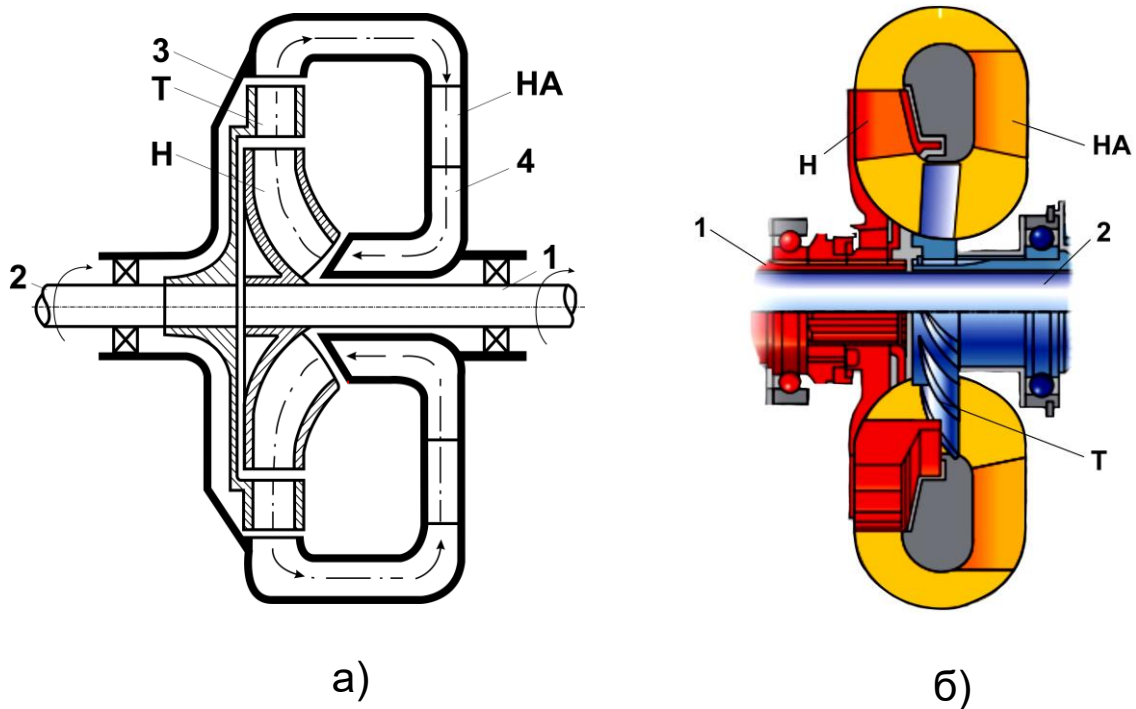


Рис. 4.2. Схеми тепловозних ГДТ першого й другого класів: а) ГДТ першого класу; б) ГДТ другого класу; 1 — насосний (вхідний) вал; 2 — турбінний (вихідний) вал; 3 — корпус ГДТ; 4 — кільцеві канали кола циркуляції

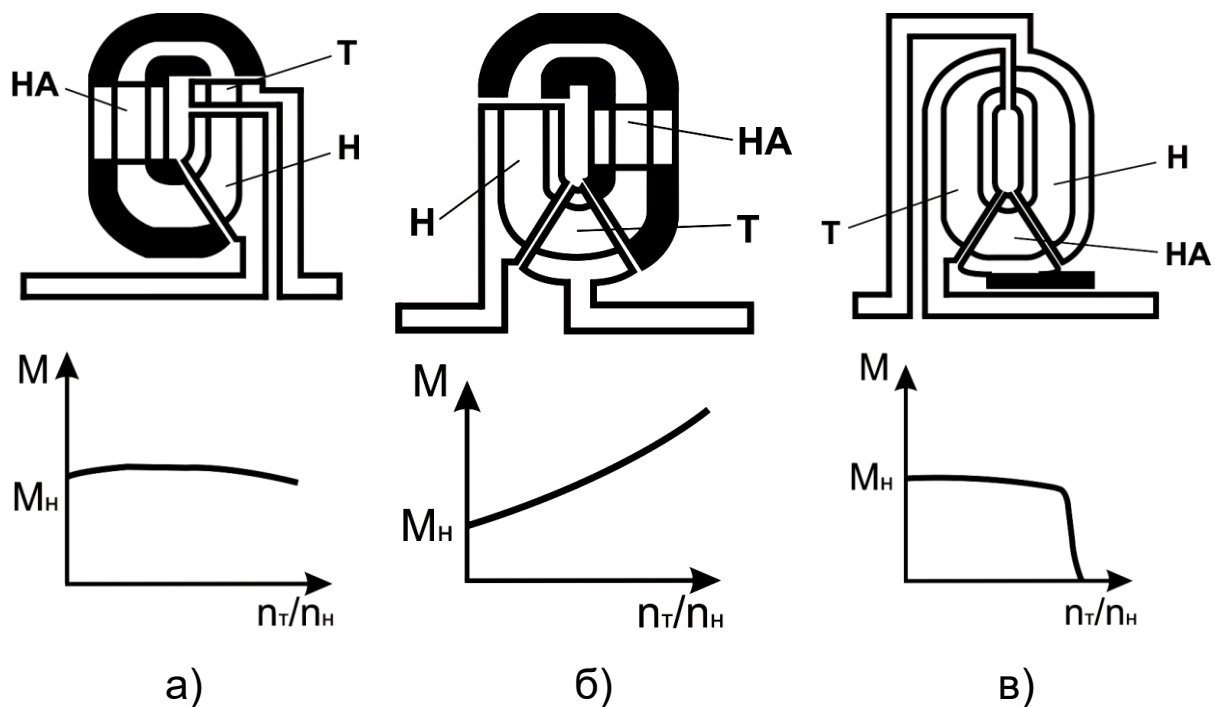


Рис. 4.3. Схеми й залежності величин крутних моментів від частот обертання ГДТ з різними типами Т:
 а) ГДТ з Т відцентрового типу; б) ГДТ з Т осевого типу;
 в) ГДТ з Т доцентрового типу

На тепловозах, дизель-поїздах розповсюдження набули лише ГДТ першого класу, у якому відцентрове Н жорстко закріплено на вхідному (насосному) валу 1 (рис. 4.2, а, 4.3, а), який через підвищувальний редуктор механічно пов'язаний з колінчастим валом дизеля. Таким чином, Н обов'язково обертається із частотою обертання n_H , пропорційною частоті обертання колінчастого вала дизеля n_d . Вихідний (турбінний) вал 2 ГДТ, на якому жорстко закріплено Т, за допомогою системи зубчастих коліс, муфт і карданних валів кінематично пов'язаний з колісними парами тепловоза. Під час руху тепловоза Т обертається із частотою n_T , пропорційною частоті обертання колісних пар n_k локомотива й, відповідно, швидкості руху V локомотива ($n_T = V$). Третє лопатеве колесо НА — нерухоме. Воно кріпиться болтами до корпуса з ГДТ.

Основні принципи передачі й перетворення енергії в ГДТ полягають в наступному. Коло циркуляції повністю заповнюється робочою рідиною (мінеральне турбінне або індустріальне масло) за допомогою окремого живильного насоса. Н, яке обертається колінчастим валом дизеля із частотою n_n незалежно від режиму роботи Т (між ними є зазор 5 — 10 мм), надає потоку рідини енергії, завдяки силовому впливу на нього лопатей Н. У Т рух потоку рідини від входу до виходу обумовлений поступовим зменшенням величини гідравлічної енергії із подальшим перетворенням у механічну енергію обертання Т. Крутний момент M_T , що створюється потоком рідини на лопатях Т, є від'ємною величиною й спрямований у бік, протилежний дії величини M_n . Після Т рідина здійснює поворот у криволінійному кільцевому каналі й проходить через НА. Пройшовши вихідну кромку НА, рідина знову по криволінійному каналу підводиться до входу в Н, тобто до початку свого шляху по колу циркуляції. Отже, Н й Т механічно не зчеплені між собою, тому в ГДТ, крім підшипників, немає елементів, що зазнають зношування.

Потужність дизеля, що витрачається на подолання опорів, переходить в тепло, яке нагріває масло в ГДТ й становить залежно від режиму роботи від 10 до 25 % потужності дизеля. Отже, невелика кількість масла, що знаходиться в ГДТ, могла б нагрітися до температури спалаху. Для забезпечення нормальної роботи ГДТ, температура масла не повинна перевищувати 80 — 90 °С. Для цього частину масла із ГДТ відводять до охолоджувача. Поповнення ГДТ маслом здійснює допоміжний насос через отвір у НА.

Лопатеві колеса ГДТ мають вигнуті лопатки спеціальної форми. Н закручує рідину, створюючи в ній запас кінетичної енергії $E_{кін}$ обертального руху. Т завдяки відповідному профілю своїх лопатей розкручує рідину. Запас $E_{кін}$ обертального руху використовується для подолання зовнішніх сил опору, прикладених до вихідного вала. Напрямок потоку рідини, що пройшов Т, залежить від швидкості обертання останнього.

Для підтримки незмінної величини вихідної потужності на валу дизеля Н повинне мати незмінну частоту обертання й реалізовувати постійну потужність при будь-якому навантаженні й частоті обертання Т. Така стабільність режиму роботи Н при будь-яких режимах роботи Т забезпечується нерухомим НА, який не здійснює механічної роботи. Роль НА в ГДТ є досить значною. По-перше, дане нерухоме колесо з лопатями змінює напрямок руху потоку рідини перед входом до Н таким чином, що забезпечується постійний кут натікання рідини на вхідні кромки лопатей Н незалежно від частоти обертання Т й швидкості руху тепловоза. По-друге, завдяки нерухомому НА відбувається плавне, безступінчасте перетворення крутного моменту M_T (його трансформація) на вихідному валу ГДТ й, відповідно, сили тяги на колісних парах тепловоза.

Виділимо три характерних режими роботи локомотива, ГДП якого складається з одного ГДТ.

Рушання тепловоза з місця відбувається при нерухомому Т ГДТ [10]. Частота обертання n_T й колова швидкість U_{2T} дорівнюють нулю. Коли Т нерухоме, абсолютна швидкість рідини співпадає з відносною й напрямок потоку співпадає з вихідними кромками лопатей Т. В цьому випадку (рис. 4.4, а) потік зазнає найбільшої зміни напрямку руху, а реакція струменя, тобто тиск потоку на лопаті Т буде максимальним. Крутний момент $+M_{на}$, що створюється рідиною на лопатях НА, буде співпадати за напрямком дії з крутним моментом Н $+M_H$ й додаватись до нього. З рівноваги системи робочих коліс ГДТ $M_H + M_{на} - M_T = 0$ випливає, що протягом розгону тепловоза крутний момент на Т буде дорівнювати $M_T = M_H + M_{на}$. На характеристиці ГДТ (рис. 4.5, а) цей режим ($n_T = 0$) відповідає максимальному крутному моменту M_T . Зовнішня універсальна характеристика ГДТ відповідає максимальному положенню ручки контролера машиніста. Універсальні характеристики ГДТ для проміжних позицій контролера машиніста називаються частковими.

Універсальні характеристики ГДТ одержують при стендових випробуваннях, а також розрахунковим шляхом.

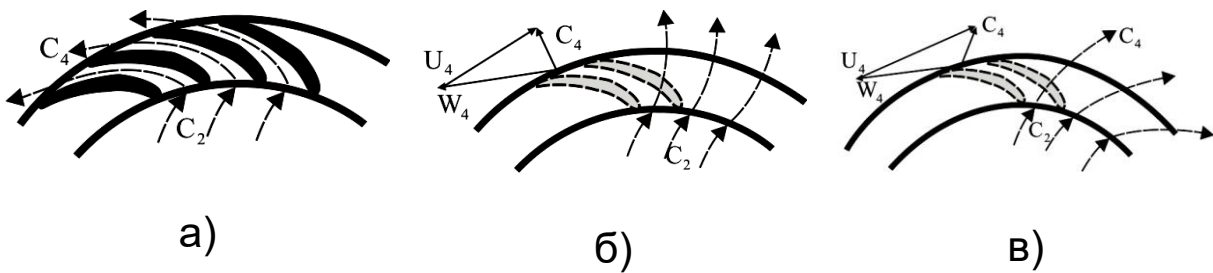


Рис. 4.4. Зміна напрямку потоку на виході з Т, яке обертається з різною швидкістю:

а) напрямок потоку рідини при нерухомому Т в момент рушання з місця; б) напрямок потоку рідини при нормальній кількості обертів Т (розрахунковий режим); в) напрямок потоку рідини при підвищеній кількості обертів Т; C_2 — абсолютна швидкість рідини на вході до Т; C_4 — абсолютна швидкість рідини на виході з Т; W_4 — відносна швидкість рідини на виході з Т; U_4 — переносна швидкість рідини на виході з Т (лінійна швидкість обертання)

При збільшенні швидкості руху тепловоза величина $M_{на}$ плавно зменшується. Відповідно до вищенаведеної рівності також плавно зменшується й величина крутного моменту на Т M_T . Характеристика $M_T = f(n_T)$ ГДТ буде являти гіперболу. Одночасно зі зменшенням величини M_T зростає ККД ГДТ, досягаючи максимального значення лише в одній точці — вершині параболи залежності $\eta = f(n_T)$ (рис. 4.5, а).

Швидкість тепловоза досягла певного значення, при якому Т обертається із частотою $n_T = n_T^$ ($i = i^*$), а ККД ГДТ має максимальне значення (n_T^* і i^* — значення при оптимальному режимі роботи). Цей режим роботи тепловоза відповідає безударному входу потоку рідини на лопаті НА й, відповідно, оптимальному режиму роботи ГДТ (n_T^*).*

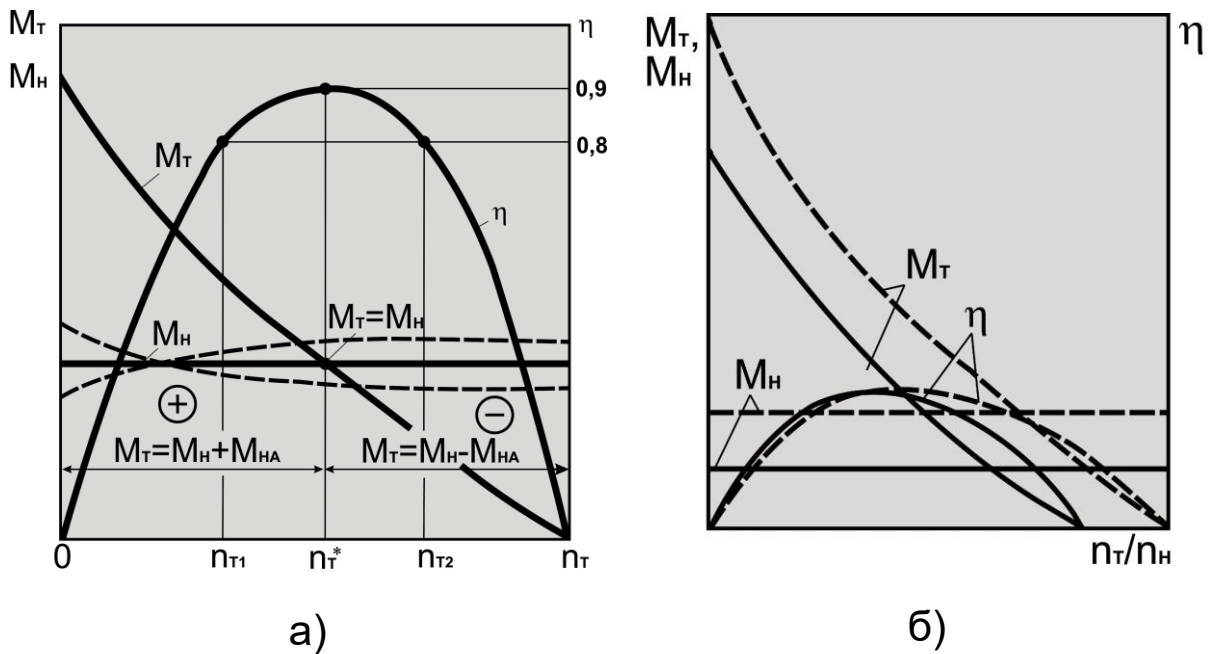


Рис. 4.5. Зовнішні універсальні характеристики тепловозного ГДТ:

а) зовнішня універсальна характеристика ГДТ; б) зовнішні характеристики ГДТ, який передає номінальну потужність й на 20 % вищу за номінальну потужність

Потік має аксіальний (вздовж осі обертання коліс) напрямок, що співпадає з напрямком вхідних кромek лопатей нерухомого НА (рис. 4.4, б). Завдяки цьому рідина плавно обтікає його лопаті й втрати на удар практично дорівнюють нулю. На характеристиці ГДТ цей режим відповідає максимальному значенню ККД ($\eta_{ГДТ} = 0,87 — 0,89$). На цьому режимі момент кількості руху потоку рідини не змінюється й, відповідно, не перетвориться величина крутного моменту ($M_{на} = 0$), тобто $M_T = M_H$.

Подальше збільшення швидкості руху тепловоза призведе до зростання частоти обертання n_T , яка стає більше параметра n_T^* , тобто $n_T > n_T^*$ ($i > i^*$). В цьому випадку потік рідини створює на лопатях НА від'ємний крутний момент $-M_{на}$, що буде діяти в протилежному напрямку відносно вхідного моменту M_H . Напрямок потоку рідини не буде співпадати з напрямком вхідних кромek НА

(рис. 4.4, в), внаслідок чого буде відбуватися удар потоку об лопаті, що супроводжується деякою втратою енергії. Крутний момент на турбіні M_T й ККД на цьому режимі роботи ГДТ будуть плавно зменшуватися $M_T = M_H - M_{на}$. Необхідно відзначити, що лопаті НА є перешкодою руху потоку рідини по колу циркуляції ГДТ, тобто застосування НА знижує економічність ГДТ. Для ГДТ, що працює в ГДП, завжди справедлива рівність $M_T = M_H \pm M_{на}$. На рис. 4.6 наведено схематичне зображення напрямків потоку рідини з виходу Т у всьому діапазоні частот обертання Т.

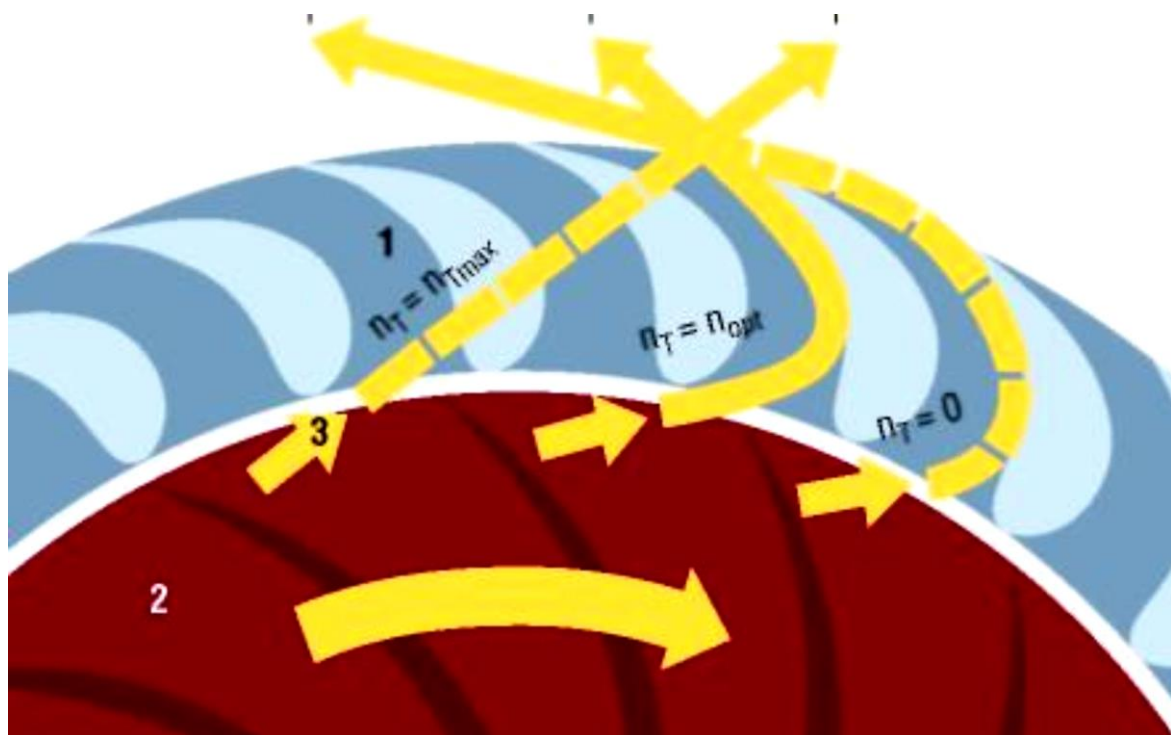


Рис. 4.6. Діапазон зміни напрямків руху рідини на виході з Т:
1 — Т; 2 — Н; 3 — напрям руху рідини

Характерною рисою ГДТ, що відрізняє його від механічних зубчастих редукторів, є змінне передатне відношення, яке залежить від величини моменту опору на вихідному валу.

При зупиненому (загальмованому) Т останнє навантажено максимальним моментом при відповідному навантаженні двигуна; Н при цьому обертається з постійною кількістю обертів, що є неприпустимим для механічних

зубчастих передач. ГДТ у подібних випадках надійно захищає двигун від аварійних перевантажень й зупинок. У реальних тепловозних ГДТ є певні відхилення параметра M_n (пунктирні лінії на рис. 4.5, а), які свідчать про можливості недовантаження або перевантаження дизеля ГДТ.

З зміною швидкості обертання (кількості обертів) N у ГДТ змінюється тиск рідини й швидкість циркуляції потоку, що призведе до зміни навантаження на N і крутного моменту, що реалізується на T . При цьому ККД ГДТ буде мати найбільше значення вже при іншій кількості обертів T , обумовленій розрахунковим передатним відношенням (рис. 4.5, б). Суцільними лініями показана характеристика ГДТ із номінальною постійною кількістю обертів N . Штриховими лініями наведена характеристика із збільшеною на 20 % кількістю обертів N . При цьому криві моментів M_T розташовуються вище, ніж при номінальному режимі, а точка найбільшого значення ККД переміщується в бік більш високої кількості обертів T . Моменти на N і T змінюються пропорційно другому ступеню, а потужність, що передається ГДТ, пропорційна третьому ступеню кількості обертів N . Отже, завжди прагнуть підвищити розрахункову потужність за рахунок збільшення кількості обертів ГДП й зменшення габаритних розмірів гідравлічних апаратів.

На відміну від ГДТ, робочі колеса яких отримані шляхом відливки в кокіль, робочі колеса ГДТ родинного німецького концерну Voith виготовлені механічним шляхом із спеціального каліброваного прокату аеродинамічного профілю. Усі колеса мають збірну клепану конструкцію. Точність виготовлення й чистота обробки поверхонь значно вища, ніж у литих, тому вдається на сучасних зразках ГДТ досягти ККД 0,89.

4.1. Визначення техніко-економічних характеристик гідротрансформаторів

Техніко-економічні показники ГДТ визначаються їх характеристиками, тобто закономірностями зміни основних параметрів залежно від співвідношення кутових швидкостей обертання T й N .

Потужність, яка передається Н,

$$N_H = \frac{M_H \cdot n_H}{9550} \text{ кВт} . \quad (4.1)$$

Потужність, яка передається Т,

$$N_T = \frac{M_T \cdot n_T}{9550} \text{ кВт} . \quad (4.2)$$

При зупиненому Т ($n_T = 0$) відношення M_T до M_H називається коефіцієнтом трансформації моменту К, залежно від типу ГДТ становить від 2 до 11

$$K = \frac{M_T}{M_H} . \quad (4.3)$$

Гідравлічний ККД ГДТ

$$\eta_{\text{ГДТ}} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} \cdot K \frac{1}{i} , \quad (4.4)$$

«Прозорість» ГДТ характеризується коефіцієнтом прозорості П, що дорівнює відношенню поточного M_H до його номінальної величини $M_{H, \text{ном}}$

$$\Pi = \frac{M_H}{M_{H, \text{ном}}} . \quad (4.5)$$

З рис. 4.3, а, 4.5, а видно, що M_H при постійній кількості обертів не змінюється при всіх значеннях M_T й n_T . Це означає, що зміна зовнішнього навантаження не здійснює впливу ні на момент M_H , ні на навантаження дизеля. Характеристика такого ГДТ називається «непрозорою».

Якщо M_H зростає зі збільшенням M_T , це означає, що постійна кількість обертів Н збільшує навантаження дизеля.

Характеристика такого ГДТ називається «прозорою» й може бути отримана в ГДТ другого класу.

Характеристики дизеля й ГДТ — головного вузла ГДП повинні відповідати одна одній. Цю вимогу задовольняє «непрозора» характеристика ГДТ першого класу (рис. 4.3, а, 4.5, а). Тому зазначена характеристика знаходить застосування в ГДП тепловозів.

ГДТ другого класу використовується в гідромеханічній передачі Voith-DIWA, яка встановлюється на рейкових автобусах потужністю до 260 кВт [21]. Залежно від кута нахилу лопатей НА можна отримати обертання Т в різні боки при незмінному напрямку обертання Н. Згідно з кінематикою даної гідромеханічної передачі, Н й Т обертаються в різні боки (рис. 4.2, б, 4.3, б).

Задовільні значення ККД ГДТ перебувають у діапазоні зміни швидкостей, який дорівнює приблизно 2, тобто один ГДТ не може забезпечити необхідного для тепловоза діапазону швидкостей. Тому в ГДП тепловозів застосовували комплексний ГДТ, два або три ГДТ, розташовуючи їх послідовно, або ГДТ встановлювали разом з механічною коробкою швидкостей.

Контрольні питання

1. Дайте визначення й наведіть складові частини ГДТ.
2. Наведіть відмінності у конструкціях Т, якими можуть обладнуватись ГДТ.
3. Яка існує різниця між ГДТ першого й другого класів?
4. Які ГДТ називаються одноступінчастими й багатоступінчастими?
5. Охарактеризуйте особливості роботи ГДТ при різних швидкостях руху тепловоза.
6. Поясніть особливості зміни зовнішньої характеристики ГДТ протягом передачі різної потужності дизеля.
7. Знаючи, що $M_H = 4875 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_H = 1400 \text{ об/хв}$, а $M_T = 11235 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_T = 520 \text{ об/хв}$, обчисліть потужності, які передають Н й Е, коефіцієнт трансформації й ККД ГДТ.

5. Особливості конструкції й принципу дії гідромуфти

Гідродинамічною муфтою (ГМ) називають гідромашину, яка забезпечує передачу енергії (потужності) від вхідного вала до вихідного за рахунок взаємодії рідини з лопатями без зміни величини крутного моменту [8 — 11, 16, 19].

Перша радянська гідромуфта була створена в 1929 р. й випробувана професором Ленінградського політехнічного інституту А. П. Кудрявцевим.

Конструкція ГМ наведена на рис. 5.1. ГМ є найпростішою гідравлічною машиною й складається з двох практично однакових лопатевих коліс: відцентрового Н і доцентрового Т, які мають прямі радіальні лопаті й обертаються разом з кожухом 2, який запобігає витoku робочої рідини з кола циркуляції ГМ. Отже, у ГМ немає нерухомого колеса — НА, чим її конструкція принципово відрізняється від ГДТ. Н жорстко закріплено на вхідному (насосному) валу 1 й через підвищувальний редуктор пов'язане з колінчатим валом дизеля тепловоза. За аналогією із ГДТ Т ГМ закріплено на турбінному валу 3 й обертається разом з колісними парами тепловоза. ГМ виконують з тором (рис. 5.1, б, 5.2, а) і без тора (рис. 5.1, а, 5.2, б) із плоскими радіальними лопатями, які застосовуються в тепловозних ГДП. Кількість прямих радіальних лопатей у Н на дві одиниці більше, ніж у Т ГМ для зменшення пульсації потоку рідини й можливості появи резонансних коливань у колі циркуляції ГМ [13].

Принцип дії ГМ полягає в наступному: внаслідок обертання Н на кожну частину рідини діє відцентрова сила, що забезпечує течію всієї маси потоку рідини від входу (центра) до виходу (периферії) колеса. Таким чином, механічна енергія вала дизеля, яка підводиться до лопатей Н ГМ, перетворюється в кінетичну й потенційну енергії потоку рідини. Пройшовши по каналах між лопатями, рідина викидається з Н і переміщується в осьовому напрямку, потрапляючи на лопаті Т й змушуючи колесо обертатися у бік обертання Н.

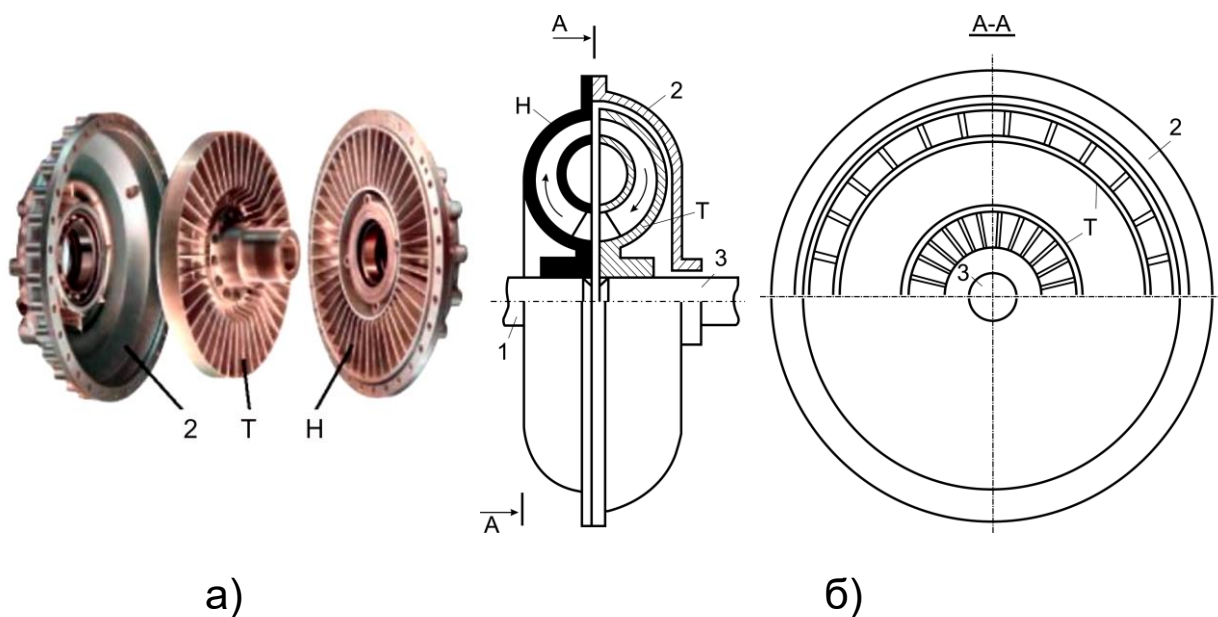


Рис. 5.1. Схема тепловозних тягових ГМ:

а) ГМ без тора; б) ГМ з тором;

1 — насосний вал; 2 — кожух; 3 — турбінний вал

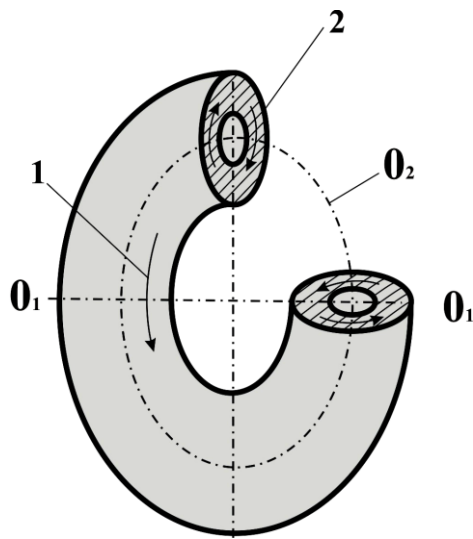
Гідравлічна енергія потоку рідини віддається лопатям Т ГМ в два етапи. Спочатку, при потраплянні частини рідини на лопаті Т, відбувається її різке ударне гальмування від швидкості U_{2H} до швидкості U_{1T} . Цей процес створює активну складову циркуляційного моменту M_{TA} . Протікаючи по лопатях Т, рідина гальмується вже внаслідок переходу її частин з більшого радіуса R_{1T} на менший радіус R_{2T} . При цьому на лопаті Т діють сили Коріоліса і, як наслідок, створюється реактивний момент M_T . У ГМ, що працюють при $\eta = 0,85 - 0,97$, частка активної складової M_{TA} незначна (5 — 7 %) й робота Т буде визначатися реактивною складовою циркуляційного моменту M_T (у гальмових ГМ навпаки — активна складова циркуляційного моменту буде переважаючою).

Таким чином, кожна частина робочої рідини, що перебуває в порожнинах Н й Т, здійснює складний рух у просторі, який можна розкласти на два рухи:

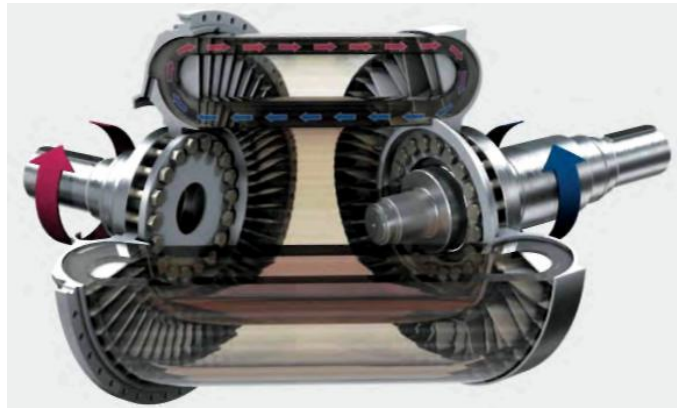
— обертання разом з колесом відносно осі ГМ (переносний рух);

— обертання в площині, яка проходить через вісь ГМ зі швидкістю циркуляції рідини (відносний рух). На

рис. 5.2, а, б стрілками показаний напрямки відносного й переносного руху рідини.



а)



б)

Рис. 5.2. Схематичне зображення напрямків потоку рідини, що циркулює в робочій порожнині ГМ:

- а) напрямки переносного й відносного руху рідини;
- б) напрямки відносного руху рідини; 1 — переносний рух рідини; 2 — відносний рух рідини

Лінійна швидкість прямо пропорційна відстані частини рідини від центру обертання, бо за один оберт коліс ГМ більш віддалена від центру частинка проходить більший шлях, який вимірюється більшим радіусом. Вхід до Н й вихід з Т знаходяться на меншій відстані (радіусі) від осі обертання; вихід з Н й вхід до Т знаходяться на більшій відстані (радіусі). Отже, швидкість переносного руху на вході до Н є меншою, ніж на виході, тому проходження частинки рідини через Н супроводжується збільшенням її кінетичної енергії в переносному русі. Отже, проходження частинки рідини через Т пов'язане зі зменшенням кінетичної енергії в даному напрямку. Таким чином, умови входу потоку на Н ГМ й обтікання його лопатей повністю залежать від параметрів потоку на виході з Т. Аналогічно робота Н впливає на роботу Т. Циркуляція рідини можлива лише у

випадку, коли тиск рідини на виході з Н більший, ніж тиск рідини на вході до Т, тому що швидкість обертання Т завжди менше швидкості обертання Н, а при русанні з місця дорівнює нулю. Дія ГМ може бути порівняна з дією маховика (рис. 5.3), який розкручується одним валом й на ходу переміщується на співвісний вал, який не пов'язаний з першим і якому маховик передає запас кінетичної енергії, отриманої на першому валу, змушуючи його обертатися, після чого знову переходить на перший вал для поновлення запасу кінетичної енергії. У ГМ функції такого маховика виконує робоча рідина, і процес відбувається безперервно.

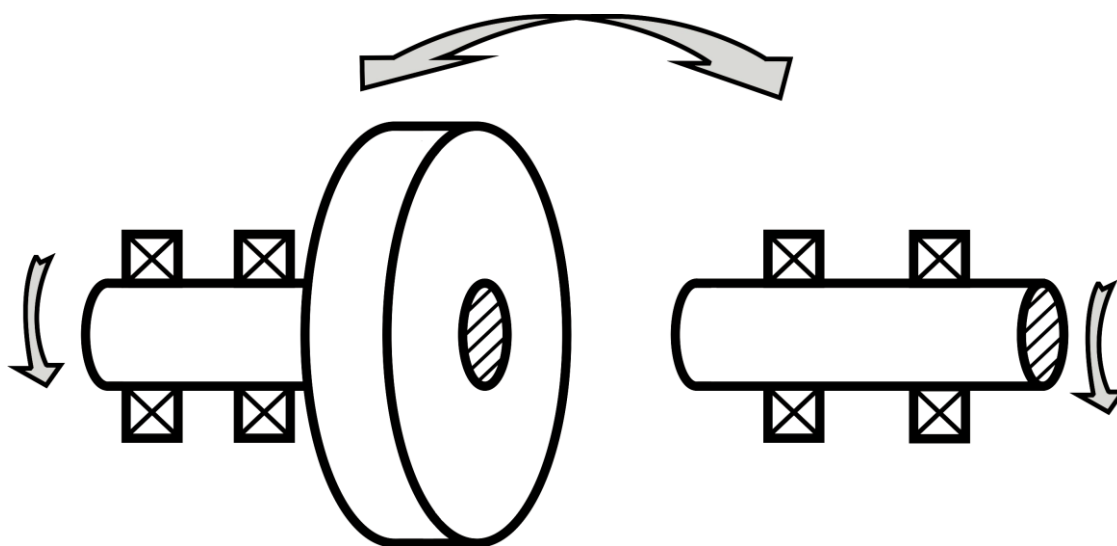


Рис. 5.3. Схематичне зображення принципу дії ГМ

5.1. Визначення техніко-економічних характеристик гідромуфти

Оскільки в ГМ немає нерухомого НА, який сприймає різницю крутних моментів на робочих колесах, крутні моменти на Н й Т ГМ є рівними ($M_T = M_H$), тобто в ГМ відсутня трансформація моменту під час передачі енергії за допомогою рідини, отже, $K = 1$.

Будь-яке перетворення енергії пов'язане із втратами $N_T < N_H$; $M_T n_T < M_H n_H$, відповідно $n_T < n_H$ (тому що для ГМ

$M_T = M_H$). Різниця між частотами обертання коліс, віднесена до частоти обертання H , називається ковзанням s

$$s = \frac{(n_H - n_T)}{n_H} = 1 - \frac{1}{i}. \quad (5.1)$$

При збільшенні s підвищується швидкість циркуляції потоку рідини, а також тиск її на T . Це викликає зростання M_T , пройшовши через яке, рідина надходить до H й гальмує його з силою, що пропорційна відставанню T від H й потоку циркуляції. При збільшенні s гальмовий момент на H зростає так само, як й M_T . Зменшення s супроводжується зниженням гальмового й крутного моментів. Таким чином, моменти на H й T , узгоджено змінюючись, залишаються рівними [19].

Ковзання виражають у відсотках від кількості обертів H . Якщо припустити, що T здійснює таку ж саму кількість обертів, що й H (ковзання дорівнює нулю), то відцентрові сили, які діють на рідину в T й H , будуть рівними, отже, тиск рідини буде однаковим, перепад тисків зникне й циркуляція рідини припиниться. Кінетична енергія з H на T не зможе передаватися: крутний момент буде дорівнювати нулю. Це так званий *ідеальний холостий хід ГМ*.

Якщо H обертається з нормальною швидкістю, а T нерухомо (*ковзання дорівнює 100 %*), то швидкість циркуляції буде максимальною, оскільки перепад тисків у цьому випадку буде найбільшим, у такому випадку потік рідини, що виходить з H , зустрічає на своєму шляху нерухомі лопаті T , давить на них з найбільшою силою й крутний момент зростає до максимального значення.

Момент, який може передавати ГМ, залежить від кількості обертів T й H . Така залежність, подана у вигляді графіка, називається характеристикою ГМ (рис. 5.4). Криві являють собою зміну крутного моменту, який передається ГМ залежно від кількості обертів T при деяких постійних значеннях кількості обертів H . На даному графіку моменти й кількості обертів H й T виражені у відсотках від максимальних робочих значень.

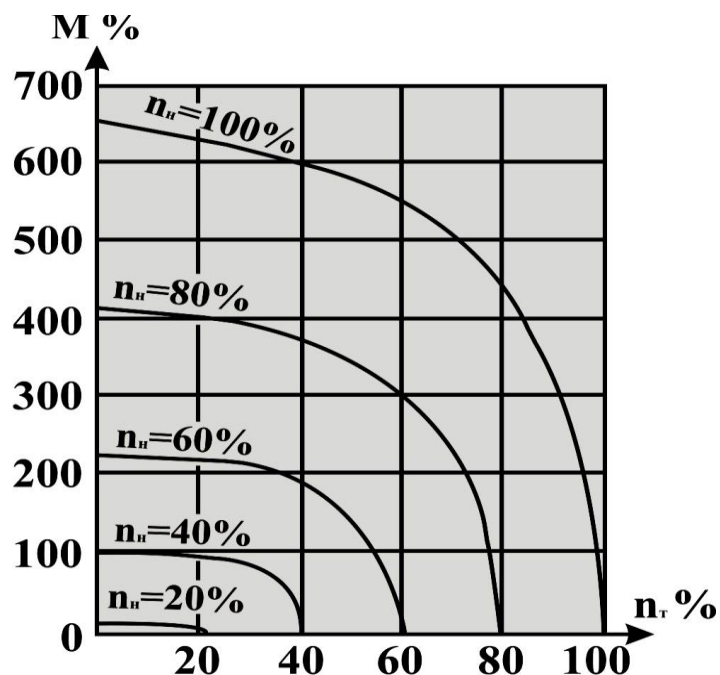


Рис. 5.4. Характеристика ГМ

Коли ковзання відсутнє ($s = 0$ — ідеальний холостий хід), момент, що передається ГМ, дорівнює нулю. При стовідсотковому ковзанні (T нерухомо, тобто $n_r = 0$) ГМ здатна передати момент, що становить 650 % від номінального. Номінальний момент ($M = 100$ %), на який розраховується ГМ, передається при ковзанні, яке приблизно дорівнює 3 — 5 %. Коли оберти N менші номінального значення (80, 60, 40, 20 %), характеристики ГМ розташовуються нижче, швидкість циркуляції, крутний момент і тиск потоку рідини на лопаті T набувають проміжних значень. Із зниженням кутової швидкості обертання N перепад тисків, швидкість циркуляції, тиск потоку рідини на лопаті T зменшиться. З графіка видно, що однаковий крутний момент при менших обертах N ГМ передається з більшим ковзанням. При обертах N $n_n = 40$ % максимальний момент ГМ при стовідсотковому ковзанні не перевершує номінального, а коли оберти становлять $n_n = 20$ %, крутний момент близький до нуля.

Здатність ГМ знижувати момент, що передається із зменшенням обертів N , є досить важливою властивістю, що дозволяє застосовувати ГМ як захисний пристрій у

механізмі з'єднання двигуна з колісними парами тепловоза. Передача енергії в ГМ супроводжується втратами за рахунок проковзування.

Із збільшенням n_T й наближенням його до $n_T = \text{const}$ відношення $n_T/n_H = 1/i$ та ККД ГМ наближується до одиниці. Найвище значення ККД ГМ досягає $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95 \div 0,97$.

Із зменшенням n_T при $n_H = \text{const}$ ККД ГМ зменшується й при $n_T = 0$ дорівнює нулю. Найвищому значенню ККД відповідає ковзання $s = 0,05 \text{—} 0,03$, а найменшому значенню $\eta_{\text{ГМ}} = 0$ — значення $s = 1$ (робота ГМ при зупиненому Т — стоповий режим).

Момент, який передається ГМ при її найвищому (розрахунковому) ККД, називається нормальним $M_{\text{норм}}$. Графік зміни ККД й моменту, що передається, вираженого відношенням $M/M_{\text{норм}}$, залежно від зміни передатного відношення $1/i$, або ковзання s , являє собою зовнішню характеристику ГМ (рис. 5.5). З характеристики видно, що за рахунок збільшення ковзання s й зниження $\eta_{\text{ГМ}}$ можна значно збільшити момент у порівнянні з нормальним, якщо тільки зазначене збільшення допускає двигун. Зовнішня характеристика ГМ володіє повною «прозорістю», тобто при будь-яких умовах роботи ГМ завжди дотримується рівність моментів Н й Т.

Для досягнення високого ККД ГДП потрібні ГМ із мінімальним ковзанням. За інших рівних умов — зменшення ковзання може бути досягнуто збільшенням маси циркулюючої рідини за рахунок усунення внутрішнього тора. Відсутність необхідності спеціального профілювання лопатей Н й Т пояснюється незначним ковзанням коліс під час передачі нормального моменту, тому вони виготовляються плоскими, радіальними без внутрішнього тора (рис. 5.1, а, 5.2, б). Це значно спрощує обробку поверхні коліс.

Гідроапарати класифікують за способом управління, яке здійснюється трьома способами:

— зміною кількості обертів вхідного вала;

- зміною ступеня заповнення робочої порожнини;
- зміною форми проточної частини.

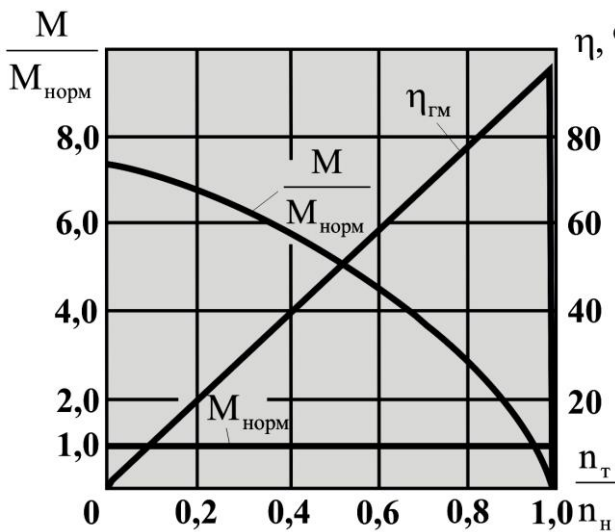


Рис. 5.5. Зовнішня характеристика ГМ

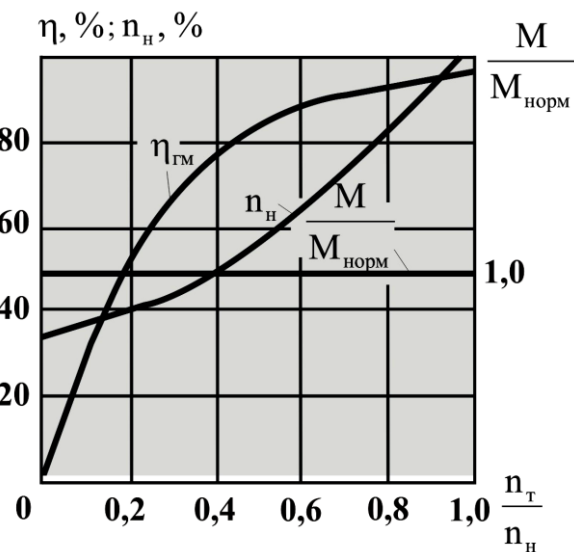


Рис. 5.6. Тягова характеристика ГМ

В тепловозних ГДП застосовуються ГМ, які управляються зміною кількості обертів вхідного вала. Тягова характеристика такого ГМ наведена на рис. 5.6. Вона побудована для змінної швидкості обертання H за умови, що $M/M_{норм} = 1$.

Враховуючи високі здатності ГМ до перевантаження дизеля, навіть при незначному зниженні частоти обертання n_T , експлуатація ГМ як ГДП, за економічними міркуваннями, доцільна в дуже вузькому діапазоні зміни передатного відношення $i = 0,85 — 0,97$. З огляду на абсолютну «прозорість» гідроапарату, ГМ придатна для використання в ГДП при підвищених швидкостях руху, коли не потрібні суттєві перетворення M_T й сили тяги локомотива.

Тепловозна *гальмівна ГМ (ретардер)* (рис. 5.7), працює в режимі динамічного гальмування, протягом якого енергія підводиться до одного з робочих коліс (ротора) від колісних пар тепловоза. Інше колесо ретардера — нерухоме (статор), й кріпиться до корпусу передачі. Тоді вся енергія, що підводиться, перетворюється в тепло робочої рідини, яке відводиться до охолоджувача. Поняття H й T у ретардера не використовується.

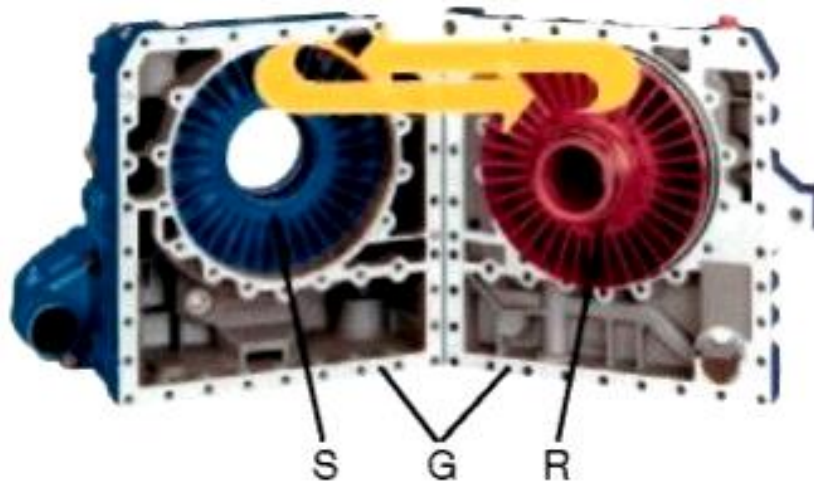


Рис. 5.7. Схема гальмівної ГМ (ретардера):
S — статор; R — ротор; G — корпус

Контрольні питання

1. Дайте визначення й наведіть складові частини ГМ.
2. Яка конструктивна особливість ГМ дозволяє зменшувати пульсацію потоку рідини?
3. Поясніть відмінність між активною й реактивною складовими циркуляційного моменту ГМ.
4. Перерахуйте види рухів рідини в колі циркуляції ГМ.
5. Поясніть процеси накопичення й витрати рідиною ГМ кінетичної енергії.
6. Що називається ковзанням ГМ?
7. Що називається ідеальним холостим ходом й стовідсотковим ковзанням ГМ?
8. Яка особливість простежується на характеристиці ГМ під час передачі однакової величини крутного моменту різними значеннями частоти обертання n ?
9. Яка особливість унеможливорює використання однієї ГМ як тягової передачі тепловоза?
10. Які існують способи управління гідроапаратами?
11. Наведіть відмінність між зовнішньою й тяговою характеристиками ГМ.
12. Поясніть особливості конструкції й принцип дії гальмівної ГМ.

6. Аналіз характеристик способів поєднань й різних конструктивних виконань гідроапаратів

6.1. Аналіз характеристик сумісної роботи гідро-трансформаторів і гідromуфт

Техніко-економічні характеристики $\eta = f(i)$ тепловозних ГДТ й ГМ дозволяють виділити їх загальний недолік — окреме застосування гідроапарату в ГДП тепловозів обмежено вузьким діапазоном зміни передатного відношення й швидкості руху тепловоза. Так, один ГДТ за умови, що ККД передачі тепловоза не повинен знижуватися нижче 80 %, має діапазон економічної роботи $\delta \approx 2$ (із граничними значеннями передатних відношень ГДТ $i = 0,23 \div 0,46$), що відповідає вузькому діапазону зміни швидкості руху тепловоза й не є достатнім навіть для роботи промислових тепловозів. Діапазон економічної роботи для ГМ є ще меншим. Якщо поєднати характеристики ГДТ й ГМ, то їх загальний інтервал вигідних передатних відношень, який відповідає заданій величині ККД η_3 , значно розшириться. Така суміщена характеристика наведена на рис. 6.1. Аналогічний результат можна отримати шляхом поєднання характеристик трьох ГДТ (рис. 6.2) та двох ГДТ й однієї ГМ (рис. 6.3).

Отже, гідродинамічна передача тепловоза повинна складатися мінімум із двох ГДТ й ГМ, які послідовно вступають до роботи. Застосування в одній передачі більше трьох ГДТ й ГМ фахівцями визнано недоцільним через складну конструкцію головного вала передачі й зниження ресурсу роботи тепловоза.

Останніми роками вдалося розширити зону економічної роботи ГДТ шляхом удосконалення технології виготовлення й підвищення ККД ГДТ, тому сучасні гідравлічні передачі магістральних тепловозів складаються лише з двох ГДТ [12, 20].

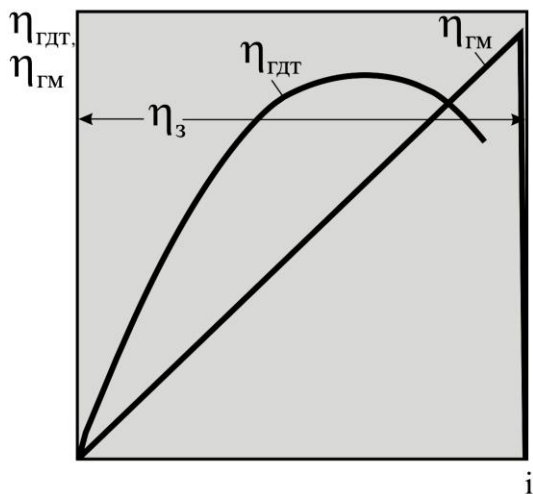


Рис. 6.1. Суміщена характеристика ГДТ й ГМ

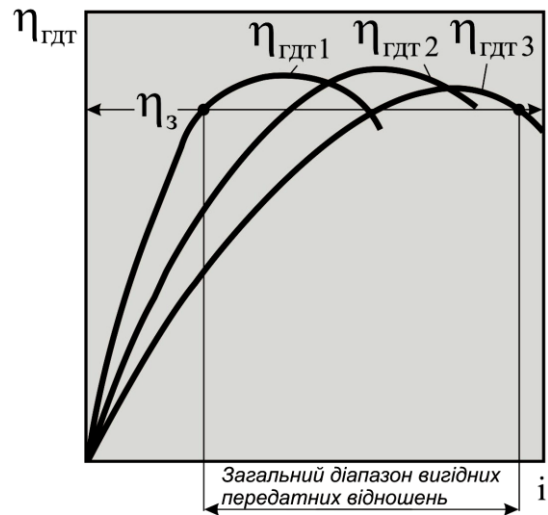


Рис. 6.2. Суміщена характеристика трьох ГДТ:
 $\eta_{\text{ГДТ1}}, \eta_{\text{ГДТ2}}, \eta_{\text{ГДТ3}}$ — ККД 1, 2 й 3-го ГДТ

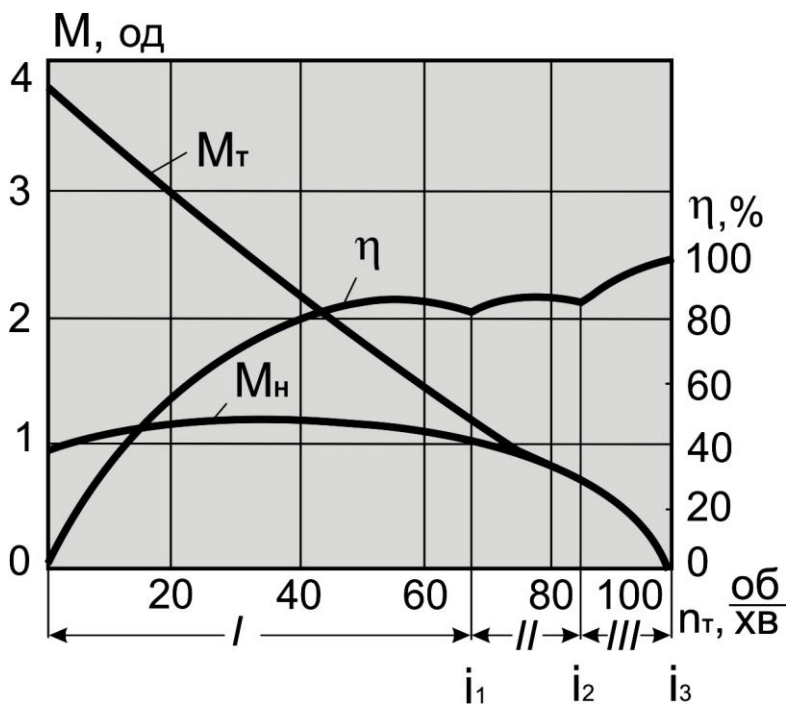


Рис. 6.3. Суміщена характеристика двох ГДТ й ГМ:
 η — ККД гідроапаратів; I, II, III — режими роботи гідроапаратів, які відповідають передатним відношенням i_1, i_2, i_3

6.2. Конструктивні особливості й принцип дії комплексного гідротрансформатора

Характеристики ГДТ (рис. 4.5, а, б) визначають рівність M_n й M_T при певному значенні передатного відношення. Із збільшенням частоти обертання T починається одночасне зменшення M_T й ККД ГДТ. Для зміни такої характеристики НА в ГДТ стали з'єднувати з муфтами вільного ходу (автологами) (рис. 6.4). Зовнішнє кільце 4 нерухомо з'єднане з корпусом, вал 1 НА з'єднаний із втулкою 3, яка має похилі поверхні. Між кільцем 4 і втулкою 3 розміщені ролики 2, які знаходяться в обоймі 5. Якщо момент діє на вал 1 за годинниковою стрілкою, то вал 1 з НА буде обертатися вільно. Якщо момент діє проти годинникової стрілки, то ролики будуть затиснуті між нерухомим кільцем 4 і похилими поверхнями втулки 3, і НА буде зупинений. Отже, конструктивне виконання ГДТ з муфтою вільного ходу дістало назву комплексного ГДТ [16, 19].

Гідромашина, яка працює в режимах ГДТ і ГМ, що утворюють одне коло циркуляції, називається *комплексним гідротрансформатором* (КГТ) (рис. 6.5).

КГТ складається з Н й Т, принципово нічим не відрізняється від аналогічних деталей ГДТ. НА в КГТ виконаний у вигляді одного або двох лопатевих коліс, що стоять поруч і закріплені на нерухомому порожнистому валу за допомогою муфт вільного ходу. Залежно від того, з якого боку тисне потік на лопаті НА, він може або обертатися, або стояти нерухомо.

На рис. 6.5 наведений схематичний розріз КГТ типу Alison. В даній конструкції використаний двоступінчастий НА, що складається з двох коліс, закріплених на самостійних автологах. При рушанні з місця й невеликій кількості обертів колісних пар потік на виході з Т спрямований у бік, протилежний обертанню НА, тому НА утримуються автологом у нерухомому стані, тобто повне заклинювання всіх ступенів НА автологами забезпечує пусковий режим роботи КГТ із найбільшим коефіцієнтом трансформації моменту. КГТ функціонує в режимі ГДТ.

Починаючи з деякої кількості обертів (коли потік буде виходити з Т в напрямку обертання коліс), перший ступінь НА не буде утримуватись автологом і почне обертатися разом з Т, а другий ступінь НА залишається нерухомим. В зазначеній умові механізм функціонує, як ГДТ, проте з іншою характеристикою. При найвищій кількості обертів Т обидві ступені НА будуть обертатися разом з Т й Н — механізм функціонує, як ГМ, без трансформації моменту й ККД зростає, бо втрати на удар істотно зменшуються.

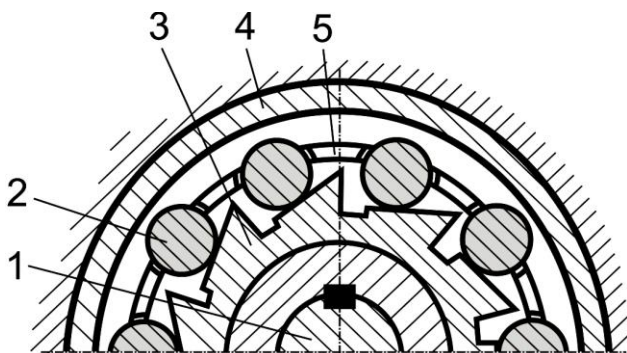


Рис. 6.4. Схема автологу:

- 1 — вал НА; 2 — ролики;
- 3 — втулка; 4 — кільце;
- 5 — обойма

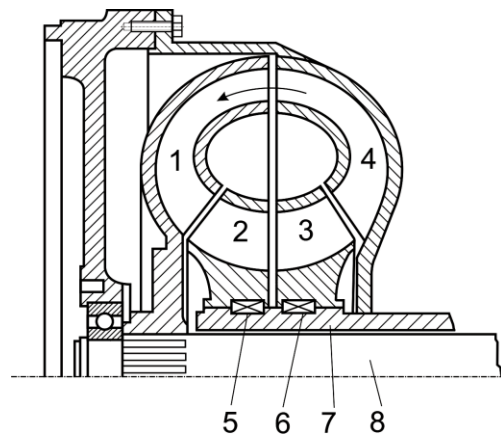


Рис. 6.5. Схема КГТ:

- 1 — Т; 2, 3 — перший і другий НА; 4 — Н;
- 5, 6 — муфти вільного ходу;
- 7 — нерухомий порожнистий вал; 8 — ведений вал

Отже, послідовне розклинювання й обертання ступенів НА разом з Т забезпечують перехід на проміжні «маршові» режими роботи із зменшеними коефіцієнтами трансформації моменту. Характеристика КГТ типу Alison є подібною до характеристики, наведеної на рис. 6.3, отже, в одному гідроапараті вдалося поєднати переваги ГДТ й ГМ. КГТ такого типу використовувався в гідромеханічних передачах тепловозів ТГМ2, ТГМ3, ТГ100, ТГ102.

6.3. Конструктивні особливості й принцип дії гідротрансформатора системи Lysholm-Smith

Даний ГДТ мав триступінчасте Т й двоступінчастий НА (рис. 6.6). Специфічною особливістю ГДТ є поворотні лопаті Н. Коло циркуляції (внутрішня порожнина) ГДТ завжди заповнене маслом. Холостий хід здійснюється за допомогою повороту Н. Переведення ГДТ з положення холостого ходу в робоче й навпаки здійснюється миттєво. Обираючи найвигідніше положення лопатей Н протягом роботи, можна досягти високого ККД в широкому діапазоні швидкостей і на різних режимах.

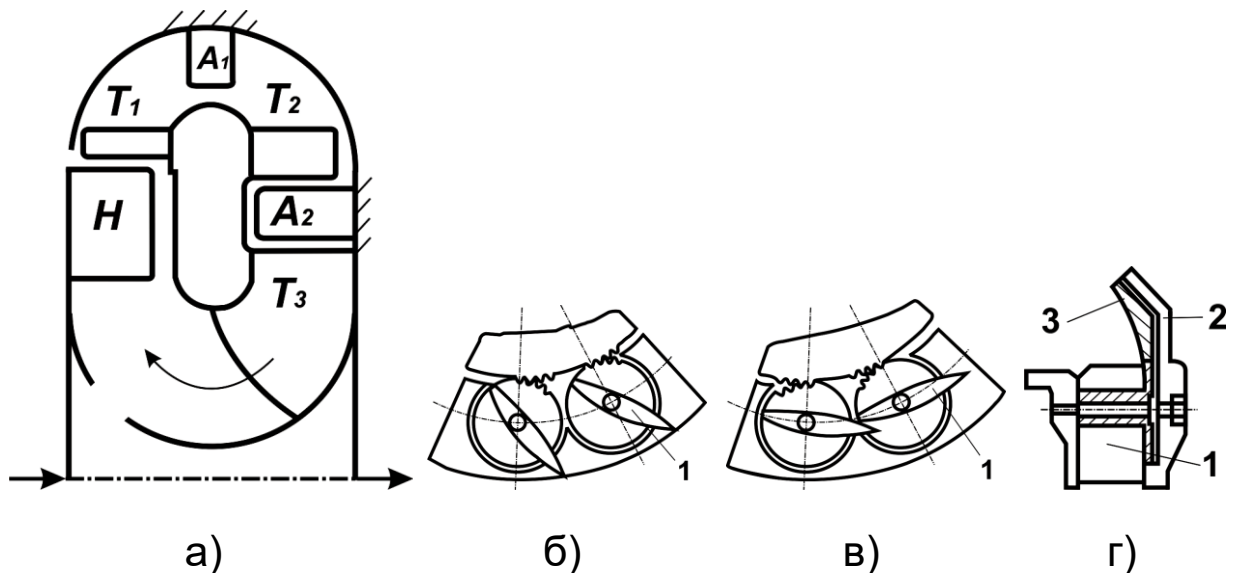


Рис. 6.6. Конструктивні особливості ГДТ системи Lysholm-Smith:

а) ГДТ; б) лопаті Н відкриті; в) лопаті Н закриті; г) механізм повороту лопатей; 1 — поворотна лопать Н; 2 — корпус Н; 3 — зубчастий диск механізму повороту лопатей Н

Лопаті 1 на цапфах, закріплені в корпусі Н 2, з однієї торцевої сторони мають зубчасті сектори, що знаходяться в постійному зачепленні із зубчастим диском 3. При переміщенні диска 3 відносно корпусу Н 2 лопаті 1 повертаються й встановлюються під певним кутом. Для того, щоб здійснити відносне переміщення диска 3 й корпусу 2, необхідно за допомогою механізму перемістити в

осьовому напрямку шліцьову втулку, яка повертає на деякий кут шліцьовий вал, з'єднаний з 3, внаслідок чого відбувається відносне переміщення деталей 2 й 3. В експлуатації перестановка лопатей здійснювалася автоматично за допомогою спеціальної системи керування без завантаження дизеля. Гідропередача постійно працювала з оптимально можливим ККД, а її характеристика наближувалася до характеристики, наведеної на рис. 6.2.

6.4. Конструктивні особливості й принцип дії гідро-трансформатора й гідропередачі Maybach-Mekidro

Гідропередача складалася з ГДТ типу Mekidro особливої конструкції й чотириступеневої коробки передач (рис. 6.7).

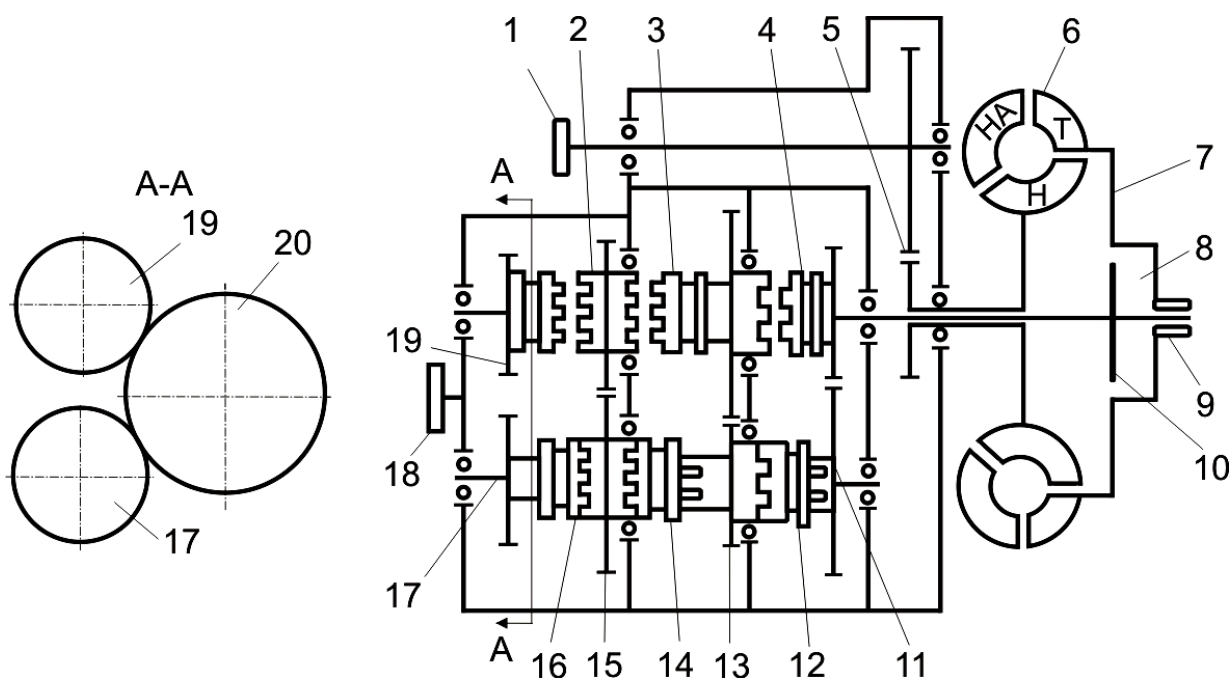


Рис. 6.7. Схема гідравлічної передачі Maybach-Mekidro:

1 — вхідний вал; 2, 3, 4, 12, 14 й 16 — кулачкові муфти; 5 — підвищувальна передача; 6 — ГДТ; 7 — Т; 8 — порожнина для робочої рідини; 9 — шліци турбінного вала; 10 — диск турбінного вала; 11, 13 й 15 — зубчасті передачі; 17, 19 й 20 — шестірні зубчастої передачі; 18 — вихідний вал

Вхідний вал 1 через підвищувальну передачу 5 обертає Н. ГДТ постійно заповнений маслом. Т 7 пересувається в осьовому напрямку на шліцах 9 по турбінному валу. Пересування в осьовому напрямку здійснюється робочою рідиною при заповненні й випорожненні порожнини 8, яка розташовується між Т 7 і диском 10, жорстко посадженим на турбінному валу. Специфічну конструкцію має Т з двома рядами лопатей. Протягом перемикання ступенів передачі Т зміщується вліво й до кола циркуляції вводиться другий ряд лопатей Т спеціального профілю, який відрізняється від профілю робочих лопатей. Дане переміщення розриває силовий потік для вільного перемикання ступенів швидкості й створення зворотного крутного моменту для забезпечення швидкого гальмування ведених частин і синхронізацію обертальних мас в коробці передач. Таким чином, Т виконує функції швидкодіючої вимикаючої муфти.

Від Т обертання передається чотириступеневій коробці швидкостей, що складається з трьох пар шестірень 11, 13 й 15, які постійно перебувають в зачепленні. Зміна передач здійснюється включенням кулачкових муфт 2, 3, 4, 12, 14, 16. Включення відбувається автоматично залежно від співвідношення між швидкістю тепловоза й навантаженням дизеля в момент пересування Т в осьовому напрямку. Шестірні зубчасті передачі 17 й 19 зчеплені з шестірнею 20, що кріпиться до вихідного вала 18 для забезпечення реверсування ходу тепловоза. Характеристика ККД гідропередачі подібна до характеристики, наведеної на рис. 6.2, але складається із чотирьох параболічних зон в інтервалі вигідних передатних відношень.

Основна перевага ГДТ типу Mekidro полягає у здатності роз'єднати силовий кінематичний зв'язок дизеля з колісними парами тепловоза, що сприяло появі компактних, легких і економічних гідропередач з одним ГДТ, з'єднаним з багатоступінчастою механічною коробкою швидкостей.

Інші типи ГДТ у тепловозобудуванні застосовувалися рідше. Кожний з розглянутих ГДТ і варіантів поєднань гідроапаратів може мати однаково високий у порівнянні з

іншими ККД. Передбачалося, що область високого ККД й діапазон регулювання КГТ буде ширшим за інші типи. ГДТ із поворотними лопатями Н забезпечують у певних межах можливість зміни потужності й навантаження на дизель. Проте існувала потреба у додатковому керуванні пересувного пристрою, який спричиняв певне погіршення потоку рідини.

ГДТ звичайної триколісної конструкції одержали найбільше поширення в тепловозобудуванні. Вони забезпечують найвищу експлуатаційну надійність із вузьким діапазоном регулювання. Найбільш потужні тепловозні гідропередачі, створені в минулому, й дотепер базуються на застосуванні саме таких ГДТ.

Контрольні питання

1. Чому використання одного гідроапарату в гідравлічній передачі тепловоза без коробки швидкостей є неприйнятним?

2. Яким чином КГТ вдається розширити діапазон економічної роботи тепловоза?

3. В чому полягає особливість функціонування муфт вільного ходу?

4. Поєднання яких гідроапаратів у гідропередачі дозволяє розширювати економічний діапазон тепловоза?

5. Поясніть конструктивні особливості ГДТ системи Lysholm-Smith.

6. За рахунок яких конструктивних відмінностей гідропередачі Maybach-Mekidro вдається досягнути економічного діапазону тепловоза?

7. Підрахуйте економічний діапазон тепловоза, гідропередача якого складається з гідроапаратів:

— двох ГДТ ($i = 0,28 \div 0,46$) і однієї ГМ ($i = 0,82 \div 0,98$);

— одного ГДТ ($i = 0,28 \div 0,46$) й двох ГМ ($i = 0,82 \div 0,98$);

— трьох ГДТ ($i = 0,28 \div 0,46$);

— одного КГТ з двоступеневим НА з врахуванням роботи ГМ ($i = 0,35 \div 0,96$).

Порівняйте отримані економічні діапазони й зробіть висновок.

7. Класифікація й опис багатошвидкісних гідравлічних передач тепловозів

ГДП тепловозів діляться на дві основні групи: *багатошвидкісні гідравлічні передачі* (БГП) й *багатошвидкісні гідромеханічні передачі* (БГМП) [12, 19, 22].

У БГП потужність передається за допомогою гідравлічних апаратів —ГДТ і ГМ.

На рис. 7.1 наведена класифікація БГП.

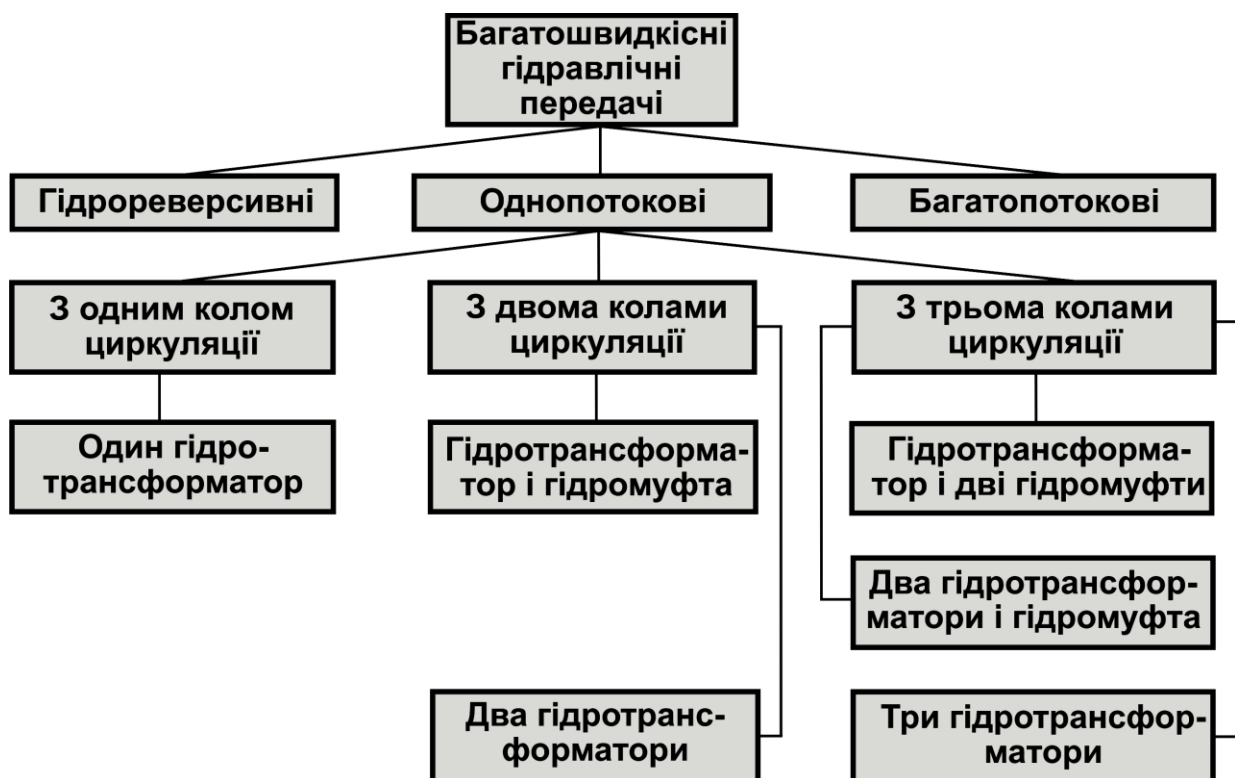


Рис. 7.1. Класифікація БГП

7.1. Особливості конструкції та принципу дії однопотоківих багатошвидкісних гідравлічних передач

Переважна більшість існуючих БГП відноситься до *однопотоківих передач*, у яких вся потужність дизеля передається єдиним силовим потоком. Гідроапарати (ГДТ і ГМ) працюють в передачі тепловоза послідовно. Вмикання й вимикання ГДТ або ГМ здійснюється шляхом наповнення або випорожнення його кола циркуляції насосом передачі.

При оптимальному суміщенні процесів випорожнення й наповнення за допомогою нескладної автоматики досягається порівняно швидко (3 — 5 с) й надійне перемикання швидкостей без зниження сили тяги. Рушання з місця й розгін завжди здійснюється на ГДТ. На холостому ході, стоянці або під час руху резервом усі кола циркуляції випорожнюються. З огляду на те, що H всіх ГДТ і ГМ передачі кінематично пов'язані з валом дизеля, а T — з колісними парами тепловоза, робота кожного гідроапарата впливає на всі вузли передачі тепловоза. Хоча передача тепловоза називається гідравлічною, до її складу обов'язково включають низку механічних вузлів: редуктори, турбінний вал, карданні вали, механічні муфти тощо, які називаються «механічною трансмісією» тепловоза.

Будь-яка БГП локомотива складається з трьох основних частин: підвищувального редуктора, гідравлічної частини передачі (гідроапаратів, насосного вала) й механічної трансмісії, яка пов'язує гідравлічну частину передачі й колісні пари локомотива (рис. 7.2).

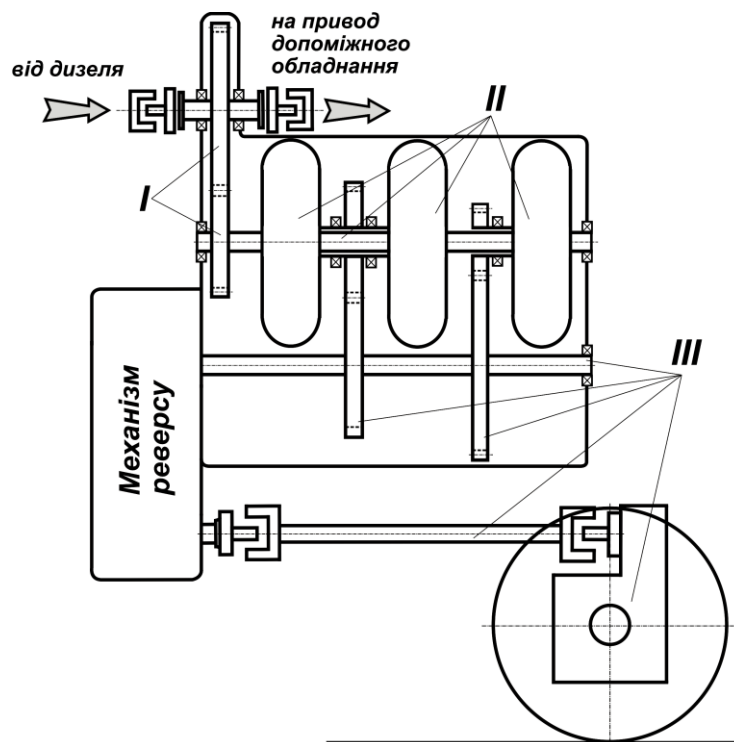


Рис. 7.2. Складові частини БГП:
 I — підвищувальний редуктор; II — гідравлічна частина передачі; III — механічна трансмісія

Підвищувальний редуктор розміщують між колінчастим валом дизеля й насосним валом БГП тепловоза. Застосування цього редуктора дозволяє підвищити частоту обертання насосного вала передачі в порівнянні із частотою обертання колінчастого вала дизеля й суттєво зменшити масу й габарити БГП. Існує можливість змінювати передатне відношення редуктора (заміна шестірень) для раціонального узгодження характеристик спільної роботи дизеля й БГП. Тобто саму БГП можна застосовувати на тепловозах різної потужності, з різними типами дизелів, замінивши лише підвищувальний редуктор. Зазначені БГП дістали назву уніфікованих гідравлічних передач (УГП) і застосовувались на радянських маневрових тепловозах [4, 6, 17].

Гідравлічна частина передачі складається з двох-трьох ГДТ і ГМ, насосні частини яких механічно зв'язані між собою. Одноциркуляційна БГП із одним ГДТ без коробки швидкостей на тепловозах зустрічалася порівняно рідко, проте слід згадати БГП Maybach-Mekidro, у розробленні якої (1938 р.) на заводах Maybach брали участь фірми Voith й AEG. Дана БГП в 1950-60-х рр. набула широкого впровадження на залізницях ФРН, США, Великобританії внаслідок високих економічних, вагових і габаритних характеристик, які перевершували показники багатоциркуляційних БГП Voith, проте за експлуатаційною надійністю поступались останнім. Головний недолік передач Maybach-Mekidro полягав у складності конструкції системи автоматики й ГДТ із осьовим переміщенням Т, навантаженого повним крутним моментом, що вплинуло на поступову відмову залізниць від даної БГП.

На першому (пусковому) ступені швидкості багатоциркуляційних БГП застосовують лише ГДТ, на другому й третьому ступенях — як ГДТ, так і ГМ. Н усіх ГДТ і ГМ закріплені на насосному валу передачі, на якому також закріплене зубчасте колесо підвищувального редуктора. Т усіх гідроапаратів механічно пов'язані один з одним і працюють (передають енергію) на турбінний вал передачі. ГДТ забезпечує плавну (по гіперболі) зміну сили тяги на

колісних парах тепловоза. У БГП відсутня муфта зчеплення, запуск дизеля здійснюється при випорожнених гідроапаратах.

Механічна трансмісія забезпечує передачу механічної енергії обертання, реверсування (зміна напрямку руху) від вихідного вала ГДП на колісні пари тепловоза, кількість яких не може бути менше двох.

Гідравлічні й механічні частини БГП різних серій тепловозів суттєво відрізняються. Вибір певної кінематичної схеми БГП для тепловоза залежить від великої кількості факторів — призначення тепловоза, колісної формули, конструкційної швидкості, конструктивного виконання турбінного вала БГП тощо.

На тепловозах, автомотрисах, дизель-поїздах країн світу застосовують найрізноманітніші конструкції однопотоківих БГП, які умовно можна поділити на дві основні групи:

- однопотоківі БГП із *проміжним турбінним валом*;
- однопотоківі БГП із *загальним турбінним валом*.

Відмінною рисою конструкцій БГП із проміжним турбінним валом є використання в передачі трьох гідроапаратів, які утворюють три кола циркуляції. Два гідроапарати мають ідентичні характеристики й передають енергію на турбінний вал через різні редуктори, а третій гідроапарат разом з другим передають енергію на турбінний вал через спільний редуктор для одержання можливості реалізації заданого швидкісного діапазону. Дану конструкцію мають радянські й російські УГП, показники яких зведені до табл. 7.1, а також німецькі застарілі БГП [14].

У позначенні УГП чисельник дробу вказує на потужність N_e (к. с.) тепловозного дизеля, яка передається, перша цифра знаменника — кількість ГДТ, друга — кількість ГМ, третя — кількість режимів роботи передачі (маневровий і поїзний для промислових, вантажний і пасажирський — для магістральних тепловозів).

Однопотоківі трициркуляційні БГП із проміжним турбінним валом бувають трьох типів:

- БГП першого типу складені із ГДТ й двох ГМ. До них відносяться передачі Voith L37zu, а також УГП Муромського заводу потужністю 350 — 500 к. с. (рис. 7.3).

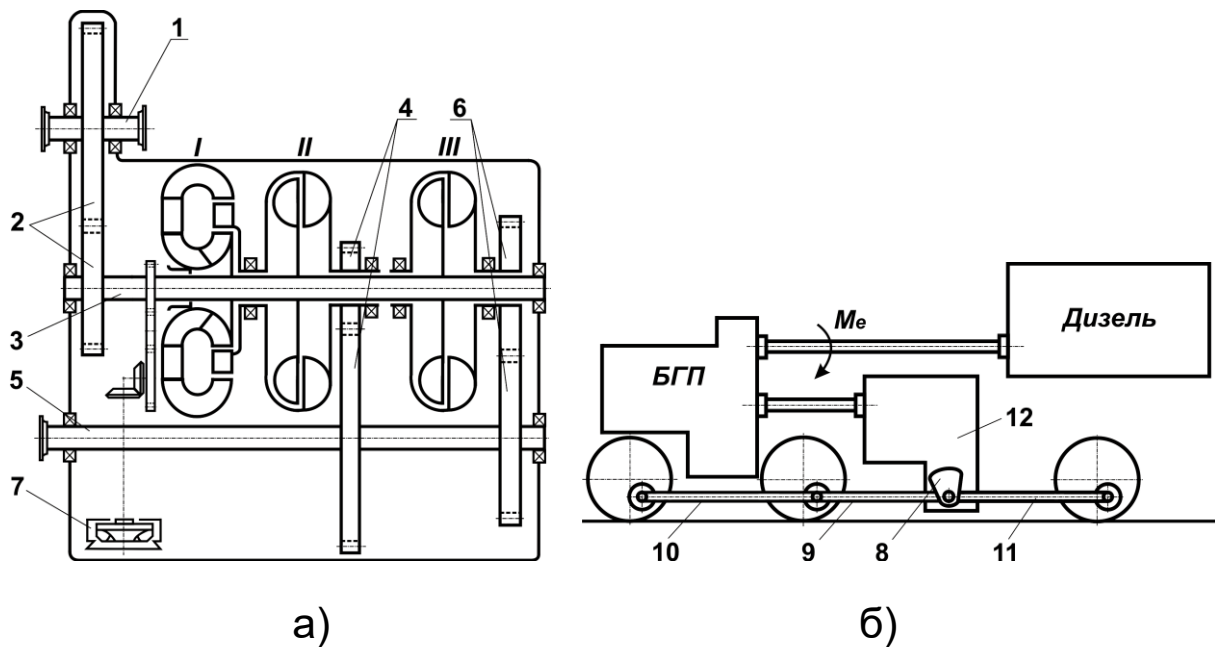


Рис. 7.3. Схема й розміщення БГП типу ГДТ+ГМ+ГМ на тепловозі:

а) трициркуляційна БГП типу ГДТ+ГМ+ГМ; б) схема розміщення вузлів БГП тепловозу ТГМ23; I — ГДТ першої ступені швидкості; II — ГМ другої ступені швидкості; III — ГМ третьої ступені швидкості; 1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор; 3 — насосний вал; 4 — редуктор першої й другої ступені швидкості; 5 — турбінний вал; 6 — редуктор третьої ступені швидкості; 7 — масляний насос; 8 — відбійний вал; 9 — середній спарник; 10 — задній спарник; 11 — передній спарник; 12 — реверс-режимний редуктор

Крутний момент від дизеля через муфту передається на вхідний вал 1. Підвищувальний редуктор 2 передає обертання насосному валу 3, на якому розміщені Н ГДТ (I) і ГМ (II й III). Т ГДТ I і Т ГМ II пов'язані між собою й через зубчасту передачу 4 передають обертання на турбінний вал 5. Т ГМ III передає обертання на турбінний вал за допомогою зубчастої передачі 6, яка має вище передатне відношення, ніж передача 4. Колінчастий вал дизеля обертає насосний вал із трьома Н. Тепловоз рушає з місця після заповнення робочою рідиною пускового ГДТ I насосом 7. Рух тепловоза із середніми швидкостями здійснюється на ГМ II, а вищий діапазон швидкості

реалізується ГМ III. Заповнення гідравлічних кіл циркуляції (ГДТ або ГМ) відбувається одночасно зі зливом за допомогою спеціальної системи автоматичного керування УГП залежно від швидкості руху тепловоза.

Далі від турбінного вала передачі механічна енергія передається на окремо розташований на рамі тепловоза реверс-режимний редуктор 12, який виконаний у вигляді багатоступінчастого механічного редуктора з двома режимами роботи — маневровий і поїзний. Останній режим використовується при виконанні локомотивом вивізної роботи й під час руху по магістральних коліях. Також до складу редуктора 12 входить конічний реверсивний механізм, призначений для зміни напрямку руху тепловоза, й відбійний вал 8, виконаний у вигляді ексцентрика [14]. Конструкція й розташування даного вузла на тепловозі ТГМ23 не є характерними для інших БГП. Далі від відбійного вала енергія передається до колісних пар тепловоза за допомогою спарників 9 — 11 і спеціальних пальців, які кріпляться на колісних центрах;

— БГП другого типу складаються з двох ГДТ й однієї ГМ. Таке виконання мала БГП Voith L217 (рис. 7.4), а також УГП Калузького машинобудівного заводу потужністю 750 — 1200 к. с. (рис. 7.5). Принцип роботи гідроапаратів є аналогічним попередній БГП. Зміна напрямку руху досягається за допомогою кулачкової муфти 8 (рис. 7.4), що переміщується по шліцах і може з'єднуватися з вихідним валом 11 або через зубчасту пару 9 реверса, або при зворотному ході через зубчасте зачеплення 10.

На вихідний вал УГП 750 — 1200 к. с. крутний момент передається через відповідні режимні й реверсивні шестірні. Уся система зубчатих коліс у вітчизняній термінології від гідроапаратів до вихідного вала називається *реверс-редуктором*. При передньому ході включається кулачкова муфта 7 (рис. 7.5), а при задньому — 8. Зубчасті колеса 4 й 9 перебувають в зачепленні постійно. Цей зв'язок позначений пунктирною лінією.

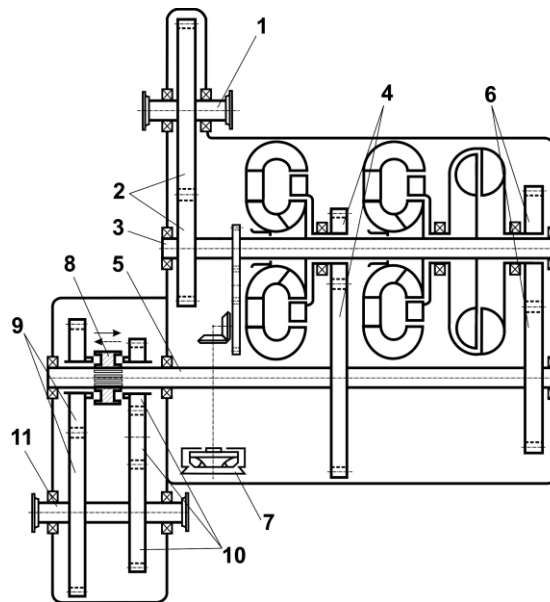


Рис. 7.4. Схема БГП типу ГДТ + ГДТ + ГМ:

1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор; 3 — насосний вал; 4 — редуктор першої й другої ступені швидкості; 5 — турбінний вал; 6 — редуктор третьої ступені швидкості; 7 — масляний насос; 8 — кулачкова муфта; 9, 10 — реверсивні шестірні; 11 — вихідний вал

Поїзний і маневровий режими створюються вмиканням кулачкових муфт 10 (під час руху вперед) і 11 (під час руху назад). Для вмикання поїзного режиму (високі значення швидкості внаслідок більшого передатного відношення) кулачкові муфти переміщуються вліво, а для маневрового (високі значення сили тяги внаслідок меншого передатного відношення) — вправо. При цьому створюється кінематичний зв'язок із вихідним валом через відповідну комбінацію з'єднання зубчастих коліс;

— БГП третього типу складені з трьох ГДТ, до них відносяться передачі Voith L36, Voith L306 й Voith L308 (рис. 7.6).

Принцип дії даної ГДП є аналогічним до описаних вище.

Розглянуті передачі були спроектовані в 50 — 60-ті рр. ХХ ст. й вважаються морально застарілими. Вони мають високу вагу й габарити, недостатню економічність й ресурс роботи в порівнянні з іншими типами БГП.

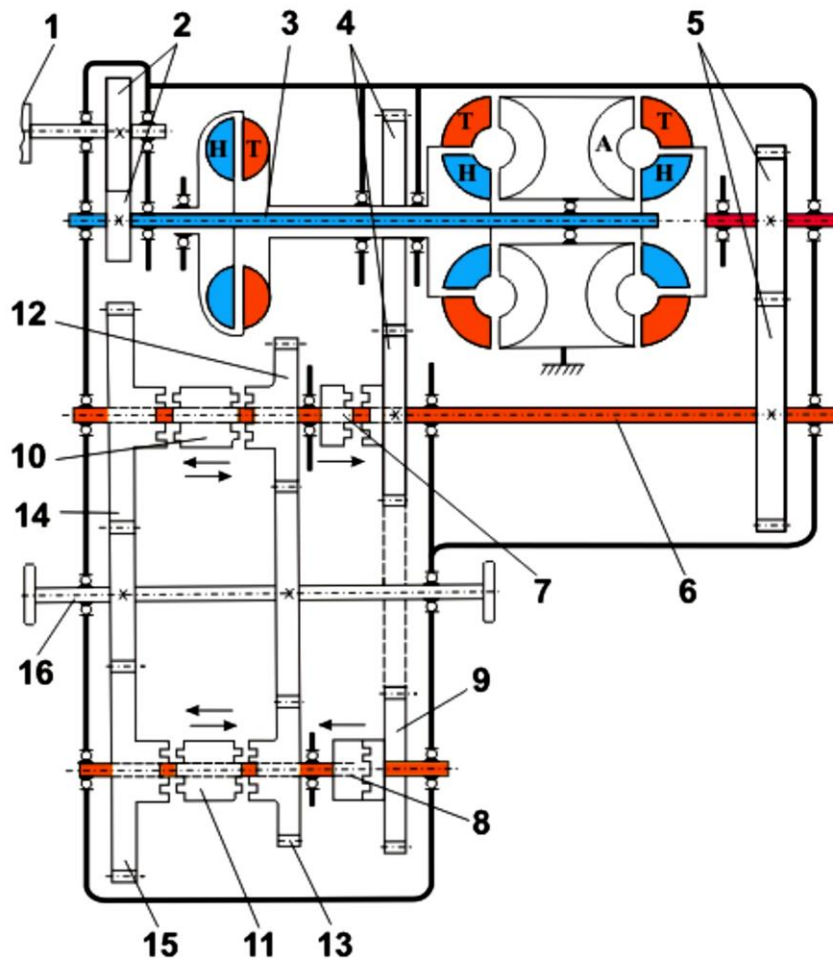


Рис. 7.5. Схема УГП 750 — 1200 к. с.:

1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор; 3 — насосний вал; 4 — редуктор другої та третьої ступені швидкості; 5 — редуктор першої ступені швидкості; 6 — турбінний вал; 7, 8, 10, 11 — кулачкові муфти; 9 — зубчасте колесо; 12, 13 — шестірні маневрового режиму; 14, 15 — шестірні поїзного режиму; 16 — вихідний вал

Більш прогресивними в практиці світового тепловозобудування є БГП із загальним турбінним валом, у конструкціях яких застосовуються два ГДТ (Voith L520, L620) або ГДТ+ГМ (Voith T211, T311) [21] з різними універсальними характеристиками, що дозволяє передавати потужність з ГДТ на реверсивні шестірні без використання механічних ступенів швидкості з різними передатними відношеннями. Такий тип БГП дозволяє зменшити масогабаритні показники на 20 — 25 %,

підвищити економічні показники й ККД БГП на 2 — 3 % (рис. 7.7).

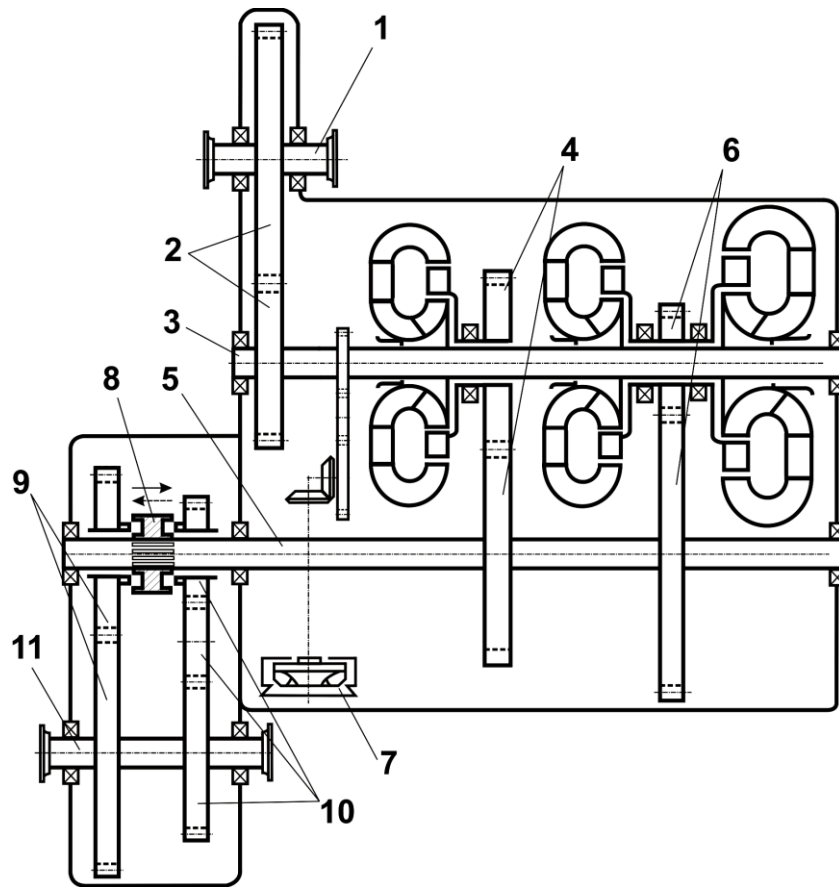


Рис. 7.6. Схема БГП типу ГДТ+ГДТ+ГДТ:

1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор; 3 — насосний вал; 4 — редуктор третьої ступені швидкості; 5 — турбінний вал; 6 — редуктор першої й другої ступені швидкості; 7 — масляний насос; 8 — кулачкова муфта; 9, 10 — реверсивні шестірні; 11 — вихідний вал

Конструктивне виконання реверсивного механізму серійних БГП із загальним турбінним валом відмінне від наведеного на рис. 7.7, проте принцип дії є незмінним.

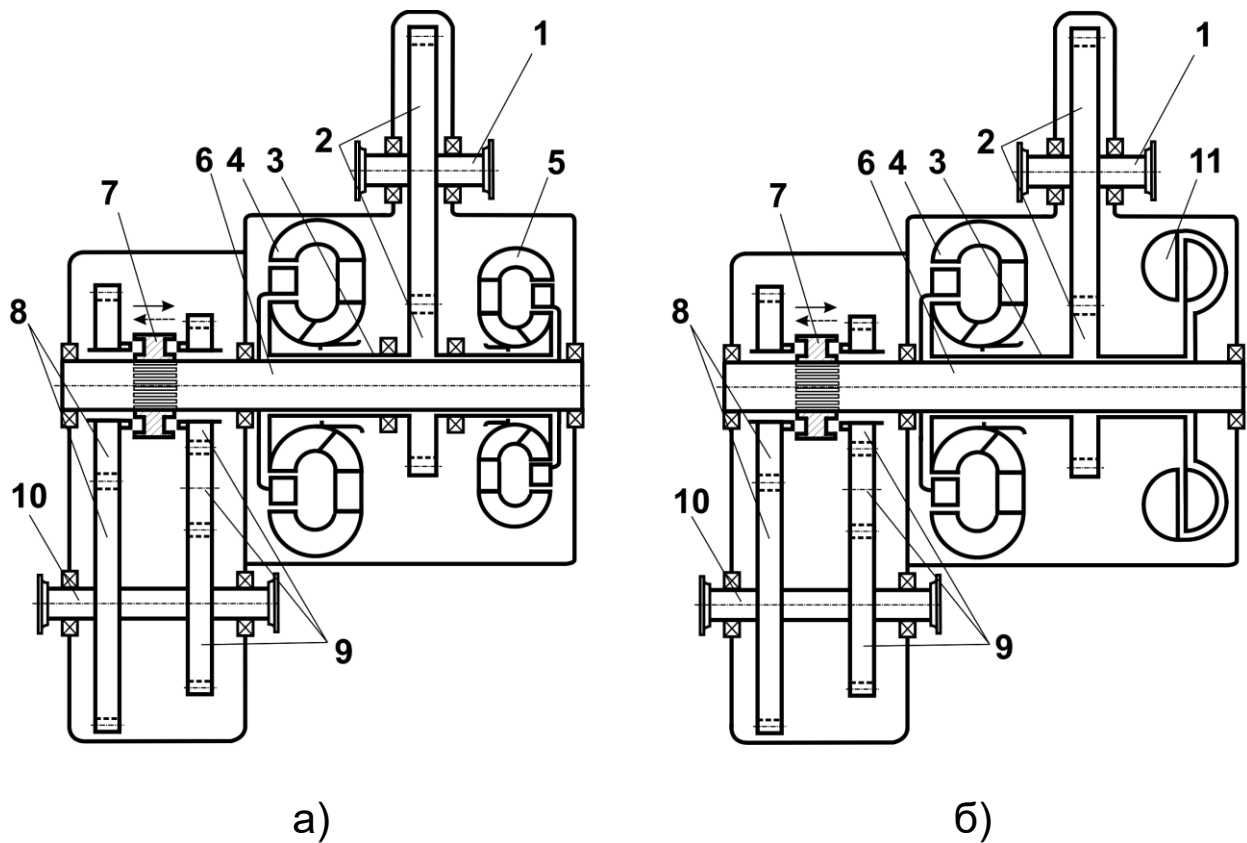


Рис. 7.7. Схема БПП типу ГДТ+ГДТ та ГДТ+ГМ:
 а) БПП типу ГДТ+ГДТ; б) БПП типу ГДТ+ГМ; 1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор; 3 — насосний вал; 4 — пусковий ГДТ; 5 — маршовий ГДТ; 6 — турбінний вал; 7 — кулачкова муфта; 8, 9 — реверсивні шестірні; 10 — вихідний вал; 11 — ГМ

7.2. Особливості конструкції та принципу дії гідрореверсивних передач

Одним зі шляхів істотного підвищення продуктивності маневрових і промислових тепловозів є застосування *гідрореверсивних передач* (ГРП). В деяких європейських країнах накопичений значний досвід використання тепловозів з такими передачами на маневровій роботі й технологічних перевезеннях у промисловості (рис. 7.8) [20]. В СРСР й Росії тепловози з таким типом передачі не будувалися. Була розроблена тільки сама ГРП в МІІТі.

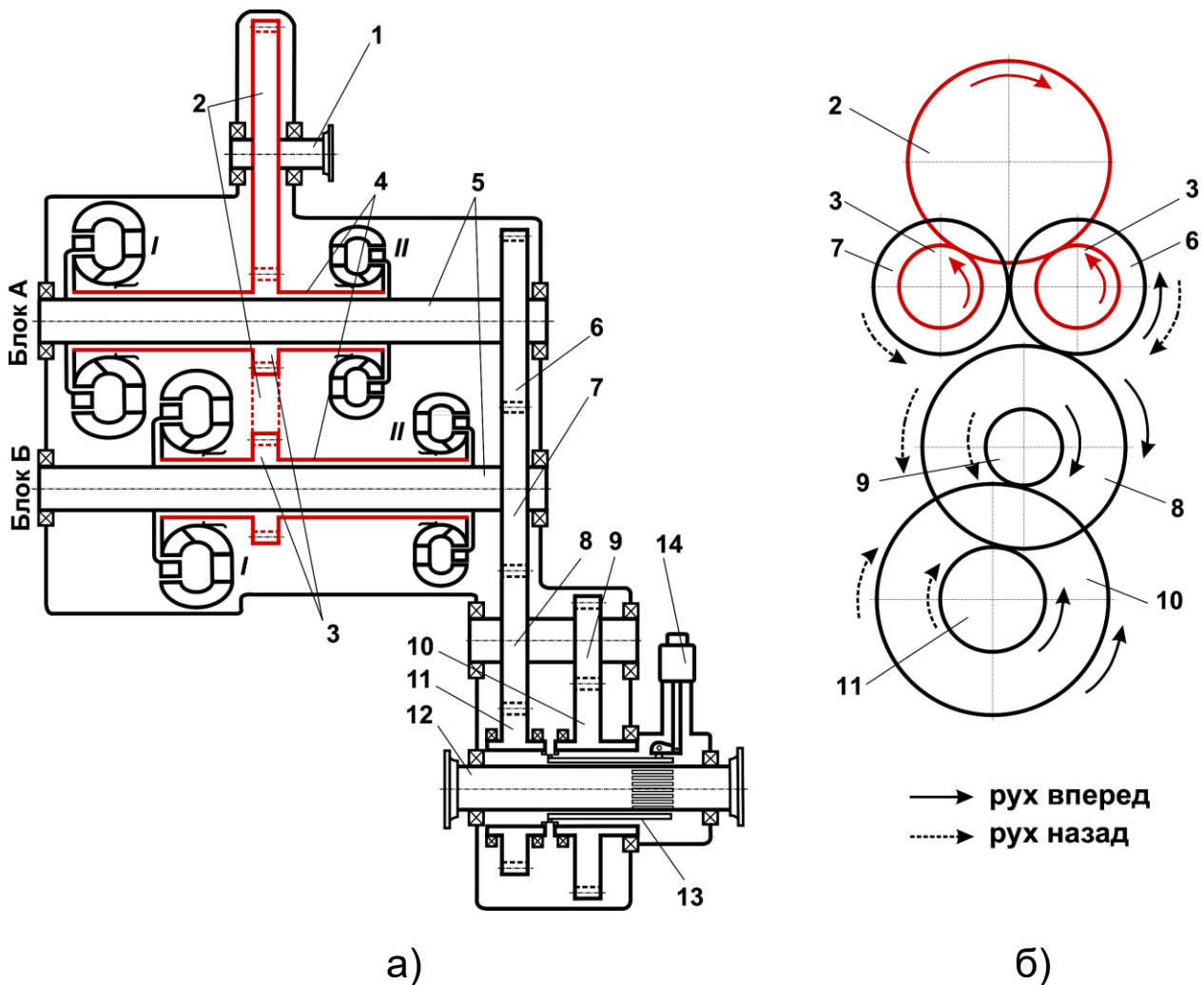


Рис. 7.8. Конструктивні особливості ГРП:

а) схема ГРП; б) схема визначення напрямку обертання шестірень ГРП; / — пускові ГДТ; // — маршові ГДТ; 1 — вхідний вал; 2 — зубчасте колесо підвищувального редуктора; 3 — шестірні підвищувального редуктора; 4 — насосні вали; 5 — турбінні вали; 6 — шестірня блоку А; 7 — шестірня блоку Б; 8 — зубчасте колесо проміжного вала; 9 — шестірня проміжного вала; 10 — зубчасте колесо маневрового режиму; 11 — шестірня поїзного режиму; 12 — вихідний вал; 13 — шліцьова муфта; 14 — механізм перемикання режимів руху

Робота ГРП заснована на властивості тепловозного ГДТ передавати енергію як у тяговому, так і у гальмовому режимах роботи тепловоза. ГРП складається з двох блоків насосних 4 й турбінних валів 5, а також пускових ГДТ / й маршових ГДТ //. У корпусі ГРП блоки розташовуються

паралельно в горизонтальній площині. Для підвищення доступності розуміння принципу дії ГРП на рис. 7.8, а) блоки розташовані паралельно у вертикальній площині. Шестірні 6 і 7 турбінних валів 5 знаходяться в зачепленні постійно. В роботі може перебувати й реалізовувати швидкісний діапазон пусковий і маршовий ГДТ лише одного з двох блоків, а ГДТ іншого блоку випорожнені. Одночасна робота ГДТ двох блоків у режимі передачі повного навантаження унеможлиблюється зв'язком шестірень 7 і 6, які обертаються в один бік. Отже, згідно з рис. 7.8, б), насосні вали 4 обертаються від підвищувального редуктора постійно в один бік. При рушанні з місця вперед наповнюється маслом пусковий ГДТ I блока А, а у вищому швидкісному діапазоні — ГДТ II блока А, а ГДТ блока Б випорожнені. Потужність передається з шестірні 6 на зубчасте колесо 8 проміжного вала й далі залежно від обраного режиму руху на вихідний вал 12 через шестірню 11 або зубчасте колесо 10. Зміна режиму руху досягається перемиканням шліцьової муфти 13 шляхом її горизонтального переміщення вліво або вправо режимним механізмом 14. В момент руху тепловоза резервом шліцьова муфта 13 займає нейтральне положення. У ГРП немає механічного реверса й кулачкових муфт його перемикання, які є «найслабкішою ланкою» в БГП. Функції реверса в такій передачі виконує один з блоків ГДТ. Колодкові гальма, якими оснащені всі тепловози країн світу, на тепловозах із ГРП виконують дублюючу, допоміжну роль, «страхуючи» гідродинамічне гальмування, й працюють, як гальма для стоянки. Для загальмовування залежно від швидкості руху в роботу вступає один з двох ГДТ блока Б. Відбувається наповнення ГДТ блока Б з поступовим зростанням гальмового моменту на шестірні 7, що сприяє зменшенню частоти обертання шестірні 6 й зупинці тепловоза. Зміна напрямку руху відбувається миттєво й тепловоз реалізує весь швидкісний діапазон у зворотному напрямку гідроапаратами блока Б. Для зупинки в режимі гідродинамічного гальмування тепер будуть використовуватись гідроапарати блока А.

Багаторічний закордонний досвід експлуатації промислових і маневрових тепловозів із ГРП довів економічну доцільність застосування таких передач на тепловозах. У порівнянні із БГП із механічним реверсом ГРП дають можливість:

- підвищити продуктивність тепловозів на 20 %;
- знизити зношування бандажів колісних пар на 15 %, істотно скорочувати витрату гальмових колодок (приблизно в 20 разів);
- зменшити експлуатаційні витрати на утримання й ремонт екіпажної частини тепловозів;
- підвищити експлуатаційну надійність тепловозів;
- підвищити безпеку руху.

До недоліків ГРП слід віднести: помітне збільшення (майже на 30 %) вагових і габаритних показників і деяке зниження паливної економічності тепловозів у порівнянні з тепловозами, обладнаними БГП із загальним турбінним валом і механічним реверсом. Поява в передачі додаткового блоку збільшує в два рази кількість ГДТ і лопатевих коліс, які постійно обертаються під час руху тепловоза, що приводить до збільшення так званих вентиляційних втрат у передачі й деякого зниження її ККД. Інакше кажучи, Н й Т трьох (із чотирьох) ГДТ із випорожненими колами циркуляції працюють, як вентилятори, переганяючи повітря по лопатевих системах, а на виконання передачею цієї «шкідливої» роботи витрачається певна потужність дизеля.

7.3. Особливості конструкції та принципу дії багато-потоккових багатошвидкісних гідравлічних передач

Багатопотокові БГП тепловозів будувались в меншій кількості. У передачах такого типу до кожної рушійної осі тепловоза або групи осей потужність передається через окремі ГДТ. Істотною ознакою багатопотокових БГП є незалежність обертання вихідних валів БГП [1].

Існує два напрямки розвитку типів силових передач, що використовуються у візкових тепловозах:

— при наявності на рамі тепловоза одного двигуна, з'єднаного з однопотоковою БГП схемою передачі потужності, механічно пов'язаними через вали виявляються не тільки осі одного візка, але й усі осі обох візків. У тепловозів із двома двигунами на одній рамі й двома однопотоковими БГП валами пов'язуються осі одного візка;

— потужність на вході в БГП ділиться на декілька силових потоків, які на виході з передачі підводяться до осей або груп осей незалежно один від одного. У порівнянні з однопотоковими БГП цей тип БГП залежно від поділу потужності на дві або три частини можна назвати дво- або трипотоковими БГП, тобто багатопотоковими БГП.

У декількох колах циркуляції H обертаються синхронно від однієї підвищувальної передачі. Т паралельно працюючих кіл циркуляції й інші частини передачі є повністю самостійними. Отже, істотною ознакою багатопотокового типу БГП є незалежність ведених валів.

Кожен потік передає лише частину потужності, тому елементи конструкції потоку розраховуються тільки на цю частину потужності. Виконання БГП ролі не грає, тобто потрібний режим руху може досягатися або окремим ГДТ із багатошвидкісною коробкою швидкостей, або декількома колами циркуляції, які включаються послідовно в дію шляхом наповнення й випорожнення. Вид кола циркуляції також не важливий — ступені швидкості можуть бути утворені винятково ГДТ або ГДТ+ГМ.

Найважливішим з багатопотокових БГП слід вважати двопотоковий тип БГП, бо поділ потужності на два потоки відповідає конструктивній схемі й особливостям тепловоза з двома візками. Різновид конструктивного виконання, який за наявності одного двигуна й однієї двопотокової БГП дозволяє обертати колісні пари двох візків незалежно один від одного, наведений на рис. 7.9.

Такою передачею досягається незалежний поділ потужності, що відповідає застосуванню двох двигунів, до кожного з яких підключається однопотокова БГП. Можливі труднощі відносно однакового використання потужності кожного двигуна, які виникають при механічному зв'язку

осей, в розглянутому виконанні не спостерігаються. Двопотокова БГП (рис. 7.9) встановлена на німецьких вантажо-пасажирських тепловозах Voith 30CC, 40CC (2006 р.). Різновид, при якому на одній головній рамі встановлені два двигуни й дві двопотокові БГП, широкого розповсюдження не набув.

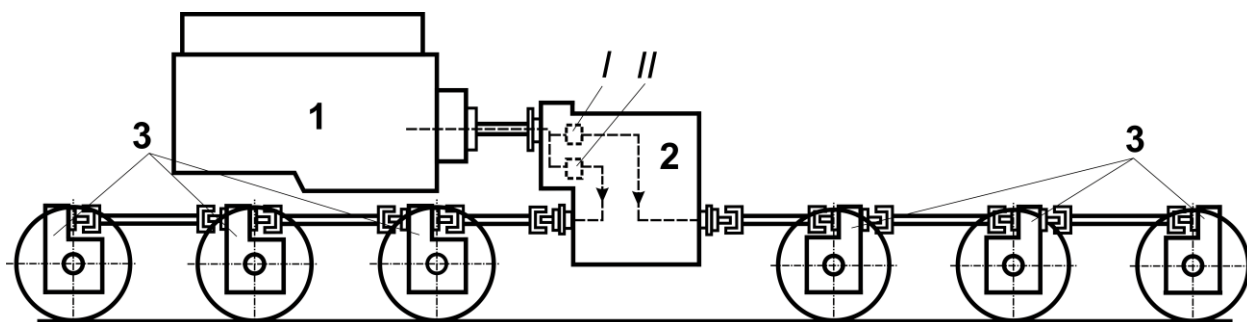


Рис. 7.9. Принцип поділу потужності у двопотоковій БГП:

I, II — перший та другий потоки передачі потужності;

1 — дизель; 2 — двопотокова БГП; 3 — осьові редуктори

Автономність вихідних валів БГП дозволяє відзначити такі переваги цих схем:

— діаметри бандажів колісної пари або групи колісних пар одного візка не залежать від діаметрів бандажів колісних пар іншого візка. Якщо БГП складається тільки з ГДТ, то допустимі відхилення діаметрів коліс визначаються не умовами роботи БГП, а величиною дозволеного прокату. Нові колісні пари й колісні пари з допустимим значенням зносу бандажів можуть одночасно працювати в різних потоках БГП, тобто досягнута майже абсолютна їх незалежність. Обточування колісних пар окремих потоків БГП для уникнення перевантажень осьових передач і карданних валів не потрібне, що дозволяє економити метал й ремонтні витрати колісних пар;

— кола циркуляції й деталі багатопотокових БГП, окрім карданних валів деяких типів БГП, мають абсолютно однакові розміри. Внаслідок відсутності додаткових навантажень автоматично досягається більша довговічність передач;

— боксування групи осей, які приводяться одним потоком БГП, не поширюється на іншу групу осей іншого потоку БГП, які продовжують працювати з повним навантаженням на відміну від електропередачі;

— в двопотоковій БГП для кожного потоку потужності використовуються деталі менших розмірів, ніж в однопотокових БГП;

— поділом потужності БГП в експлуатації досягається можливість вимкнення у випадку несправності відповідного потоку шляхом припинення наповнення або перекриття лопатей гідроапаратів, або відключення відповідного карданного вала шляхом переведення муфти реверса в нейтральне положення. Це дозволяє продовжувати експлуатацію на заниженій потужності (50 — 75 %), залежно від кількості справних потоків;

— багатопотокові БГП володіють вищою чутливістю регулювання сили тяги. Відомо, що сила тяги, яка реалізується тепловозами з однопотоковими БГП, при повній кількості обертів дизеля є значно вищою за допустиме значення по зчепленню коліс із рейками. Кількість обертів холостого ходу дизеля прагнули знижувати настільки, наскільки це технічно можливо за умовами крутильних коливань колінчастого вала. Кількість обертів холостого ходу й повного навантаження перебувають у співвідношенні 1:2. Навіть при досягненні сприятливого співвідношення 1:3 найменша сила тяги при русанні з місця становить лише 11 % максимальної сили тяги. Передача, виконана за схемою на рис. 7.9, дозволяє знижувати початкову силу тяги до 5,5 % максимальної. Для цього на першій ступені швидкості слід вмикати тільки один потік передачі потужності;

— якщо при перемиканні ступенів існує перерва сили тяги, то двопотокові БГП можуть перемикати ступені потоків по черзі. Послідовне перемикання супроводжується лише деяким падінням сили тяги.

Проте багатопотоковим БГП у порівнянні з однопотоковими БГП властиві низка недоліків:

- групи осей, що мають окремий привод, у порівнянні з груповим приводом у більшій мірі зазнають боксування;
- багатопотокові БГП мають більшу кількість деталей, що підвищує ймовірність виходу з ладу окремих елементів;
- багатопотокові БГП вимагають додаткових витрат мають вищу вагу.

Поділ потужності на два потоки вимагає паралельного розташування обох кіл циркуляції. Вхідний вал розташовується посередині між насосними валами.

На рис. 7.10 наведені порівняльні розміри однопотокової й двопотокової БГП. Загальна вартість підшипників і зубчастих коліс майже однакова для двопотокової й однопотокової передач.

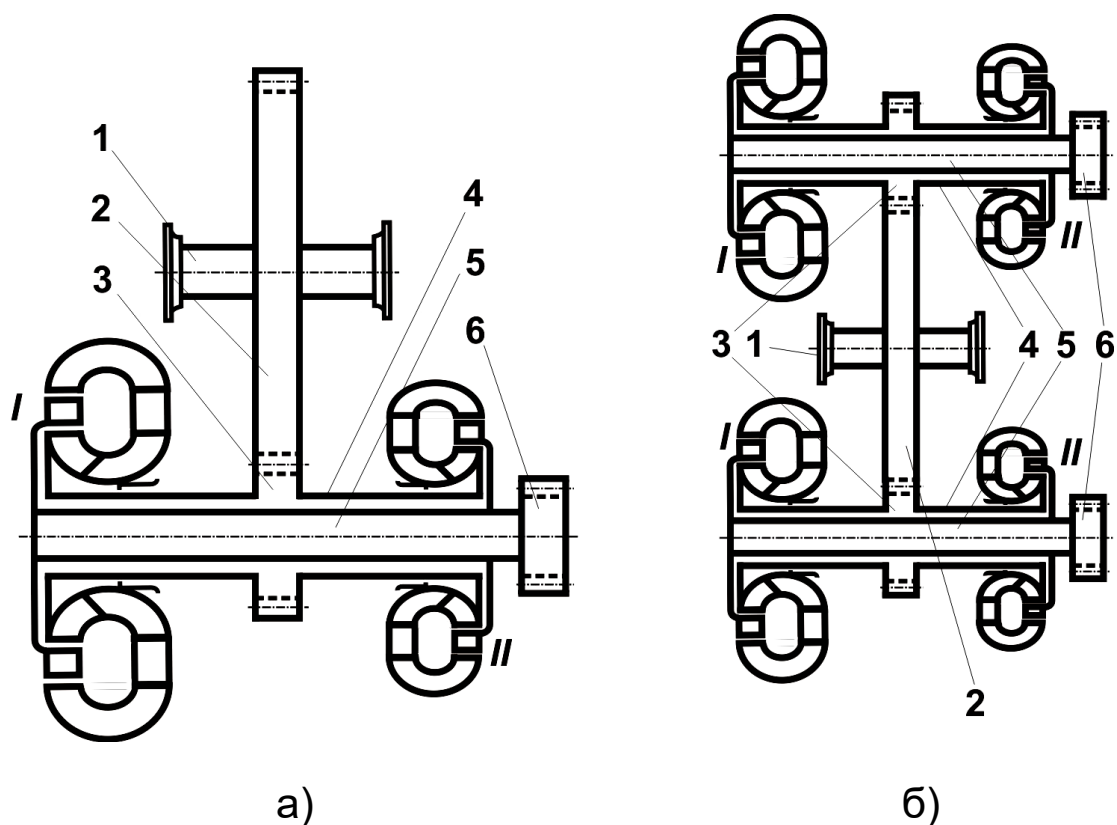


Рис. 7.10. Порівняльні розміри однопотокової й двопотокової БГП:

а) однопотокова БГП; б) — двопотокова БГП; / — пусковий ГДТ; // — маршовий ГДТ; 1 — вхідний вал; 2 — зубчасте колесо підвищувального редуктора; 3 — шестірня підвищувального редуктора; 4 — насосний вал; 5 — турбінний вал; 6 — реверсивна шестірня

Для зменшення ваги, габаритних розмірів і вартості передачі слід гранично знижувати розміри кіл циркуляції. Розміри ущільнень, підшипників, болтових з'єднань й зазорів скорочуються непропорційно зміні потужності. Довжина при половинній потужності скоротиться до 80 %. Щоб коло циркуляції з активним діаметром, зменшеним до 71 % діаметра кола циркуляції однопотокової БГП, передавало половинну потужність, швидкість обертання насосного вала має бути збільшена на 40 %. Діаметри й ширина зубчастого колеса й шестірень вхідного й насосного валів зменшуються до 30 %.

До елементів трансформації крутного моменту приєднується механізм зміни напрямку руху. Механізм реверса нараховує п'ять циліндричних шестірень, які розташовуються на трьох валах (рис. 7.4, 7.6, 7.7) і в двох площинах, і забезпечує зачеплення двох і трьох шестірень. Для двопотокової БГП слід встановлювати два реверсивних механізми, проте вдається досягти істотного спрощення. На рис. 7.11 поданий найпростіший випадок, коли реверс примикає безпосередньо до кіл циркуляції. Реверсивний механізм складається з шести циліндричних шестірень 4, 5, 7, 8, 10, 11, розміщених на чотирьох валах 3, 12, 13, два з яких є вхідними, а інші вихідними валами реверса. З огляду на автономність вхідних і вихідних валів, чотири вали реверса є абсолютним мінімумом, при якому досягається незалежність роботи обох потоків передачі.

Шестірні, як і у звичайному реверсі, розташовуються найпростішим чином у двох площинах, причому в обох випадках між площинами двох шестірень вбудовані двосторонні кулачкові муфти вмикання. Перший напрямок руху досягається з'єднанням шестірень 4 й 5 кулачковою муфтою 6 з вихідним валом 13 і з'єднанням шестірень 11 й 10 муфтою 9 з вихідним валом 12. Другий напрямок руху досягається за допомогою шестірень 11, 10, 7 і муфти 6, яка з'єднує шестірню 7 і вихідний вал 13. Шестірні 4, 5, 8 і муфта 9 передають потужність потоку на вихідний вал 12. Коли муфти вмикання перебувають в нейтральному положенні, обидва вихідні вали відключаються. Зуби п'яти шестірень

реверсивного механізму однопотокової БГП розраховуються на повну потужність, а шість шестірень двопотокової БГП повинні розраховуватися на половину потужність.

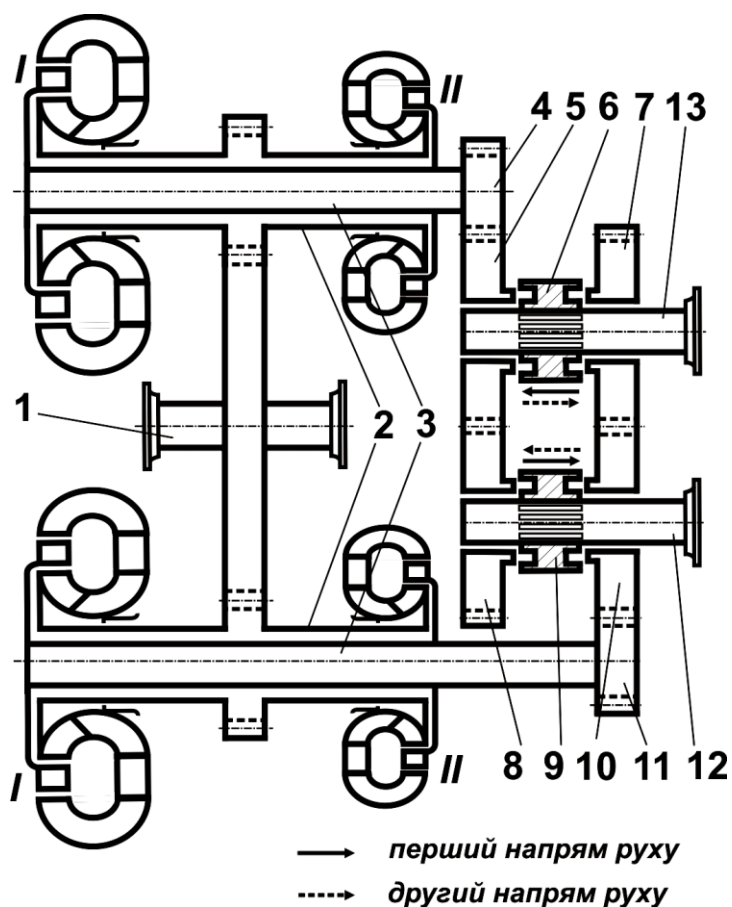


Рис. 7.11. Схема багатопотокової БГП із шістьма реверсивними шестірнями:

- I* — пусковий ГДТ; *II* — маршовий ГДТ
- 1 — вхідний вал;
- 2 — насосний вал; 3 — турбінний вал;
- 4, 5, 7, 8, 10, 11 — реверсивні шестірні;
- 6, 9 — кулачкові муфти; 12, 13 — вихідні вали

7.3.1. Особливості конструкції та принципу дії багатопотокової багатошвидкісної гідравлічної передачі тепловозів Krupp

Починаючи з 1953 р., на заводах фірми Krupp (Західна Німеччина) почався випуск тепловозів потужністю 1200/1100 к. с. з осьовою формулою $2_0 + 2_0 + 2_0$ (рис. 7.12) з

трипотокowymi БГП із ГДТ системи Lysholm-Smith, які призначалися для експорту до Алжиру й Бразилії. Конструктивною особливістю даних тепловозів була наявність двох БГП (рис. 7.13), які склалися з трьох ГДТ кожна. Ступені швидкості реалізовувались за допомогою перемикання зубчастих коліс, які передбачені окремо для кожного ГДТ і разом з реверсом утворювали додаткову передачу. Мультиплікатор змонтований разом із ГДТ в одному звареному корпусі й укріплений на головній рамі. Від БГП виходять три вали, які обертаються трьома додатковими передачами й підтримуються укріпленими в рамі підшипниками. Два вали йдуть до зовнішнього візка, а третій — до внутрішнього візка тепловоза. Така передача потужності з індивідуальним приводом нагадує електричну.

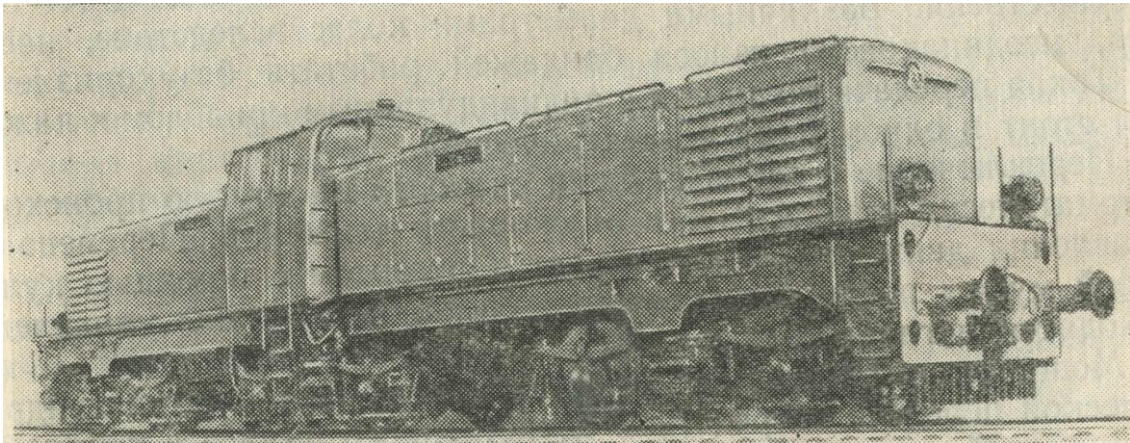


Рис. 7.12. Тепловоз потужністю 1200/1100 к. с. з двома трипотокowymi БГП (1953 р.)

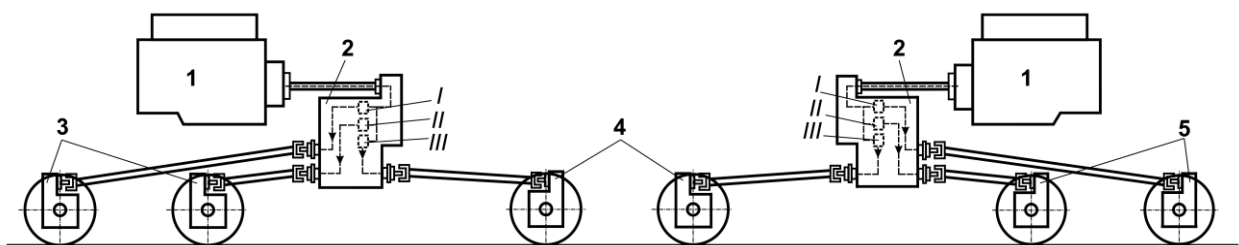


Рис. 7.13. Принцип поділу потужності в трипотокowych БГП: I, II, III — перший, другий, третій потоки передачі потужності; 1 — дизелі; 2 — трипотокowi БГП; 3, 5 — осьові редуктори зовнішніх візків; 4 — осьові редуктори внутрішнього візка

ГДТ системи Lysholm-Smith постійно заповнений маслом. В крайньому положенні лопаті перекривають одна одну (рис. 6.6, в), утворюючи замкнутий вінець, який перекриває циркуляцію масла й відключає ГДТ (холостий хід). Кожному положенню контролера машиніста відповідає певна ступінь відкриття лопатей. Сила тяги, яка реалізується при мінімальних обертах колінчастого вала дизеля, досягається шляхом повороту лопатей тільки на певну величину. Подальше збільшення потужності й сили тяги може здійснюватися за рахунок зміни кількості обертів колінчастого вала дизеля. У цей період вмикається автоматичне регулювання дизеля, що забезпечує подачу палива відповідно до навантаження. Кут повороту лопатей насосного колеса визначає величину потужності, що знімає з дизеля БГП. Якщо кут повороту лопатей буде великим, то з дизеля знімається висока потужність й регулятор збільшує подачу палива. Одночасно регулятор надсилає відповідний імпульс і лопаті Н повернуться у положення, при якому подача палива не перевищить встановленого граничного значення. Таким чином, під час руху тепловоза лопаті Н встановлюються автоматично залежно від режиму роботи дизеля, чим досягається розширення діапазону оптимальних значень ККД передачі.

Зазначена трипотокова БГП свого часу не набула поширення, бо надійність ГДТ системи Lysholm-Smith високої потужності була низькою. В конструктивному й технологічному виконанні розглянуті ГДТ є найбільш складними й дорогими.

Отже, з наведених міркувань випливає, що з метою створення економічної БГП конструктивні розміри кіл циркуляції, мультиплікатора й інших елементів, безпосередньо пов'язаних із трансформацією моменту, повинні визначатися виходячи як з потужності, так і з типу тепловоза.

Контрольні питання

1. Поясніть особливість й принцип дії однопотокових БГП.
2. Перерахуйте основні частини, з яких складаються БГП.
3. Наведіть конструктивні відмінності двох груп однопотокових БГП.
4. Якою особливістю володіють уніфіковані гідравлічні передачі?
5. Перерахуйте типи однопотокових трициркуляційних БГП.
6. Поясніть принцип дії реверса, який складається з п'яти шестірень.
7. Наведіть особливості принципу дії ГРП.
8. Наведіть переваги багатопотокових БГП і порівняйте їх з однопотоковими БГП.
9. Поясніть недоліки трипотокових БГП тепловозів Krupp.

8. Класифікація й опис багатошвидкісних гідромеханічних передач тепловозів

Багатошвидкісна гідромеханічна передача (БГМП) складається з гідравлічних апаратів і зубчастих коліс. Потужність передається послідовно або паралельно, в певній частині діапазону швидкостей тепловоза можлива передача потужності тільки гідравлічним або тільки механічним шляхом. БГМП мають властивості як гідравлічної, так і механічної передач. Перевага властивостей тієї або іншої передачі залежить від конструювання гідравлічних і механічних елементів [19].

У БГМП поєднуються головні позитивні якості БГП (безступінчастість) і механічної передачі (високий ККД).

У порівнянні із БГП БГМП володіють такими позитивними якостями:

- менші габарити й вага;
- більш високі середні значення ККД, особливо на часткових навантаженнях;
- менші вентиляційні й механічні втрати;
- швидкий процес перемикання швидкостей у БГМП при відпрацьованій автоматичі здійснюється за частки секунди, тоді як випорожнення й наповнення ГДТ БГП становить 3 — 5 с. На рис. 8.1 наведена класифікація БГМП.

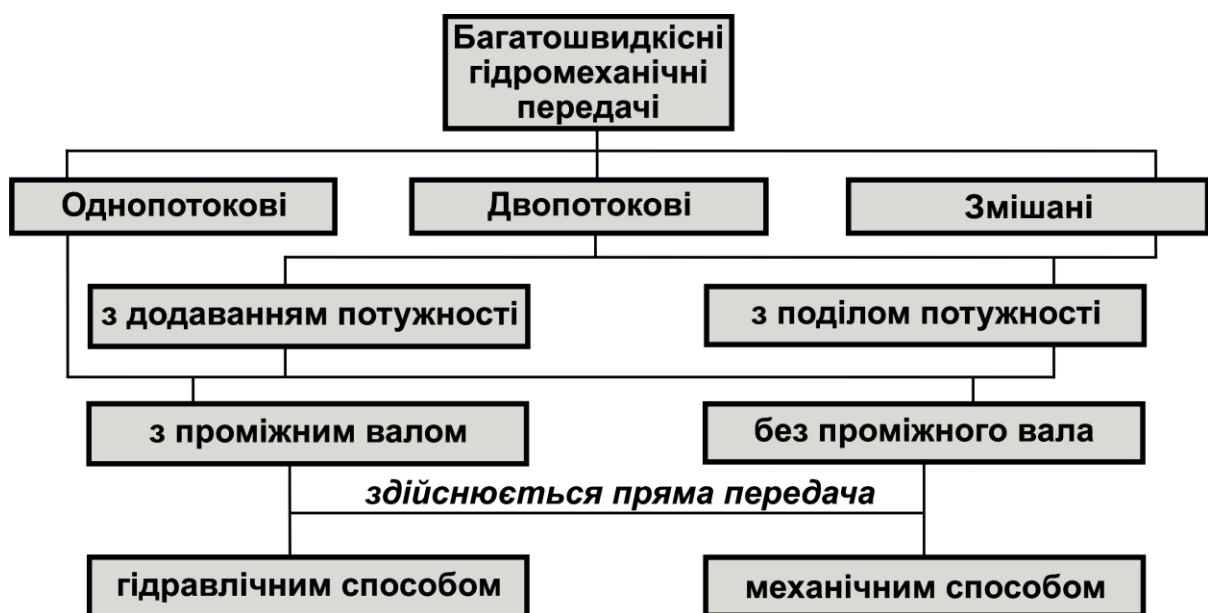


Рис. 8.1. Класифікація БГМП

8.1. Особливості конструкції та принципу дії однопотоккових багатошвидкісних гідромеханічних передач

До *однопотоккових БГМП* відносяться передачі, у яких вся потужність від дизеля до колісних пар тепловоза підводиться єдиним потоком, при цьому залежно від ступеня швидкості руху передача потужності відбувається через ГДТ і коробку швидкостей, а далі тільки через ГДТ або тільки механічним шляхом. До даного типу БГМП відносяться передача Voith-DIWA і передача дизель-поїзда Д₁.

В 1949 р. концерн Voith розробив перші модифікації однопоткової БГМП, яка отримала назву Voith-DIWA, що розшифровується як Differenzial-Wandler (диференціал-ГДТ), диференціал означає планетарний редуктор.

Планетарний редуктор — механічна система, яка складається з декількох планетарних шестірень (сателітів) 2, що обертаються навколо центральної, (сонячної) шестірні 3 (рис. 8.2). Планетарні шестірні фіксуються разом за допомогою водила 4. Планетарна передача може включати додаткову зовнішню коронну шестірню 1 (епіцикл), яка має внутрішнє зачеплення із планетарними шестірнями.

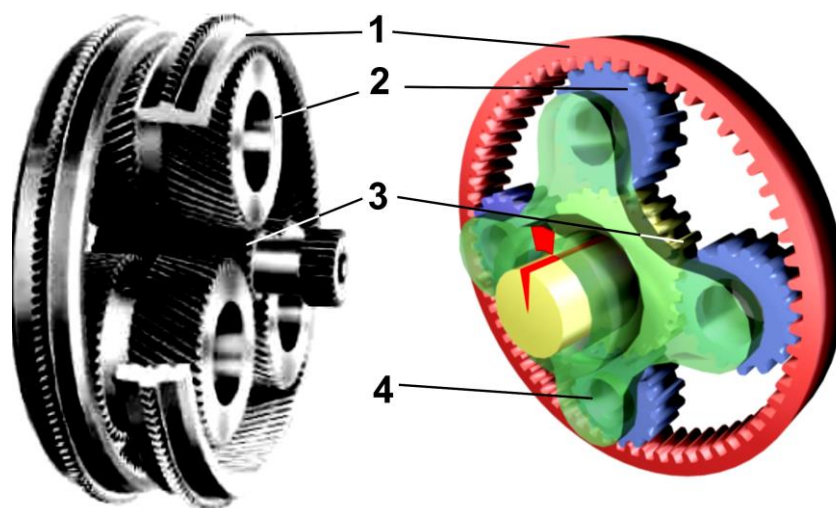


Рис. 8.2. Конструктивні особливості планетарного редуктора:

1 — епіцикл; 2 — сателіт; 3 — сонячна шестірня; 4 — водило

Передатне відношення такої передачі візуально визначити складно, бо система може обертатись декількома різними способами. Водило 4 жорстко фіксує осі декількох сателітів 2 однакових розмірів, що перебувають в зачепленні із сонячною шестірнею 3.

Коли планетарна передача працює як редуктор, то один із трьох її основних елементів фіксується нерухомо, другий елемент використовується як ведучий, а третій — як ведений. Таким чином, передатне відношення буде залежати від кількості зубів кожного компонента й від того, який елемент закріплений.

У випадку, коли водило зафіксоване й потужність підводиться через сонячну шестірню, сателіти обертаються на місці зі швидкістю, обумовленою відношенням кількості зубів сателіта до зубів сонячної шестірні (рис. 8.3). Якщо позначити кількість зубів сонячної шестірні z_1 , а кількість зубів сателітів z_2 , то передатне відношення буде визначатися $-z_1/z_2$, тобто якщо в сонячній шестірні 24 зуби, а в сателітів по 16 зубів, то передатне відношення буде становити $-24/16$, що означає поворот сателітів на 1,5 оберти в протилежному напрямку відносно сонячної шестірні.

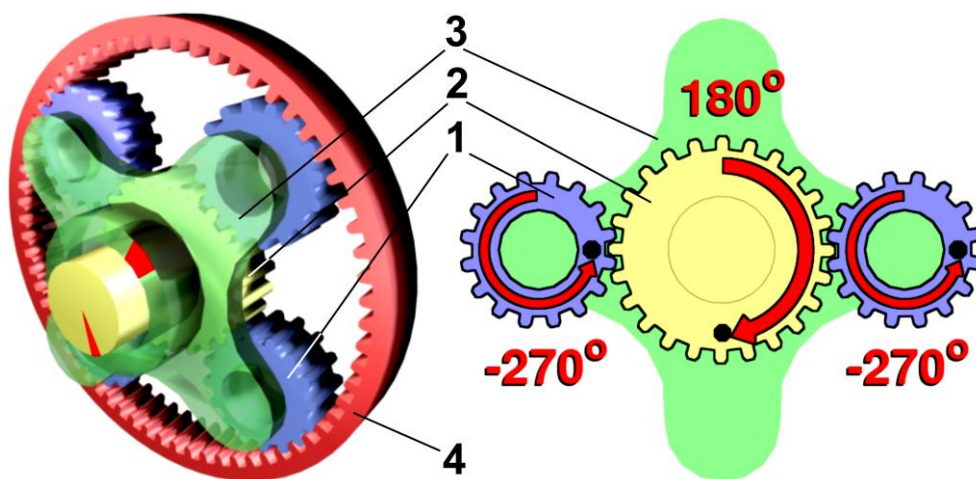


Рис. 8.3. Особливості взаємодії елементів планетарного редуктора:

1 — сателіт; 2 — сонячна шестірня; 3 — водило; 4 — епіцикл

Обертання сателітів може передаватися епіциклу з відповідним передатним відношенням. Якщо епіцикл має z_3 зуби, то він буде обертатися зі співвідношенням z_2/z_3 відносно сателітів (перед дробом мінус відсутній, бо внутрішнє зачеплення забезпечує обертання в один бік). Якщо епіцикл має 64 зуби, то передатне відношення становить 16/64. Отже, об'єднавши обидва приклади, отримаємо:

— один оберт сонячної шестірні забезпечує $-z_1/z_2$ обертів сателітів;

— один оберт сателіта забезпечує z_2/z_3 обертів епіциклу.

Отже, якщо водило заблоковане, загальне передатне відношення системи становитиме $-z_1/z_3$.

У випадку, якщо закріплено епіцикл, а потужність підводиться до водила, передатне відношення на сонячну шестірню буде більше одиниці й складе $1+z_3/z_1$.

Якщо закріпити епіцикл, а потужність підводити до сонячної шестірні, то потужність повинна зніматися з водила й передатне відношення буде дорівнювати $1/(1+z_3/z_1)$. Це найменше передатне відношення, яке може бути отримане в планетарній передачі. Такі передачі використовуються в тракторах і будівельній техніці, де слід реалізовувати високий крутний момент на колесах при невисокій швидкості.

Конструктивні особливості однопотокової БГМП Voith-DIWA наведені на рис. 8.4. В режимі холостого ходу всі фрикційні муфти розімкнені й передача потужності не відбувається. На першому ступені швидкості замикається фрикційна муфта 5 й муфта над сателітом 6, що забезпечує принцип поділу потужності між гідравлічною й механічною частинами для досягнення плавного рушання з місця з реалізацією високих тягових зусиль. Автоматичне перемикавання швидкостей залежить від швидкості руху й на другій ступені включається гальмо Н 2 й роз'єднується фрикційна муфта над сателітом 6. Передача потужності здійснюється лише механічним шляхом. При досягненні швидкості руху 50 % конструктивної, розмикається фрикційна муфта 5 й замикається фрикційна муфта 3 й реалізується третя ступінь швидкості.

При досягненні швидкості руху 70 % конструктивної, розмикається фрикційна муфта 3 й замикається фрикційна муфта 10 й реалізується четверта ступінь швидкості. Для реалізації реверсування однопотокова БГМП передає потужність за аналогією з першою ступеню швидкості гідравлічним й механічним шляхом при замкнених фрикційних муфтах 5 й 7. Гідродинамічне гальмування здійснюється замиканням муфт 5, 7 й гальма Н 2 для створення гальмового крутного моменту. Надмірне тепловиділення усувається теплообмінником 9.

Модифікації даної однопотокової БГМП, що являє собою компакту й економічну транспортну силову дизель-гідромеханічну установку з високим коефіцієнтом використання потужності в діапазоні робочих швидкостей, випускаються на вхідну потужність до 350 кВт і використовуються на автобусах й двовісних та чотиривісних рейкових автобусах [11, 21]

Однопотокова БГМП дизель-поїзда Д₁ (1964 р.) на низьких швидкостях руху (рис. 8.5) передає потужність дизеля через вхідний вал 1, підвищувальний редуктор 2, зубчасту пару 5, ГДТ 6, зубчасті пари 7 й 9 на вихідний вал 10 і далі на привод колісних пар [5]. На високих швидкостях руху вмикається фрикційні муфти 3 й 8, зливається масло з кола циркуляції ГДТ 6 і потужність дизеля передається через вхідний вал 1, підвищувальний редуктор 2, фрикційні муфти 3, 8, зубчасті пари 4, 9, вихідний вал 10. Таким чином, наведені пояснення ґрунтовно висвітлюють принцип дії однопотокової БГМП — на низьких швидкостях потужність передається гідравлічним й механічним шляхом, а на високих швидкостях гідравлічне коло виводиться й уся потужність дизеля передається лише механічним шляхом для реалізації максимально високого ККД.

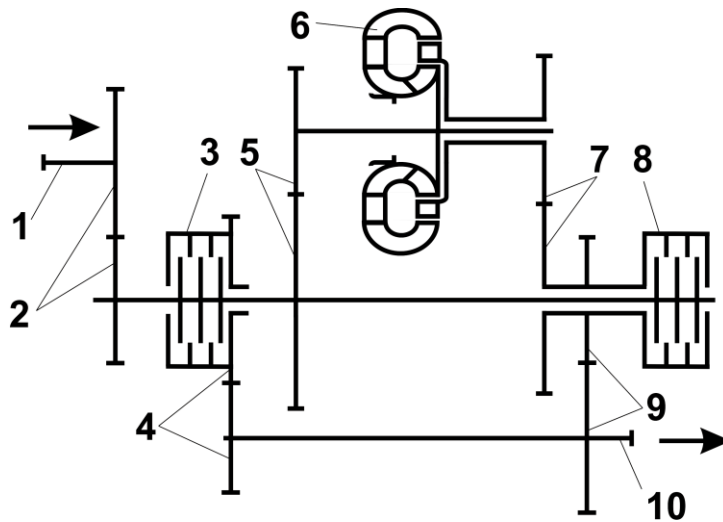


Рис. 8.5. Схема однопотокової БГМП дизель-поїзду Д₁:
 1 — вхідний вал; 2 — підвищувальний редуктор;
 3, 8 — фрикційні муфти; 4, 5, 7, 9 — зубчасті пари; 6 — ГДТ;
 10 — вихідний вал

8.2. Особливості конструкції та принципу дії двопотокових багатошвидкісних гідромеханічних передач

До *двопотокових БГМП* відносяться такі передачі, в яких потужність від дизеля до колісних пар тепловоза підводиться двома шляхами: механічним і через ГДТ. Залежно від того, де відбувається поділ потоку потужності — до або після ГДТ, двопотокові БГМП діляться на передачі з додаванням і поділом потужності. Додавання й поділ потужності виконують планетарні редуктори, поставлені до ГДТ (поділ потужності) або після ГДТ (додавання потужності). На серіях ТРС використовували в основному БГМП з додаванням потужності. В цьому випадку відсутні зафіксовані елементи планетарного редуктора. Два потоки потужності можуть підводитись до сонячної шестірні й епіциклу, а результуючий потік знімається з водила (рис. 8.6). До розглянутої схеми приєднують послідовно механічну коробку передач, що забезпечує необхідну кількість швидкостей (передачі з додаванням потужності — перші маневрові тепловози ТГМ2, ТГМ3, дослідний магістральний тепловоз ТГ100). Коробка передач може бути

як планетарна, так і з послідовним зачепленням зубчастих коліс (рис. 8.7).

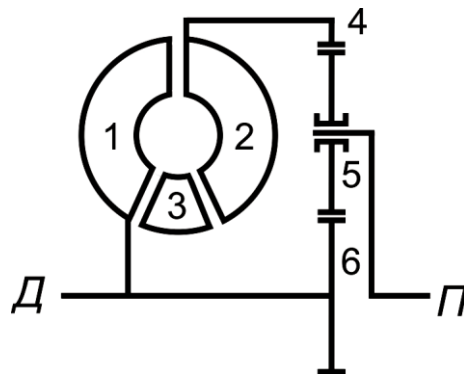


Рис. 8.6. Двопотокова БГМП з додаванням потужності:
 Д — дизель; П — механічна коробка передач; 1 — Н; 2 — Т;
 3 — НА; 4 — епіцикл; 5 — сателіт; 6 — сонячна шестірня

За планетарним редуктором розміщена механічна коробка передач із двома ступенями швидкості й двома режимами: маневровим і поїзним. При маневровому режимі, тобто при зачепленні шліцьової муфти на валу 18 із шестірнею 23, максимальна швидкість тепловоза становила 30 км/год, а при поїзному режимі, коли муфта на валу 19 з'єднується із шестірнею 22, швидкість тепловоза підвищується до 62 км/год. Реверсування здійснюється вмиканням муфт із шестірнями 23, 26 (передній хід) і 22, 25 (задній хід).

Зміна режимів і перемикання реверса здійснюється за допомогою пневматичних циліндрів 16 й 30 лише при зупинці тепловоза [10].

Перемикання ступенів швидкості здійснюється за допомогою дискових фрикційних муфт 12 й 15 з автоматичним керуванням залежно від швидкості руху тепловоза й кількості обертів колінчастого вала дизеля.

Перша швидкість вмикається фрикційною муфтою 15, що з'єднує шестірню 14 з валом передачі.

На другій швидкості муфта 12 вмикає шестірню 13, а муфта 15 відключається.

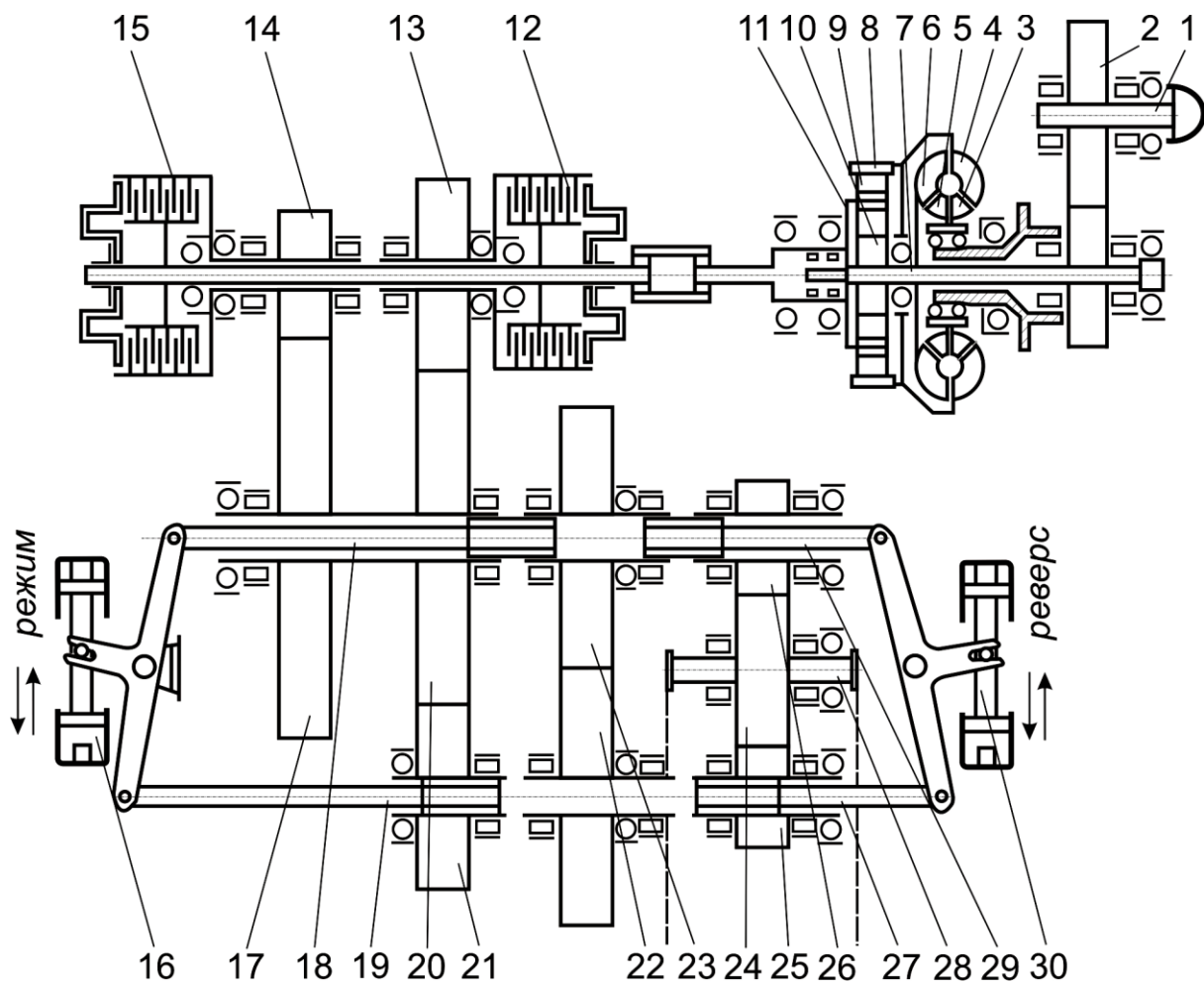


Рис. 8.7. Схема двопотокової БГМП з послідовним зачепленням зубчастих коліс:

1 — вхідний вал передачі; 2 — підвищувальний редуктор; 3, 5 — НА; 4 — Т; 6 — Н; 7 — насосний вал; 8 — епіцикл; 9 — сателіти; 10 — сонячна шестірня; 11 — водило; 12, 15 — фрикційні муфти; 13, 14, 17, 20 — 26 — шестірні; 16, 30 — пневматичні циліндри перемикання режимів й реверса; 18, 19, 27, 29 — шліцьові муфти; 28 — вихідний вал передачі

При маневровому режимі й передньому ході тепловоза шліцьові муфти на валах 18 й 29 з'єднані із шестірнями 23 й 26. Тоді на першій швидкості обертання передається від шестірень 17, 23, 26 до шестірні 24, закріпленої на вихідному валу 28, а на другій швидкості — через шестірні 20, 23, 26 й 24.

Задній хід на маневровому режимі досягається вмиканням муфт 18 й 27 при одночасному вимиканні

муфти 29. Тоді на першій швидкості обертання передається через шестірні 17, 23, 22, 25 й 24, а на другій — через шестірні 20, 23, 22, 25 й 24.

На поїзному режимі й передньому ході тепловоза увімкнені муфти 19 й 29, шліцьові муфти 18 й 27 вимкнені.

На першій швидкості обертання передається через шестірні 17, 20, 21, 22, 23, 26 й 24, а на другій — через шестірні 20, 21, 22, 23, 26 й 24. Задній хід при поїзному режимі досягається вмиканням муфт 19 й 27; муфти 18 й 29 при цьому вимкнені. Обертання на першій швидкості передається через шестірні 17, 20, 21, 22, 25 й 24, а на другій — через шестірні 20, 21, 22, 25 й 24.

У порівнянні з однопотокowymi БГМП переваги двопотокових БГМП проявляються в менших габаритах ГДТ, оскільки вони пропускають не всю потужність, а тільки частину. Потужність передається паралельними потоками, завдяки чому втрати в кожному з вузлів передачі відносяться тільки до частини переданої потужності. Підвищення загального ККД двопотокової БГМП відбувається за рахунок більш високого, ніж у ГДТ, ККД зубчастих передач, які паралельно передають потужність. Чим вища частка потужності, що передається механічним шляхом, тим вище буде ККД двопотокової БГМП.

Недоліком двопотокових БГМП є деяке зниження коефіцієнта трансформації моменту, ускладнена конструкція й гірші захисні властивості, оскільки зв'язок між ведучими й веденими валами здійснюється не тільки через робочу рідину ГДТ, але й через жорсткий механічний зв'язок передачі. За величиною ККД і захисними властивостями двопотокові БГМП займають проміжне положення між механічними передачами, що мають високий ККД і поганий захист двигуна і ГДТ, який характерний низьким ККД і високими захисними властивостями. Проте досвід експлуатації виявив схильність двопотокової БГМП, внаслідок своєї прозорості, до охоплення практично усього поля роботи дизеля за зовнішньою характеристикою і, як наслідок, неможливість забезпечувати підтримку постійної дотичної потужності тепловоза. Нині двопотокові БГМП не використовуються.

Контрольні питання

1. Дайте визначення й наведіть переваги БГМП в порівнянні з БГП.

2. Наведіть особливості конструкції й принципу дії однопотокової БГМП Voith-DIWA.

3. У планетарного редуктора $z_1 = 32$ зуби, $z_2 = 18$ зубів, $z_3 = 72$ зуби. Підрахувати передатне відношення:

— коли потужність підводиться до водила й знімається з сонячної шестірні, епіцикл закріплений;

— коли потужність підводиться до сонячної шестірні й знімається з водила, епіцикл закріплений.

4. Поясніть принцип дії однопотокової БГМП дизель-поїзда Д₁.

5. Що означає додавання й поділ потужності у двопотокових БГМП?

6. За рахунок чого досягається зміна швидкостей в маневровому й поїзному режимі роботи двопотокової БГМП?

7. Порівняйте властивості однопотокових й двопотокових БГМП і зробіть висновок.

Бібліографічний список

1. *Гидравлические* передачи [Текст]: Сб. перевод. ст. / ред. Г. Попов. — М.: Трансжелдориздат, 1957. — 170 с.
2. *Гидравлические* передачи тепловозов [Текст]: Тр. МИИТа / ред. И.Ф. Семичастнов. — М.: МИИТ, 1970. — Вып. 316. — 120 с.
3. *Гидропередачи* и газотурбинные установки в локомотивостроении [Текст] / ред. Л. Черненко. — К., 1961. — 112 с.
4. *Гордеев, А.С., Юшко, В.И.* Развитие гидродинамических передач тепловозов [Текст] / А.С. Гордеев, В.И. Юшко // Межвуз. сб. науч. тр. МИИТ. — 1966. — Вып. 232. — С. 9-20.
5. *Дизель-поезда.* Устройство, ремонт, эксплуатация [Текст]: учеб. для ПТУ / ред. Б. Лернер и др. — М.: Транспорт, 1982. — 279 с.
6. *Залит, Н.Н.* Справочник по тепловозам промышленного транспорта [Текст] / Залит Н. Н. — М.: Транспорт, 1969. — 256 с.
7. *Кузьмич, В.Д.* Теория локомотивной тяги [Текст] / В.Д. Кузьмич, В.С. Руднев, С.Я. Френкель; под ред. В.Д. Кузьмича. — М.: Маршрут, 2005. — 448 с.
8. *Лященко, А.Е.* К вопросу выбора типа гидропередачи для тепловозов [Текст] / А.Е. Лященко. — М.: Госинти, 1958. — 44 с.
9. *Лященко, А.Е.* Основные направления в развитии гидропередач в зарубежном тепловозостроении [Текст] / А.Е. Лященко — М.: НИИИ-нформтяжмаш, 1978. — 48 с.
10. *Попов, Г.В., Еремеев, А.С.* Гидравлические передачи тепловозов. Принцип действия, устройство и обслуживание [Текст] / Г.В. Попов, А.С. Еремеев. — М.: Трансжелдориздат, 1960. — 76 с.
11. *Попов, Г.В.* Применение гидравлических передач в тепловозах за рубежом и в СССР [Текст] / Г.В. Попов. — М.: ВИНТИ, 1960. — 97 с.
12. *Попов, К.М.* Гидропередача к тепловозу для малодействительных линий [Текст] / К.М. Попов // Вестник ВНИИЖТ. — 2003. — № 3. — С. 28-34.

13. Руднев, В.С. Гидравлические передачи локомотивов [Текст] / В.С. Руднев // Локомотив. — 2007. — № 3. — С. 35-37.

14. Руднев, В.С. Гидравлические передачи локомотивов [Текст] / В.С. Руднев // Локомотив. — 2007. — № 4. — С. 39-42.

15. Руднев, В.С. Типы тепловозных передач [Текст] / В.С. Руднев // Локомотив. — 2007. — № 2. — С. 39-42.

16. Семичастнов, И.Ф. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] / И.Ф. Семичастнов. — М.: Машгиз, 1961. — 330 с.

17. Советские тепловозы и оборудование [Текст]. — М.: Энергомаш-экспорт, 1982. — 173 с.

18. Стрекопытов, В.В. Электрические передачи локомотивов [Текст] / В.В. Стрекопытов, А.В. Грищенко, В.А. Кручек; под ред. В.В. Стрекопытова. — М.: Маршрут, 2003. — 310 с.

19 Шаройко, П.М. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] / П.М. Шаройко, В.Т. Середа. — М.: Транспорт, 1969. — 160 с.

20. Petzold W. Voith Turbo-Transmissions 1930 — 1985. Volume 1 Locomotive Transmissions / Petzold W. — Heidenheim, 2002. — 16 p.

21. Petzold W. Voith Turbo-Transmissions 1930 — 1985. Volume 2 Railcar Transmissions / Petzold W — Heidenheim, 2004. — 21 p.

22. Voith Drive Technology. 100 Years of the Föttinger Principle. — Berlin.: Springer-Verlag, 2005. — ISBN 3-540-31154-8. — 318 p.

Предметний покажчик

Гідромуфта 29, 30, 35, 51 — 58, 60 — 63, 68 — 75, 76, 78, 82;

— гальмівна 58, 59.

Гідротрансформатор 13, 29, 30, 37, 40 — 50, 51, 60, 61 — 67, 68 — 83, 85 — 89, 91, 92, 95 — 97, 100;

— комплексний 62, 63, 67, 72.

Передача:

— гідродинамічна 22, 27 — 29, 34 — 39, 40, 44, 47, 48, 50, 51, 58, 60, 68, 71, 72, 75;

— гідростатична 22, 23, 26;

— однопотокова багатошвидкісна гідравлічна 68 — 78, 80 — 85, 87, 91;

— багатопотокова багатошвидкісна гідравлічна 68, 81 — 89;

— однопотокова багатошвидкісна гідромеханічна 91, 94 — 97, 100;

— двопотокова багатошвидкісна гідромеханічна 91, 97 — 100;

— потужності 8 — 11, 13 — 15, 17, 21, 22, 25, 27, 30, 32, 33, 35, 38, 39, 82, 84, 88, 91, 92, 94;

— електрична 11, 14, 15, 17, 30, 31, 34 — 38, 88;

— гідравлічна 15, 17, 21, 22, 35, 65 — 68, 91.

Редуктор планетарний 92 — 95, 97, 98.

Таблиця 7.1

Основні показники радянських, російських однопотокових БГП тепловозів

Умовне позначення БГП	Маса передач і, т	Габаритні розміри передачі, мм			Потужність, кВт (к. с.)	Серії тепловозів	Рік початку випуску	Типи** ГДТ і ГМ	
		L	H	B					
УГП 230	2,2	1715	1700	890	170 (230)	ТГК2М, ТГМ61	1976	ТГКII	
УГП 350-500/122	2,93*	1800	1456	1020	290 (400)	ТГМ1	1956	ТП500+М46+М46	
УГП 500/122	2,9*				370 (500)	ТГМ23	1960		
ГП 400/122	2,85*				290 (400)	ТГМ23А, ТГМ23Б	1976	ТП500М+М46+М46	
ГП 400/202	2,5*					ТГМ23ВЕ	1984	Т522+Т911	
УГП400/201	2,5	1640	1376	1050		ТГМ40, ТУ7	1971	Т04+Т09	
ГМ23В	2,85*	1800	1456	1020	550 (750)	ТГМ23ВЕ	1985	Т522+М46+М46	
УГП750/212	5,68	1980	2126	1265		ТГМ4	1971	ТП1000М+ТП1000М+М56	
УГП750/202	5,4					1976	ТП1000М+ТП1000М		
УГП820/212	5,7					2x600 (2x820)	ТГ16	1966	ТП1000+ТП1000+М56
ГДП1000/202	3,08	1780	1840	1250	740 (1000)	ДР1, ДР1П	1963, 1966	ТП1000М+ТП1000М	
ГП 1050М/202	5,6	1790	2126	1265	2x770 (2x1050)	2ТГ21, ТГ22	1995		
УГП 1200/212	5,7	1870			880 (1200)	ТГМ6А, ТГМ8	1967		ТП1000М+ТП1000М+М56
УГП 1200/202	5,6	1790				ТГМ6Б	1979		ТП1000М+ТП1000М

* В таблиці зазначена так звана «суха» маса передачі без реверс-режимного редуктора, маса якого на всіх серіях тепловозів ТГМ1 і ТГМ23 становить 2486 кг.

** У такій послідовності працюють ГДТ (Т або ТП) і ГМ (М) однієї передачі, ТГК — КГТ, який за певних умов працює в режимі ГМ.

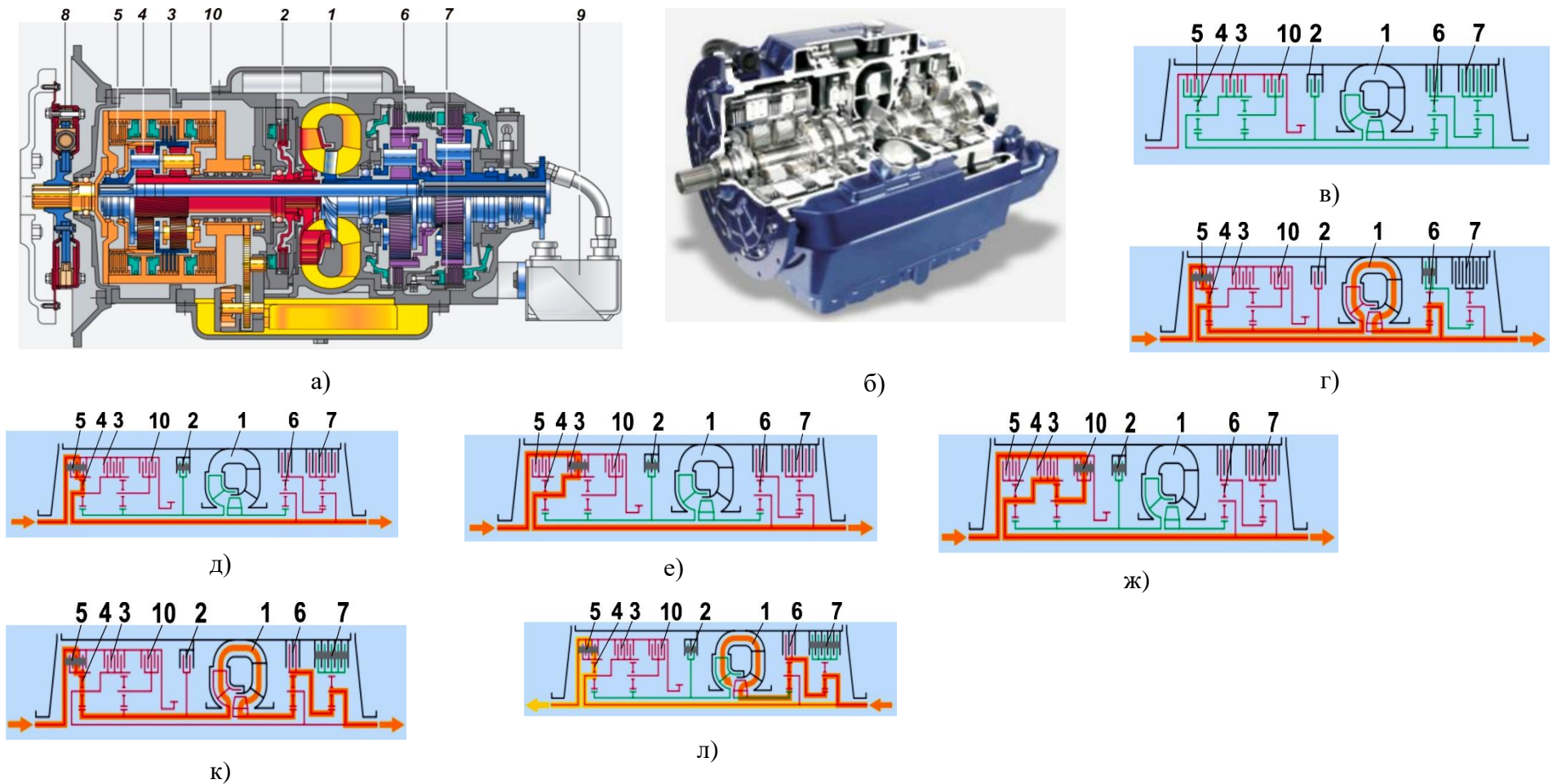


Рис. 8.4. Особливості конструкції й принципу дії однопотокової БГМП Voith-DIWA: а) схема розміщення вузлів однопотокової БГМП Voith-DIWA; б) загальний вигляд однопотокової БГМП Voith-DIWA; в) нейтральне положення; г) перший ступінь; д) другий ступінь; е) третій ступінь; ж) четверта ступінь; к) реверсування; л) гідродинамічне гальмування; 1 — ГДТ другого класу; 2 — гальмо Н; 3, 5, 10 — фрикційні муфти; 4, 6 — сателіти планетарних редукторів; 7 — фрикційна муфта реверсивного планетарного редуктора; 8 — гасник вібраційних коливань; 9 — теплообмінник