

Ф. Ф. Сабуров

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ГИДРОАППАРАТОВ В ТРАНСМИССИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Принятые обозначения

- η ; η_I ; η_{II} ; η_{I+II} — к. п. д. соответственно I ГТР, II ГТР и при совместной работе I+II ГТР;
- $1/i$; $1/i_I$; $1/i_{II}$ — передаточное отношение ГТР;
- $1/i_{вх. р}$; $1/i_{вх. рI}$; $1/i_{вх. рII}$ — передаточное отношение входного редуктора передачи;
- $\eta_{вх. р}$ — к. п. д. входного редуктора;
- $N_{д}$; $N_{д. н}$ — эффективная мощность теплового двигателя на любом и номинальном режиме;
- M ; M_n — приведенный к валу теплового двигателя момент на любом и номинальном режиме;
- n , n_n , n_a — скорость вращения вала теплового двигателя на любом и номинальном режиме;
- $N_{п}$ — выходная мощность передачи;
- $\gamma\lambda$; A ; $\gamma\lambda_n$; A_n — коэффициенты момента насосного колеса ГТР при совмещении с любым и номинальным режимом двигателя;
- a — коэффициент наклона внешней характеристики двигателя;
- α — коэффициент приспособляемости двигателя;
- $\beta = \frac{n_a}{n_n}$ — скоростной коэффициент внешней характеристики двигателя;
- $\Delta i = \frac{i_{II}}{i_I}$ — отношение передаточных отношений I ГТР и II ГТР.

Индекс I относится к I ГТР; индекс II — ко II ГТР; индекс I+II — к совместной работе I и II ГТР.

Многоциркуляционные гидропередачи (ГП) широко применяются в транспортных машинах. Недостаток такой передачи — наличие обратной связи между гидроаппаратами каждой ступени скорости, причем в большинстве случаев эта связь является ускоряющей (коэффициент ускорения — $1,0 < k < 2,4$).

Переключение ступеней скорости в передаче осуществляется опорожнением и наполнением гидроаппарата. Однако опорожнение гидроаппарата полностью произвести не удается, и в его полости остается смесь воздуха, брызг и паров масла. Нагружаемая способность такого «опорожденного» аппарата по данным ЛИИЖТ:

$$\gamma\lambda_{\text{опор}} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{50} \gamma\lambda_{\text{наполн.}}$$

После отключения этот аппарат работает или в зоне низкого к. п. д. или в зоне обгонного режима (гидромуфта). Как в первом, так и во втором случае происходит снижение экономичности передачи. По исследованиям ЛИИЖТ, к. п. д. падает на 3—8% в зависимости от скорости выходного вала передачи.

В последнее время появились зарубежные гидропередачи, в которых уменьшено неблагоприятное влияние обратной связи за счет применения гидротрансформаторов (ГТР) с различной внешней характеристикой. В этом случае оба ГТР имеют одинаковое передаточное отношение на выходной вал. Преимущество этой передачи — в снижении коэффициента ускорения обратной связи до 1, что значительно уменьшает вентиляционные потери в опорожненном гидроаппарате [1].

Очевидно, что оптимальным вариантом многоциркуляционной передачи явилась бы схема с отключением обратной связи при переключении ступеней скорости. Такая схема с двумя комплексными ГТР изображена на рис. 1. На первой ступени скорости заполнены оба ГТР. При переходе на вторую ступень муфта свободного хода отключает обратную связь к I ГТР и работа передачи продолжается на II ГТР.

Представленная схема имеет два главных недостатка:

1. Увеличение суммарной энергоемкости передачи на I ступени скорости вызывает снижение скорости вращения и мощности приводного двигателя.

2. Снижение общего к. п. д. передачи, так как II ГТР работает в зоне I передачи при низких передаточных отношениях.

Эти недостатки могут быть значительно уменьшены за счет рационального совмещения характеристик гидроаппаратов, дизеля и экипажа. Таким образом, задача сводится к определению пара-

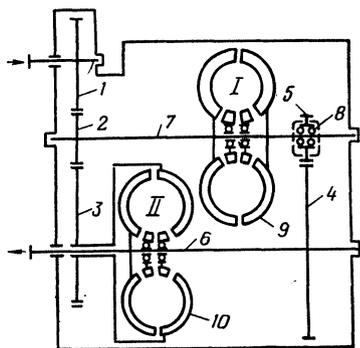


Рис. 1. Схема гидропередачи тепловозов:

1—5 — шестерни; 6 — выходной вал ГП; 7 — входной вал ГП; 8 — муфта свободного хода; 9 — I гидротрансформатор; 10 — II гидротрансформатор.

метров совмещения, при которых бы тяговые и экономические показатели установки не снижались по сравнению с отдельной работой гидроаппаратов.

Произведем сравнение двух вариантов схем гидропередачи:

1. Раздельная работа I ГТР на первой ступени скорости и II ГТР на второй ступени скорости и совмещение каждого ГТР с номинальным режимом работы теплового двигателя

$$1/i_{\text{вх. р I}} = 1/i_{\text{вх. р II}} = 1.$$

2. Параллельная работа I и II ГТР на первой ступени скорости с совмещением I ГТР и теплового двигателя по оптимальному варианту

$$1/i_{\text{вх. р I}} = m$$

и раздельная работа на второй скорости II ГТР с совмещением его с номинальным режимом работы теплового двигателя

$$1/i_{\text{вх. р II}} = 1.$$

Принятые допущения и основные соотношения между параметрами передачи. В качестве критерия для экономических и мощностных показателей двух вариантов схем передач используется площадь под кривой $\eta = f(1/i)$ в заданных пределах $1/i$.

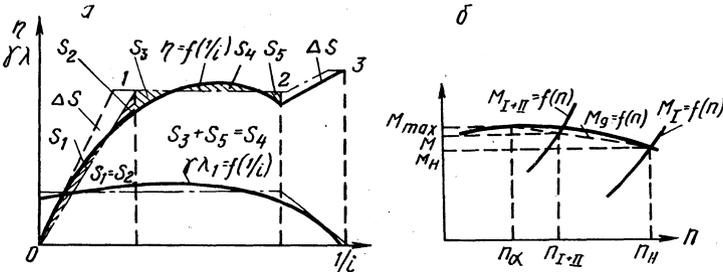


Рис. 2. Линеаризованные и действительные графики внешней характеристики ГТР (а) и теплового двигателя (б):

$S_1 - S_5$ — участки площадей между линеаризованной и действительной кривой; ΔS — приращение площади, соответствующее приращению $\Delta \eta$ при «просадке» скорости вращения вала.

Внешняя характеристика ГТР $\eta = f(1/i)$ линеаризуется на условии равенства площадей под действительным и линеаризуемым графиком $\eta = f(1/i)$. Такое условие соответствует выбранному критерию оценки экономических показателей передачи. На рис. 2, а представлен линеаризуемый график $\eta = f(1/i)$.

На участке 0—1 зависимость $\eta = f(1/i)$ аппроксимируется линейным уравнением $\eta = k(1/i)$. Величина k выбирается из условия равенства площадей под кривой $\eta = f(1/i)$ и $\eta = k(1/i)$ на участке

0—1. На участке 1—2 зависимость аппроксимируется уравнением $\eta = \eta_0 = \text{const}$, где η_0 выбирается также из условия равенства площадей под действительной и аппроксимированной зависимостью $\eta = f(1/i)$.

На участке 2—3 аппроксимация не требуется, так как зависимость $\eta = f(1/i)$ для муфты линейна: $\eta = k_i (1/i)$.

Выбранные критерии линеаризации обеспечивают необходимые для дальнейших расчетов условия: равенство суммарного приращения η при одинаковых приращениях $1/i$ на участке $0 < 1/i \leq 1$ по действительному или линеаризуемому графику $\eta = f(1/i)$.

Внешняя характеристика теплового двигателя аппроксимируется прямой линией (рис. 2, б), уравнение которой имеет вид:

$$M = M_n \left[1 + a \left(1 - \frac{n}{n_n} \right) \right]. \quad (1)$$

Коэффициент для определенного теплового двигателя при заданном значении $\alpha = \frac{M_{\max}}{M_n}$ и $\beta = \frac{n_\alpha}{n_n}$ подсчитывается по уравнению:

$$a = \frac{\alpha - 1}{1 - \beta}. \quad (2)$$

Нагрузочная характеристика ГТР $M_n = f(n)$ на участке сопряжения с внешней характеристикой теплового двигателя $M_{\text{дв}} = f(n)$ аппроксимируется прямой, уравнение которой имеет вид:

$$M = M_n \left(2 \sqrt{\frac{A \gamma \lambda}{A_n \gamma \lambda_n}} \cdot \frac{n}{n_n} - 1 \right). \quad (3)$$

Для непрозрачного ГТР имеет место соотношение $\gamma \lambda_n = \gamma \lambda$. Окончательное уравнение

$$M = M_n \left(2 \sqrt{\frac{A}{A_n}} \cdot \frac{n}{n_n} - 1 \right). \quad (4)$$

Из условия $M = M_1$ получаем выражение для определения «просадки» скорости теплового двигателя:

$$\Delta n = \frac{n}{n_n} = \frac{a + 2}{a + 2 \sqrt{\frac{A}{A_n}}}. \quad (5)$$

Для двух параллельно включенных ГТР, имеющих $1/i_{\text{вх. р I}} = m$, $1/i_{\text{вх. р II}} = 1$, выражение для «просадки» скорости вращения

$$\Delta n = \frac{a + 2}{a + \sqrt{m^3 + 1}}. \quad (6)$$

Из условия равенства $\frac{n}{n_n}$ в уравнениях (1) и (4) получим:

$$\Delta M = \frac{M}{M_n} = \frac{1 + a - \frac{a}{2} \sqrt{\frac{A_n}{A}}}{1 + \frac{a}{2} \sqrt{\frac{A_n}{A}}}.$$

При параллельной работе двух ГТР в принятой схеме передачи ($1/i_{\text{вх. р I}} = m$, $1/i_{\text{вх. р II}} = 1$)

$$\Delta M = \frac{1 + a - \frac{a}{2} \sqrt{\frac{1}{m^3 + 1}}}{1 + \frac{a}{2} \sqrt{\frac{1}{m^3 + 1}}}. \quad (7)$$

Распределение мощности между двумя параллельно работающими ГТР может быть определено из уравнений:

$$N'_I = \frac{N_I}{N_I + N_{II}} = \frac{(1/i_{\text{вх. р I}})^3}{(1/i_{\text{вх. р I}})^3 + (1/i_{\text{вх. р II}})^3};$$

$$N'_{II} = \frac{N_{II}}{N_{II} + N_I} = \frac{(1/i_{\text{вх. р II}})^3}{(1/i_{\text{вх. р I}})^3 + (1/i_{\text{вх. р II}})^3}.$$

Для принятой передачи:

$$N'_I = \frac{m^3}{m^3 + 1}; \quad N'_{II} = \frac{1}{m^3 + 1}. \quad (8)$$

Мощностные и экономические показатели передач при параллельной схеме включения ГТР. Участки 0—1 и 2—3. Общий к. п. д. передач при параллельной работе двух ГТР может быть найден из уравнения:

$$\eta_{I+II} = \eta'_I N'_I + \eta'_{II} N'_{II}, \quad (9)$$

где η'_I — к. п. д. I ГТР с учетом «просадки» скорости вращения двигателя и изменения передаточного отношения входного редуктора;

$$\eta'_{II} = \eta_I \frac{1}{\Delta n (1/i_{\text{вх. р}})} = \eta_I \frac{1}{\Delta n m}; \quad (10)$$

η'_{II} — к. п. д. II ГТР с учетом «просадки» скорости вращения двигателя и передаточного отношения выходного редуктора;

$$\eta'_{II} = \eta_I \frac{\Delta i}{\Delta n}. \quad (11)$$

Приращение к. п. д. $\Delta\eta$ показано на рис. 3.

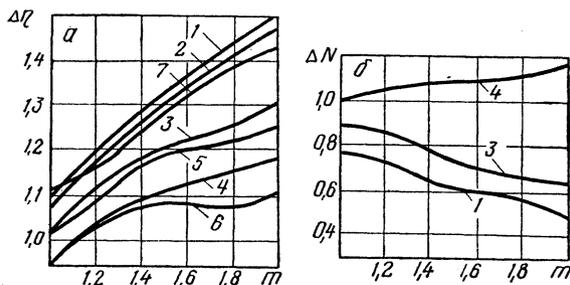


Рис. 3. Графики $\Delta\eta=f(m)$ и $N=f(m)$ при различных значениях m :

1—4 — изменение мощности и к. п. д. при параллельной работе ГТР соответственно при 1 — ($\Delta i=0,55$; $a=0$); 2 — ($\Delta i=0,5$; $a=0$); 3 — ($\Delta i=0,5$; $a=0,5$); 4 — ($\Delta i=0,5$; $a=1$); 5 — приращение к. п. д. при одиночной работе гидроаппарата с условием, что при параллельной работе $\Delta n_{I+II} = \Delta n_I$ при одиночной работе; 6 и 7 — приращение к. п. д. при одиночной работе гидроаппарата, когда совмещение проведено с условием $1/i_{\text{вх. рI}} = 1/i_{\text{вх. рII}}$.

Мощность на выходном валу передачи определяется по формуле:

$$\begin{aligned} N_{\text{п}(I+II)} &= N_{g I+II} \eta_{I+II} = \frac{M_{g(I+II)} n_{I+II}}{716,2} \eta_{I+II} = \\ &= \frac{M_I \Delta M n_I \Delta n}{716,2} \eta_{I+II} = N_{g I} \eta_I \Delta \eta_{I+II} \Delta M. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя в выражение (12) уравнения (6)—(9) и производя несложные преобразования, получим:

$$\eta_{I+II} = \eta_I \frac{a+2\sqrt{m^3+1}}{a+2} \left[\frac{1}{m^3+1} (m^2+\Delta i) \right]; \quad (13)$$

$$N_{\text{п}(I+II)} = N_{\text{пI}} \left[\frac{1}{m^3+1} (m^2+\Delta i) \frac{1+a\frac{a}{2}\sqrt{\frac{1}{m^3+1}}}{1+\frac{a}{2}\sqrt{\frac{1}{m^3+1}}} \right]. \quad (14)$$

Выражения для η и N значительно упрощаются при $\alpha=1$, так как в этом случае $a=0$. Уравнения (13) и (14) приобретают вид:

$$\eta_{I+II} = \eta_I \frac{1}{\sqrt{m^3 + 1}} (m^2 + \Delta i); \quad (15)$$

$$N_{п(I+II)} = N_{пI} \frac{1}{m^3 + 1} (m^2 + \Delta i). \quad (16)$$

Участок 1—2 ($\eta_{I+II} = \text{const}$). Графики изменения η_{I+II} и $N_{п(I+II)}$ для различных вариантов совмещения (изменения m) представлены на рис. 3.

На графике нанесены также кривые изменения к. п. д. одиночного ГТР, который имеет совмещение с дизелем при условиях:

$$\Delta n_{I+II} = \Delta n_i - \eta'_i; \quad \Delta n_{I+II} \neq \Delta n_i - \eta_i.$$

Согласно ранее принятым допущениям, приращение к. п. д. можно вычислить для случая $a=0$ по уравнениям:

$$\Delta \eta'_i = \frac{\sqrt{m^3 + 1}}{\sqrt[3]{m^3 + 1}}; \quad \Delta \eta_i = \frac{\sqrt{m^3}}{m}.$$

На основе полученных зависимостей можно исследовать эффективность применения параллельной работы ГТР в передачах транспортных машин.

Из графиков на рис. 3 видно, что мощностные и экономические показатели передачи при параллельной работе ГТР не уступают, а по к. п. д. превосходят такие же показатели при раздельной работе с двигателями, имеющими $a=1$ при $m > 1,5$ и соответственно $\Delta n \geq 0,5$.

Удовлетворяют таким требованиям карбюраторные двигатели ($\alpha=1,4$, $\beta=0,5-0,6$).

Дизельные двигатели имеют более низкий коэффициент $a \approx 0,5$ ($\alpha=1,4$); $\beta=0,5-0,6$).

Поэтому имея удовлетворительные экономические показатели ($\Delta \eta_{I+II} = 1,2 \eta_i$), дизельные двигатели при параллельной работе ГТР ($N_{I+II} = 0,7 - 0,8 N_i$) загружаются не полностью. Дизельные двигатели имеют также низкий скоростной коэффициент, что делает нерациональным применение наиболее экономически выгодных m .

Поэтому у экипажей с дизельными двигателями параллельное включение ГТР эффективно может быть использовано в случаях:

1) при наличии ограничения силы тяги по сцеплению при малых скоростях движения экипажа (использование полной мощности двигателя невозможно);

2) с двигателем, специально приспособленным к работе по заданной регуляторной характеристике (с запасом мощности) с целью получения максимального экономического эффекта от дизеля и передач.

Из графика на рис. 2 и приведенного исследования видно, что приращение $\Delta\eta_{I+II}$ зависит от диапазона наклонных участков 0—1 и 2—3 характеристики $\eta=f(1/i)$. Очевидно, оптимальным вариантом характеристики $\eta=f(1/i)$ является такой, при котором участок 0—1 занимает весь диапазон $1/i$ от 0 до 1 ($0 < 1/i < 1$).

Такой характеристикой обладает гидромуфта $K=1$. Однако применение одних гидромуфт в передаче неприемлемо. В предложенной передаче целесообразно использовать комплексные ГТР с невысоким коэффициентом трансформации ($K < 2,5-3$). При трогании с места передача обеспечивает более высокий коэффициент трансформации, так как в этом режиме при параллельной работе ГТР

$$K_{I+II} = K_I + K_{II}.$$

Поэтому для рассматриваемой передачи наиболее эффективно применение простейших трехколесных комплексных ГТР.

Полученные результаты аналитического исследования были проверены на стендовой установке в тепловозной лаборатории ЛИИЖТ и показали хорошее совпадение с результатами экспериментального исследования.

Было установлено также, что переход с I на II ступень скорости происходит плавно, без разрыва силового потока и провала силы тяги. Это осуществляется при помощи муфты свободного хода без дополнительного автоматического устройства [2].

Л и т е р а т у р а

[1] Семичастнов И. Ф. и др. Сравнительный анализ отечественных и зарубежных гидропередач тепловозов. — Сб. трудов МИИТ, 1967, № 243. [2] Сабуров Ф. Ф. Исследование параллельной работы гидротрансформаторов. — «Вестник машиностроения», 1967, № 7.