

УДК 629.114.2.001.63(075.8)

К вопросу о выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных и лесопромышленных тракторов**On the selection of parameters of double-flow hydromechanical transmission for industrial and forestry tractors**

В. М. ШАРИПОВ¹, д-р техн. наук
Г. О. КОТИЕВ², д-р техн. наук
Ю. С. ЩЕТИНИН¹, канд. техн. наук
М. В. ВЯЗНИКОВ³, канд. техн. наук
С. В. ГАЕВ³, инж.
М. Г. РОЗЕНОЕР³, инж.

¹ Университет машиностроения (МАМИ),
Москва, Россия, trak@mami.ru

² Московский государственный технический
университет имени Н. Э. Баумана, Москва,
Россия, kotievgo@yandex.ru

³ ООО "МИКОНТ", Чебоксары, Россия,
mv1532@yandex.ru

V. M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering
G. O. KOTIEV², DSc in Engineering
Yu. S. SHCHETININ¹, PhD in Engineering
M. V. VYAZNIKOV³, PhD in Engineering
S. V. GAEV³, Engineer
M. G. ROZENOER³, Engineer

¹ University of Mechanical Engineering (MAMI),
Moscow, Russia, trak@mami.ru

² N. E. Bauman Moscow State Technical
University, Moscow, Russia,
kotievgo@yandex.ru

³ MIKONT, LLC, Cheboksary, Russia,
mv1532@yandex.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи широко используются в промышленных и лесопромышленных тракторах. Главное достоинство таких передач — более высокое значение максимального коэффициента полезного действия по сравнению с однопоточной гидромеханической передачей. В статье приведена методика выбора параметров таких передач для промышленных и лесопромышленных тракторов. При этом рассматриваются гидромеханические передачи с дифференциальным звеном на входе и выходе. В качестве дифференциального звена используются трехзвенные дифференциальные механизмы со смешанным зацеплением зубчатых колес. Рассмотрены все двенадцать возможных схем двухпоточных гидродинамических передач. Показано, что возможен режим работы двухпоточной гидромеханической передачи, когда турбинное колесо гидротрансформатора вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса. Этот фактор учтен при выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи. Приведены методика построения внешней характеристики такой передачи и согласование ее нагрузочной характеристики с внешней скоростной характеристикой дизельного двигателя. Согласование выполнено тремя способами: выбором необходимого значения активного диаметра гидротрансформатора; выбором передаточного числа согласующего редуктора; выбором характеристики планетарного ряда. Установлено, что для наиболее распространенной схемы двухпоточной гидромеханической передачи при уменьшении характеристики планетарного ряда повышается ее максимальный коэффициент полезного действия, уменьшается активный диаметр гидротрансформатора и увеличивается относительная частота вращения сателлитов трехзвенного дифференциального механизма. При этом относительная частота вращения сателлитов ограничивает минимальное значение характеристики планетарного ряда. Увеличение характеристики планетарного ряда приводит к снижению прозрачности гидромеханической передачи и повышению ее коэффициента трансформации. Показано, что двухпоточная гидромеханическая передача позволяет наиболее полно по сравнению с однопоточной использовать преобразующее свойство двигателя изменяя величину крутящего момента при изменении внешней нагрузки на двигатель, что очень важно для промышленных и лесопромышленных тракторов.

Ключевые слова: двухпоточная гидромеханическая передача; двигатель; внешняя и нагрузочная характеристики двухпоточной гидромеханической передачи; согласование двухпоточной гидромеханической передачи с характеристикой двигателя.

Double-flow hydromechanical transmissions are widely used in industrial and forestry tractors. The main advantage of such transmission is the higher value of the maximum efficiency coefficient in comparison with the single-flow one. The article presents a method of selection of parameters of such transmissions for industrial and forestry tractors. In this case, it considers the hydromechanical transmission with a differential unit at the input and at the output. Three-link differential devices with mixed type of gear engagement are used as the differential unit. All of the twelve possible schemes of double-flow hydrodynamical transmissions are considered. It is shown that double-flow hydrodynamical transmission has an operation mode when the torque converter turbine is rotating counter to the rotation of pump wheel. This factor is taken into account during the selection of parameters of double-flow hydrodynamical transmission. The article describes the method of construction of external characteristic of the transmission and matching of its load characteristic with the full-load curve of diesel engine. The matching is performed by three ways: the selection of required value of active diameter of torque converter; the selection of reduction ratio of matching gear; the selection of characteristic of planetary gear set. It is found that for the most common scheme of double-flow hydromechanical transmission when the characteristic of planetary gear set is reduced, its maximum efficiency coefficient is increased, the active diameter of torque converter is reduced and the relative rotation frequency of satellite gears of three-link differential device is increased. In this case, the rotation frequency of satellite gears limits the minimum value of characteristic of planetary gear set. Increasing of characteristic of planetary gear set leads to the reducing of transparency of the hydromechanical transmission and to increasing of its transformation ratio. It is shown that the double-flow hydromechanical transmission allows to utilize more fully the converting properties of engine in comparison with the single-flow one; it allows to change the torque value if external engine load is changing, that is very important for industrial and forestry tractors.

Keywords: double-flow hydromechanical transmission; engine; external and load characteristics of double-flow hydromechanical transmission; matching of double-flow hydromechanical transmission with engine characteristic.

Введение

Особенность работы промышленных и лесопромышленных тракторов заключается в высокой динамичности внешних нагрузок при выполнении технологических операций различными агрегатами на их базе [1, 2]. Поэтому в конструкции этих тракторов широкое распространение получили гидромеханические передачи (ГМП) с гидродинамическими трансформаторами (ГТ) или комплексными гидродинамическими передачами, обеспечивающие автоматическое изменение крутящего момента при изменении внешней нагрузки на трактор.

Методика конструирования и расчета однопоточных (полнопоточных) ГМП в настоящее время достаточно хорошо отработана [1–7].

В однопоточных ГМП КПД, кинематическое и силовое передаточные числа равны произведению КПД и передаточных чисел соответствующих механизмов. Эти передачи имеют большой диапазон регулирования, но низкий КПД [3–7].

Более высоким КПД обладают двухпоточные ГМП, в которых мощность передается двумя потоками через механические и гидравлические звенья. Такая передача обычно состоит из ГТ и дифференциального звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма (ТДМ) со смешанным или внешним зацеплением шестерен. При этом через ГТ передается только часть мощности, остальная же мощность передается через механическую передачу, имеющую значительно более высокий КПД по сравнению с ГТ.

Цель исследования

В настоящее время отсутствуют четкие рекомендации по выбору основных параметров двухпоточных ГМП, поэтому цель исследования — выбор параметров двухпоточной ГМП для промышленных и лесопромышленных тракторов.

Определение основных показателей двухпоточной ГМП

Основные показатели двухпоточных ГМП — это кинематическое $u_{ГМП}$ и силовое $\hat{u}_{ГМП}$ передаточные числа и КПД $\eta_{ГМП}$.

В зависимости от расположения дифференциального звена по отношению к ГТ различают двухпоточные

ГМП с дифференциальным звеном на входе или на выходе [3, 4, 6, 7].

В качестве примера рассмотрим наиболее распространенную схему двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе (рис. 1) [3, 4, 7].

В данной передаче мощность передается с ведущего на ведомый вал двумя потоками. Первый поток мощности передается чисто механическим путем через солнечную шестерню на сателлиты и далее на водило, связанное с ведомым валом передачи. Здесь присутствуют только механические потери потока мощности, КПД передачи в данном потоке мощности высокий.

Второй поток мощности передается через ГТ на эпициклическую шестерню и далее через сателлиты на водило. Здесь присутствуют потери потока мощности как в ГТ с низким КПД, так и в механической части передачи с высоким КПД. Потери мощности здесь более высокие.

Таким образом, на водиле ТДМ осуществляется суммирование двух потоков мощности.

Для рассматриваемого примера двухпоточной ГМП максимальный КПД $\eta_{ГМП\max} > \eta_{ГТ\max}$, где $\eta_{ГТ\max}$ —

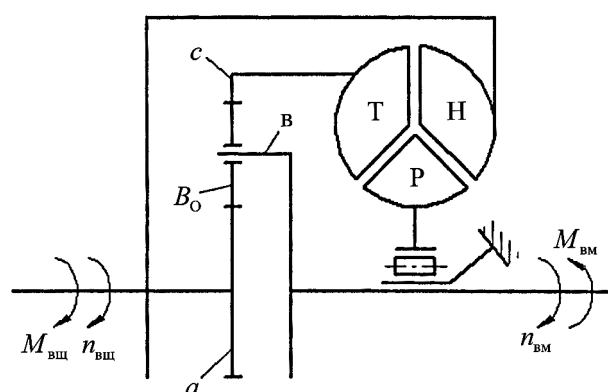
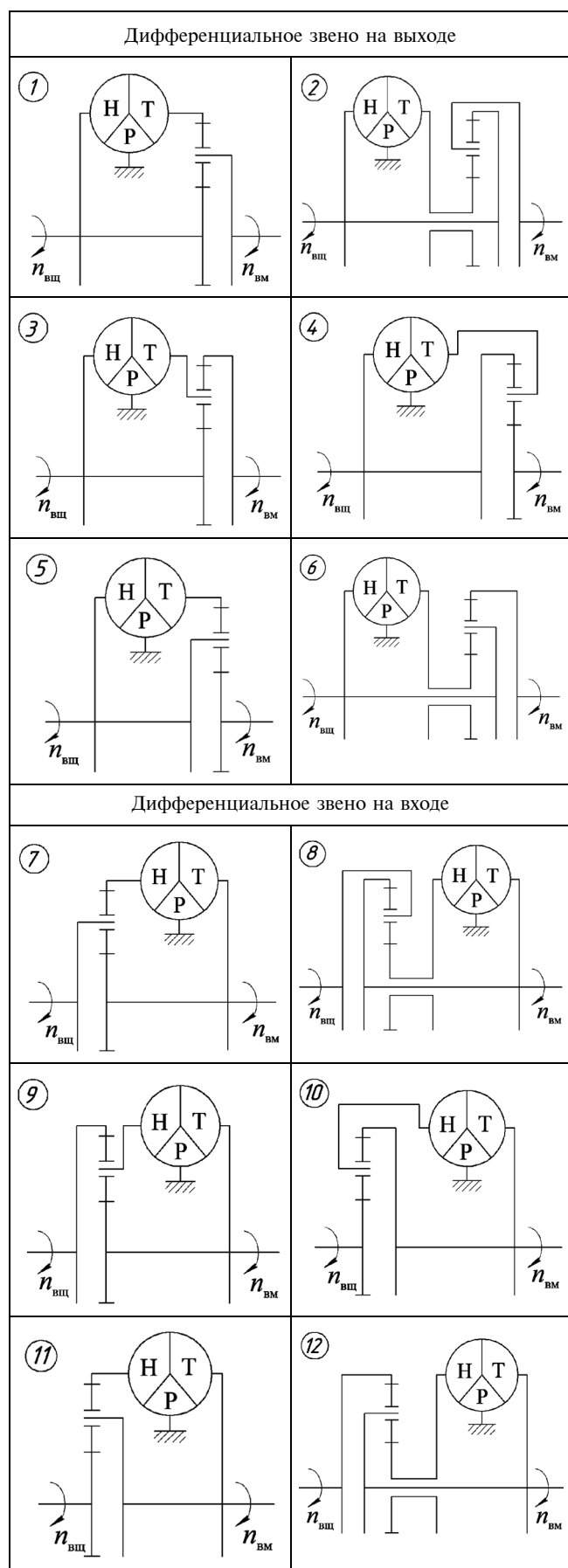


Рис. 1. Схема двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе:

a — солнечная шестерня; c — эпициклическая шестерня; b — водило; B_0 — сателлит; H — насосное колесо; T — турбинное колесо; P — реактор; $M_{вщ}$, $M_{вм}$ — крутящие моменты на ведущем и ведомом валах ГМП; $n_{вщ}$, $n_{вм}$ — частоты вращения ведущего и ведомого валов ГМП

Таблица 1

Схемы двухпоточных ГМП



максимальный КПД ГТ. Это связано с тем, что через ГТ здесь передается только часть потока мощности с ведущего вала ГМП. Другая же часть потока мощности передается через механические звенья передачи с высоким КПД.

Выбор основных параметров двухпоточных ГМП рассмотрим на примере схемы ГМП с дифференциальным звеном на выходе, представленной на рис. 1.

Показатели двухпоточной ГМП определяют по следующим выражениям [3, 4, 7]:

— кинематическое передаточное число

$$u_{\text{ГМП}} = \frac{n_{\text{вщ}}}{n_{\text{вм}}} = \frac{1+k}{1+k/u_{\text{ГТ}}}; \quad (1)$$

— силовое передаточное число

$$\hat{u}_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}} = \frac{M_{\text{вм}}}{M_{\text{вщ}}} = \frac{1+k}{1+k/\hat{u}_{\text{ГТ}}} = \frac{1+k}{1+k/K_{\text{ГТ}}}; \quad (2)$$

— КПД ГМП

$$\eta_{\text{ГМП}} = \hat{u}_{\text{ГМП}}/u_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}}/u_{\text{ГМП}}; \quad (3)$$

— коэффициент нагрузки насосного колеса ГТ (учитывает долю крутящего момента, подводимого от ведущего вала ГМП к насосному колесу ГТ)

$$\alpha_{\text{Н}} = \frac{M_{\text{Н}}}{M_{\text{вщ}}} = \frac{k}{\hat{u}_{\text{ГТ}} + k} = \frac{k}{K_{\text{ГТ}} + k};$$

— коэффициент нагрузки солнечной шестерни ТДМ (учитывает долю крутящего момента, подводимого от ведущего вала ГМП к солнечной шестерне ТДМ)

$$\alpha_a = \frac{M_a}{M_{\text{вщ}}} = \frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{\hat{u}_{\text{ГТ}} + k} = \frac{K_{\text{ГТ}}}{K_{\text{ГТ}} + k}.$$

Здесь $k = Z_c/Z_a$ — характеристика планетарного ряда (по абсолютной величине равна передаточному числу планетарного ряда при остановленном водиле); Z_c, Z_a — число зубьев эпициклической и солнечной шестерен ряда; $K_{\text{ГТ}}, K_{\text{ГМП}}$ — коэффициенты трансформации ГТ и ГМП; $M_a, M_{\text{Н}}$ — крутящие моменты на солнечной шестерне ТДМ и насосном колесе ГТ.

В табл. 1 приведены все возможные схемы двухпоточных ГМП с дифференциальным звеном, выполненным в виде ТДМ со смешанным зацеплением шестерен [3, 4, 7].

В ряде схем, приведенных в табл. 1, в силовом контуре возникает циркулирующая мощность $N_{\text{ц}}$. В результате КПД такой передачи $\eta_{\text{ГМП}} < \eta_{\text{ГТ}}$, а циркулирующая мощность $N_{\text{ц}}$ дополнительно нагружает механические или гидравлические звенья ГМП.

В схемах 1, 2, 7, 8 циркулирующая мощность $N_{\text{ц}}$ отсутствует [3, 4, 7]. Эти схемы повышают КПД передачи, снижают силовое передаточное число (коэффициент трансформации) и позволяют уменьшить размеры ГТ по сравнению с полнопоточной передачей. Наиболее рациональна схема 1, получившая широкое распространение (см. рис. 1).

В схемах 3, 4, 9, 10 циркулирующая мощность перегружает ГТ, что приводит к увеличению его размеров,

снижению КПД передачи и повышению ее силового передаточного числа [3, 4, 7].

В схемах 5, 6, 11, 12 циркулирующая мощность перегружает механические звенья передачи, что приводит к снижению КПД передачи и силового передаточного числа по сравнению с ГТ. Поэтому данные схемы интереса не представляют [3, 4, 7].

Внешняя характеристика двухпоточной ГМП

Внешняя характеристика двухпоточной ГМП представляет собой зависимость крутящих моментов $M_{\text{вщ}}$ на ведущем и $M_{\text{вм}}$ на ведомом валах передачи и ее КПД $\eta_{\text{ГМП}}$ от отношения $1/u_{\text{ГМП}} = n_{\text{вм}}/n_{\text{вщ}}$ при постоянной частоте вращения $n_{\text{вщ}}$ ведущего вала. Она может быть построена по внешней характеристике ГТ для заданной величины характеристики k планетарного ряда.

Крутящий момент на ведущем валу ГМП можно представить по аналогии с ГТ в виде:

$$M_{\text{вщ}} = \gamma \lambda_{\text{вщ}} n_{\text{вщ}}^2 D^5 = M_{\text{Н}}/\alpha_{\text{Н}} = \gamma \lambda_{\text{Н}} n_{\text{Н}}^2 D^5/\alpha_{\text{Н}}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{вщ}}$, $\lambda_{\text{Н}}$ — коэффициенты моментов ведущего вала ГМП и насосного колеса ГТ, $\text{мин}^2/\text{м}$; D — активный диаметр ГТ, м; $\gamma = 8200 \dots 9000$ — удельный вес рабочей жидкости, $\text{Н}/\text{м}^3$.

Наиболее часто внешняя характеристика двухпоточной ГМП представляется в виде зависимостей $\lambda_{\text{вщ}}$, $K_{\text{ГМП}}$ и $\eta_{\text{ГМП}}$ от отношения $1/u_{\text{ГМП}}$ при постоянной частоте вращения $n_{\text{вщ}}$ ведущего вала.

Из выражения (4) следует:

— для схем 1–6 ГМП из табл. 1

$$\lambda_{\text{вщ}} = \lambda_{\text{Н}}/\alpha_{\text{Н}}, \quad (5)$$

так как здесь $n_{\text{вщ}} = n_{\text{Н}}$;

— для схем 7–12 ГМП из табл. 1

$$\lambda_{\text{вщ}} = \lambda_{\text{Н}} \frac{n_{\text{Н}}^2}{\alpha_{\text{Н}} n_{\text{вщ}}^2} = \lambda_{\text{Н}} \frac{\beta}{\alpha_{\text{Н}}},$$

где $\beta = n_{\text{Н}}^2/n_{\text{вщ}}^2$.

Величина β определяется из уравнения кинематики ТДМ [3, 4]

$$n_a + kn_c - (1 + k)n_b = 0$$

с использованием соответствующей схемы ГМП из табл. 1. Здесь n_a , n_c , n_b — частоты вращения солнечной и эпициклической шестерен ТДМ и водила.

Крутящий момент на ведомом валу ГМП:

$$M_{\text{вм}} = M_{\text{вщ}} \hat{u}_{\text{ГМП}} = M_{\text{вщ}} K_{\text{ГМП}}.$$

Рассмотрим методику построения внешней характеристики двухпоточной ГМП (см. рис. 1) с ГТ, внешняя характеристика которого приведена на рис. 2.

Необходимо отметить, что в данной схеме двухпоточной ГМП возможен режим работы, когда турбинное

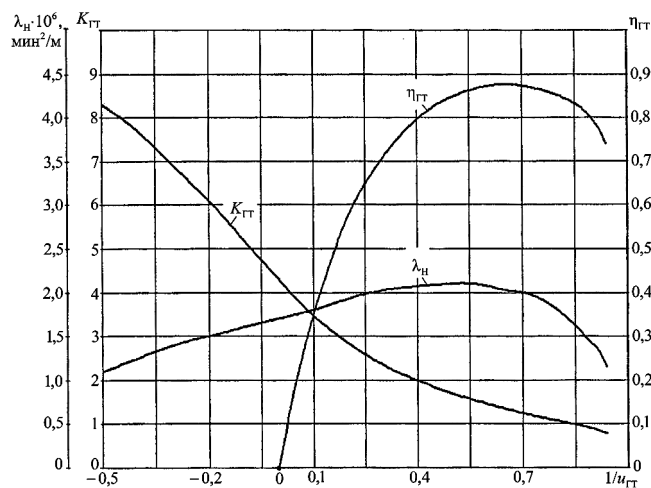


Рис. 2. Внешняя характеристика ГТ

колесо ГТ вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса (противовращение турбинного колеса). Этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики двухпоточной ГМП.

Из выражения (1) получим:

$$1/u_{\text{ГТ}} = [(1 + k)/u_{\text{ГМП}} - 1]/k. \quad (6)$$

Тогда, задаваясь величиной $1/u_{\text{ГМП}}$ из выражения (6), определим соответствующее ей значение $1/u_{\text{ГТ}}$ при заданной величине характеристики k планетарного ряда.

Примем в качестве примера $k = 2$ и сведем результаты расчета в табл. 2.

Для каждого значения $1/u_{\text{ГТ}}$ из графика на рис. 2 определим величины $\lambda_{\text{Н}}$ и $K_{\text{ГТ}} = \hat{u}_{\text{ГТ}}$. Далее по выражениям (5), (2) и (3) определим соответствующие им значения $\lambda_{\text{вщ}}$; $\hat{u}_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}}$; $\eta_{\text{ГМП}}$.

Полученные результаты используем для построения внешней характеристики двухпоточной ГМП (рис. 3).

Внешние характеристики однопоточной и двухпоточных ГМП (см. рис. 1) с различными характеристиками k планетарного ряда и внешней характеристикой ГТ, приведенной на рис. 2, представлены на рис. 4.

Поскольку в однопоточной ГМП отсутствует режим противовращения турбинного колеса ГТ, то при построении внешней характеристики однопоточной ГМП принято, что $1/u_{\text{ГМП}} = 1/u_{\text{ГТ}}$, так как $n_{\text{вщ}} = n_{\text{Н}}$; $n_{\text{вм}} = n_{\text{Т}}$.

Из анализа приведенных графиков следует, что двухпоточные ГМП имеют более высокие значения максимального КПД $\eta_{\text{ГМПmax}}$. При этом с уменьшением характеристики планетарного ряда k значение $\eta_{\text{ГМПmax}}$ повышается.

При заданной внешней характеристике ГТ (см. рис. 2) и $1/u_{\text{ГМП}} > 0,52$ получим $\eta_{\text{ГМП}} > \eta_{\text{ГТ}}$, а при $1/u_{\text{ГМП}} < 0,52$ получим $\eta_{\text{ГМП}} < \eta_{\text{ГТ}}$ (режим противовращения турбинного колеса).

Таблица 2

Результаты расчета величины $1/u_{\text{ГТ}}$ при $k = 2$

$1/u_{\text{ГМП}} = n_{\text{вм}}/n_{\text{вщ}}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$1/u_{\text{ГТ}} = n_{\text{Т}}/n_{\text{Н}}$	−0,5	−0,35	−0,2	−0,05	0,1	0,25	0,4	0,55	0,7	0,85	0,925

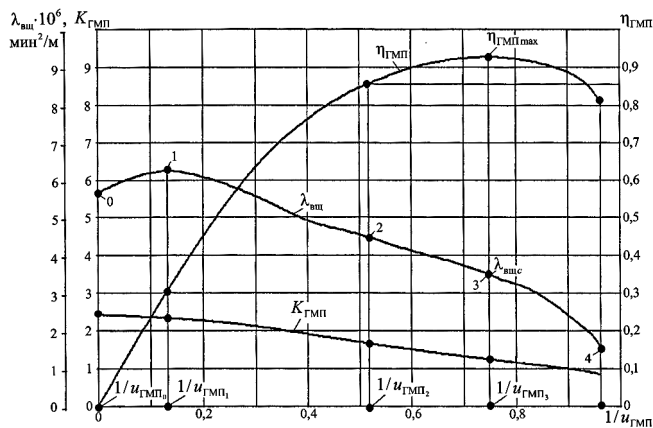


Рис. 3. Внешняя характеристика двухпоточной ГМП (рис. 1 и схема 1 из табл. 1, $k = 2$)

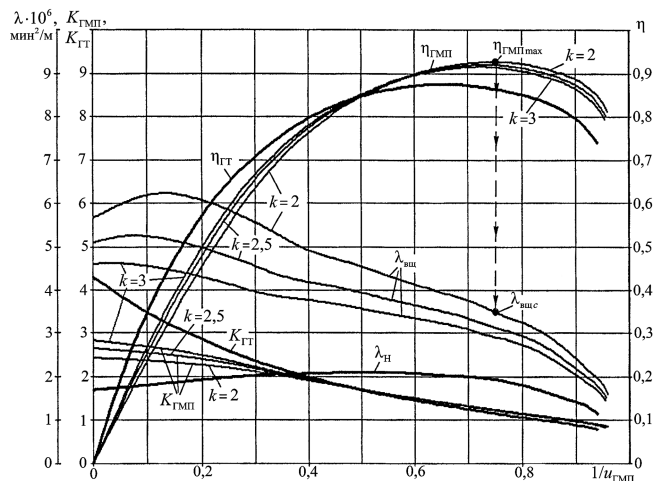


Рис. 4. Внешние характеристики однопоточной и двухпоточных ГМП

Изменение характеристики планетарного ряда k сказывается также на других параметрах внешней характеристики ГМП. Так, увеличение k приводит к снижению прозрачности ГМП и повышению ее коэффициента трансформации $K_{ГМП}$.

Согласование нагрузочной характеристики ГМП с внешней скоростной характеристикой дизельного двигателя

Нагрузочная характеристика ГМП представляет собой зависимость крутящего момента $M_{вщ}$ на ведущем валу ГМП от частоты вращения $n_{вщ}$ ее ведущего вала. Поскольку ведущий вал ГМП связан с валом двигателя, то при изменении крутящего момента $M_{вщ}$ на ведущем валу будет изменяться нагрузка двигателя. Эту характеристику иногда называют входной характеристикой ГМП. Для построения нагрузочной характеристики ГМП используют выражение (4).

Прежде чем приступить к проектированию остальных элементов ГМП, необходимо проверить возможность ее совместной работы с двигателем трактора. Для этого на внешнюю скоростную характеристику двигателя наносят нагрузочную характеристику ГМП. Число

парабол нагрузочной характеристики определяется степенью прозрачности ГМП.

В настоящее время при согласовании нагрузочной характеристики ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя принимают, что максимальный КПД ГМП $\eta_{ГМП\max}$ должен соответствовать работе двигателя на номинальном режиме.

Расчетная схема силового блока "двигатель — двухпоточная ГМП" представлена на рис. 5.

Согласование нагрузочной характеристики ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя можно выполнить тремя способами:

- изменением активного диаметра D гидротрансформатора;
- выбором необходимого передаточного числа u_p согласующего редуктора;
- выбором соответствующей характеристики k планетарного ряда.

Согласование нагрузочной характеристики ГТ с внешней скоростной характеристикой двигателя изменением его активного диаметра D

Примем с учетом выражения (4) и расчетной схемы на рис. 6, что:

$$M_{вщ} = \gamma \lambda_{вщ} n_{вщ}^2 D^5 = M_H / \alpha_H = \gamma \lambda_H n_H^2 D^5 / \alpha_H = M_{дн} u_p \eta_p, \quad (7)$$

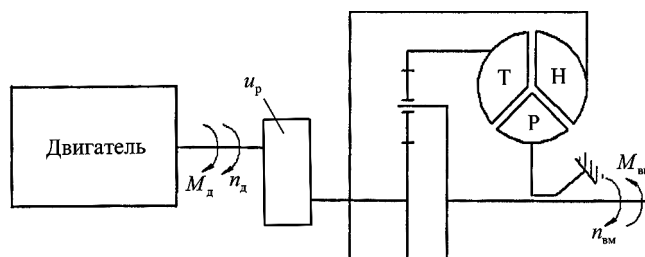


Рис. 5. Расчетная схема силового блока "двигатель — двухпоточная ГМП":

M_d, n_d — крутящий момент и частота вращения вала двигателя; u_p — передаточное число согласующего редуктора

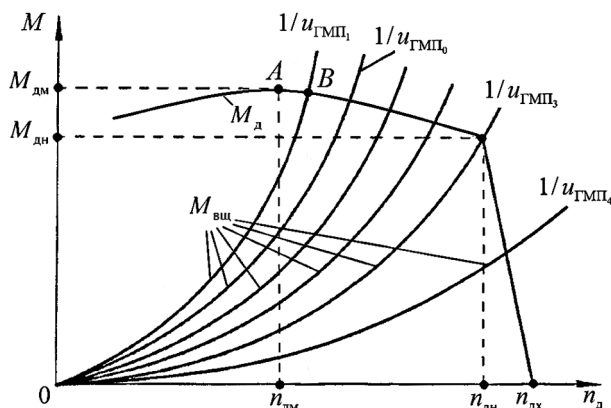


Рис. 6. Совмещение характеристики ГМП с двигателем:

$n_{дх}, n_{дм}$ — частоты вращения вала двигателя на холостом ходу и при максимальном крутящем моменте; $n_d = n_{вщ}$

где η_p — КПД согласующего редуктора. При отсутствии согласующего редуктора принимают $u_p = 1$; $\eta_p = 1$.

В то же время крутящий момент на ведущем валу ГМП:

$$M_{\text{вщ}} = \gamma \lambda_{\text{вщ}} (n_{\text{д}}/u_p)^2 D^5. \quad (8)$$

Тогда, приравняв правые части выражений (7) и (8) и приняв $\lambda_{\text{вщ}} = \lambda_{\text{вщс}}$ и $n_{\text{д}} = n_{\text{дн}}$, получим необходимый активный диаметр ГТ, м:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{\text{дн}} u_p^3 \eta_p}{\gamma \lambda_{\text{вщс}} n_{\text{дн}}^2}}, \quad (9)$$

где $\lambda_{\text{вщс}}$ — коэффициент момента ведущего вала ГМП при ее максимальном КПД $\eta_{\text{ГМПмакс}}$. На рис. 3 и 4 показано значение $\lambda_{\text{вщс}}$ для ГМП с характеристикой планетарного ряда $k = 2$ и внешней характеристикой ГТ, представленной на рис. 2.

Выражение (9) — общее для всех схем ГМП, приведенных в табл. 1.

Согласование нагрузочной характеристики ГТ с внешней скоростной характеристикой двигателя выбором соответствующего значения передаточного числа u_p согласующего редуктора

Приравняв правые части выражений (7) и (8) и приняв $\lambda_{\text{вщ}} = \lambda_{\text{вщс}}$ и $n_{\text{д}} = n_{\text{дн}}$, определим необходимое значение передаточного числа согласующего редуктора:

$$u_p = \sqrt[3]{\frac{\gamma \lambda_{\text{вщс}} n_{\text{дн}}^2 D^5}{M_{\text{дн}} \eta_p}}. \quad (10)$$

Выражение (10) — общее для всех схем ГМП, приведенных в табл. 1.

Согласование нагрузочной характеристики ГТ с внешней скоростной характеристикой двигателя выбором соответствующего значения характеристики k планетарного ряда

В данном случае для каждой схемы ГМП из табл. 1 будет свое выражение для определения необходимого значения характеристики k планетарного ряда.

Получим расчетное выражение для k на примере двухпоточной ГМП, приведенной на рис. 1 и на схеме 1 в табл. 1. Для этой схемы $\lambda_{\text{Нс}} = \lambda_{\text{вщс}} \alpha_{\text{Нс}}$, где $\alpha_{\text{Нс}} = k/(\dot{u}_{\text{ГТс}} + k)$. Тогда, заменив $\lambda_{\text{вщ}}$ на $\lambda_{\text{вщс}}$, а $\lambda_{\text{Н}}$ — на $\lambda_{\text{Нс}}$ в выражении (7), получим:

$$\begin{aligned} M_{\text{вщ}} &= \gamma \lambda_{\text{вщс}} n_{\text{вщ}}^2 D^5 = M_{\text{Н}}/\alpha_{\text{Н}} = \\ &= \gamma \lambda_{\text{Нс}} (n_{\text{дн}}/u_p)^2 D^5/\alpha_{\text{Нс}} = M_{\text{дн}} u_p \eta_p. \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь $\dot{u}_{\text{ГТс}} = K_{\text{ГТс}}$ соответствует значению коэффициента момента ведущего вала $\lambda_{\text{вщс}}$ ГМП при ее максимальном КПД (см. рис. 3, 4).

При согласовании нагрузочной характеристики двухпоточной ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя из выражения (11) получим:

$$k = \frac{\gamma \lambda_{\text{Нс}} (n_{\text{дн}}/u_p)^2 D^5 \dot{u}_{\text{ГТс}}}{M_{\text{дн}} u_p \eta_p - \gamma \lambda_{\text{Нс}} (n_{\text{дн}}/u_p)^2 D^5}.$$

Аналогично можно получить расчетные формулы, позволяющие определять необходимые значения характеристик k планетарных рядов, и для других схем двухпоточных ГМП, приведенных в табл. 1.

При согласовании нагрузочной характеристики двухпоточной ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя желательно обеспечить пересечение левой параболы нагрузочной характеристики с кривой крутящего момента двигателя в точке А (см. рис. 6), соответствующей величине $M_{\text{дм}}$ максимального крутящего момента.

Это позволит наиболее полно использовать преобразующее свойство двигателя изменять величину крутящего момента при изменении внешней нагрузки на двигатель. Особенно важно это для двигателей постоянной мощности, у которых коэффициент приспособляемости по величине крутящего момента может достигать значений 1,4—1,65 [1—3].

Крайняя левая парабола на рис. 6 соответствует режиму работы, когда $\lambda_{\text{вщ}}$ имеет максимальное значение (точка 1 на рис. 3), крайняя правая парабола построена для минимального значения $\lambda_{\text{вщ}}$ (точка 4 на рис. 3).

Расчеты показали, что в двухпоточной ГМП левая парабола нагрузочной характеристики пересекает кривую крутящего момента дизельного двигателя в точке В, расположенной ближе к точке А, соответствующей величине $M_{\text{дм}}$ его максимального крутящего момента, по сравнению с однопоточной ГМП. Следовательно, рассмотренная схема двухпоточной ГМП по сравнению с однопоточной позволяет наиболее полно использовать преобразующее свойство двигателя изменять величину крутящего момента при изменении внешней нагрузки на двигатель.

Определение относительных частот вращения n_{B0} сателлитов ТДМ

Для схемы ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (см. рис. 6) относительные частоты вращения сателлитов определяются по одному из выражений [3, 4, 8—11]:

$$n_{B0} = -(n_a - n_b) \frac{2}{k-1}; \quad (12)$$

$$n_{B0} = (n_c - n_b) \frac{2k}{k-1};$$

$$n_{B0} = (n_a - n_c) \frac{2k}{k^2-1}.$$

Данные выражения можно использовать для всех схем двухпоточных ГМП, приведенных в табл. 1.

При выборе параметров ТДМ для двухпоточной ГМП одно из основных ограничений — предельная относительная частота вращения n_{B0} сателлитов, которая должна удовлетворять условию нормальной работы подшипниковых узлов в течение заданного срока службы машины.

Применяемые для сателлитов серийные подшипники качения допускают под нагрузкой относительную частоту вращения колец n_{B0} до 6000 мин⁻¹. Поэтому при проектировании двухпоточной ГМП будем принимать, что $n_{B0} \leq [n_{B0}]$, где $[n_{B0}] = 6000$ мин⁻¹ — допускаемая частота вращения сателлитов.

Таблица 3

Частота вращения сателлитов ТДМ в двухпоточной ГМП

k	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,2
$ n_{B_0} $, мин ⁻¹	9000	7500	6428,6	5625	5000	4500	3750

Рассмотрим пример определения частоты вращения n_{B_0} сателлитов ТДМ для схемы двухпоточной ГМП, представленной на рис. 1. При определении n_{B_0} будем использовать выражение (12). В рассматриваемом случае $n_a = n_{\text{внш}}; n_b = n_{\text{вм}}$ (см. рис. 1).

Рассмотрим худший случай, когда $n_a = n_{\text{внш}} = n_{\text{дх}}; n_b = n_{\text{вм}} = 0$ мин⁻¹. Здесь $n_{\text{дх}}$ — частота вращения вала двигателя на холостом ходу (см. рис. 6). Примем $n_{\text{дх}} = 2250$ мин⁻¹.

Результаты расчетов частоты вращения сателлитов n_{B_0} приведены в табл. 3.

Из приведенных в табл. 3 результатов следует, что в данной схеме двухпоточной ГМП ТДМ с характеристикой ряда $k = 1,5 \dots 1,7$ не удовлетворяют требованию по допустимой частоте вращения сателлитов. При уменьшении характеристики k планетарного ряда увеличивается частота вращения n_{B_0} сателлитов ТДМ.

Выводы

1. Приведенная методика позволяет определять все необходимые параметры двухпоточной ГМП на стадии проектирования.

2. Установлено, что при уменьшении характеристики k планетарного ряда повышается максимальный КПД двухпоточной схемы ГМП, представленной на рис. 1, уменьшается активный диаметр D гидротрансформатора и увеличивается относительная частота вращения n_{B_0} сателлитов ТДМ. Увеличение характеристики k планетарного ряда приводит к снижению прозрачности ГМП и к повышению ее коэффициента трансформации $K_{\text{ГМП}}$.

3. Двухпоточная ГМП по схеме, представленной на рис. 1, позволяет наиболее полно по сравнению с однопоточной ГМП использовать преобразующее свойство двигателя изменять величину крутящего момента при изменении внешней нагрузки на двигатель, что очень важно для промышленных и лесопромышленных тракторов.

Литература и источники

1. Гинзбург Ю. В., Швед А. И., Парфенов А. П. Промышленные тракторы. М: Машиностроение, 1986. 296 с.
2. Позин Б. М., Бондарь В. Н., Довжик Л. В. и др. Тенденции развития моторно-трансмиссионных установок промышленных и лесопромышленных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2015, № 5. С. 35—38.
3. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
4. Шарипов В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ "МАМИ", 2002. 300 с.
5. Кожевников В. С., Маринкин А. П., Серебряков В. В. и др. Выбор и определение параметров гидромеханических передач / Под общ. ред. В. М. Шарипова. М.: Университет машиностроения, 2012. 66 с.
6. Петров А. В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.

7. Носов Н. А., Галышев В. Д., Волков Ю. П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н. А. Носова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1972. 560 с.

8. Шарипов В. М., Крumbольдт Л. Н., Маринкин А. П. и др. Синтез схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы / Под общ. ред. В. М. Шарипова. М.: Университет машиностроения, 2013. 51 с.

9. Шарипов В. М., Крumbольдт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин / Под общ. ред. В. М. Шарипова. М.: МГТУ "МАМИ", 2000. 142 с.

10. Красеньков В. И., Вашец А. Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.

11. Шарипов В. М., Крumbольдт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 с.

References

1. Ginzburg Yu. V., Shved A. I., Parfenov A. P. *Proyshlennyye traktory* [Industrial tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 296 p.
2. Pozin B. M., Bondar' V. N., Dovzhik L. V., Kozlenok A. V., Rozenoer M. G. Development trends of powertrain systems for industrial and forestry tractors. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2015, no. 5, pp. 35—38 (in Russ.).
3. Sharipov V. M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Constructing and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009, 752 p.
4. Sharipov V. M. *Proektirovaniye mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob'emnykh peredach traktorov* [Designing of mechanical, hydromechanical and hydrostatic transmissions of tractors]. Moscow, Moscow State Technical University (MAMI), 2002, 300 p.
5. Kozhevnikov V. S., Marinkin A. P., Serebryakov V. V., Sharipov V. M., Shakirov T. M. *Vybor i opredeleniye parametrov gidromekhanicheskikh peredach* [Selection and determination of parameters of hydromechanical transmissions]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, University of Mechanical Engineering (MAMI), 2012, 66 p.
6. Petrov A. V. *Planetarnyye i gidromekhanicheskiye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 385 p.
7. Nosov N. A., Galyshev V. D., Volkov Yu. P., Kharchenko A. P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and constructing of tracked vehicles]. Under the editorship of N. A. Nosov. Leningrad, Mashinostroenie Publ., Leningrad branch, 1972, 560 p.
8. Sharipov V. M., Krumbol'dt L. N., Marinkin A. P., Sharipova N. N., Shevelev A. S., Shchetinin Yu. S. *Sintez skhem planetarnykh korobok peredach s dvumya stepenyami svobody* [Schematic synthesis of two-degree-of-freedom planetary transmissions]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, University of Mechanical Engineering (MAMI), 2013, 51 p.
9. Sharipov V. M., Krumbol'dt L. N., Marinkin A. P. *Planetarnyye korobki peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, Moscow State Technical University (MAMI), 2000, 142 p.
10. Krasnen'kov V. I., Vashets A. D. *Proektirovaniye planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin* [Designing of planetary gears of transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 272 p.
11. Sharipov V. M., Krumbol'dt L. N., Marinkin A. P. *Planetarnyye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin* [Planetary transmissions. Methods of selection of the most rational schemes of planetary transmissions of transport and traction vehicles]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012, 149 p. (in Russ.).