

«МАМИ». Научный рецензируемый журнал, № 1(19), 2014, т. 1.

4. Лебедев С.А., Гаврицкий Д.А., Антипенко В.С. Пусковое устройство с молекулярным накопителем энергии. – М., «Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал, № 2(24), 2015, т. 1.

### **Конструирование и расчет двухпоточных гидромеханических передач**

д.т.н. проф. Котиев Г.О.<sup>1</sup>, д.т.н. проф. Шарипов В.М.<sup>2</sup>,  
к.т.н. проф. Щетинин Ю.С.<sup>2</sup>, к.т.н. Вязников М.В.<sup>3</sup>, Гаев С.В.<sup>3</sup>, Розеноер М.Г.<sup>3</sup>  
<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, <sup>2</sup>Университет машиностроения, <sup>3</sup>ООО «МИКОНТ»,  
(495) 223-05-23, доб. 1111, trak@mami.ru

*Аннотация.* Приведена методика конструирования и расчета двухпоточных гидромеханических передач, широко используемых в трансмиссиях современных колесных и гусеничных машин. Рассмотрено согласование нагрузочной характеристики двухпоточной гидромеханической передачи с внешней скоростной характеристикой двигателя. Показаны преимущества двухпоточных гидромеханических передач по сравнению с однопоточными.

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

Диапазон силового регулирования гидродинамических передач не превышает 2,5...3,5 и не обеспечивает полностью требования, предъявляемые колесными и гусеничными машинами (автомобилями, тракторами и быстроходными гусеничными машинами) [1-6]. Для увеличения силового диапазона регулирования сочетают гидродинамические и механические передачи, соединяя их между собой последовательно или параллельно. Такие передачи получили название гидромеханических передач (ГМП).

Для ГМП с последовательным соединением агрегатов (однопоточных) КПД, кинематическое и силовое передаточные числа равны произведению КПД и передаточных чисел соответствующих механизмов. Эти передачи имеют большой диапазон регулирования, но низкий КПД.

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

В зависимости от расположения дифференциального звена по отношению к гидротрансформатору различают двухпоточные ГМП с дифференциальным звеном на входе или на выходе.

Основными показателями двухпоточных ГМП являются кинематическое  $u_{ГМП}$  и силовое  $\hat{i}_{ГМП}$  передаточные числа и КПД  $\eta_{ГМП}$ .

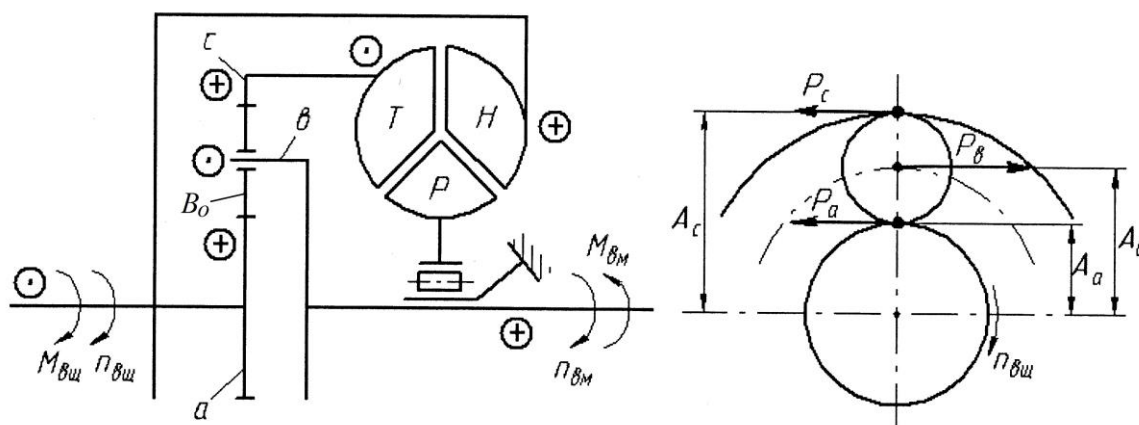
Для пояснения работы такой передачи рассмотрим наиболее распространенную схему двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе (рисунок 1).

В данной передаче мощность с ведущего на ведомый вал передается двумя потоками.

Первый поток мощности передается чисто механическим путем через солнечную шестерню на сателлиты и далее на водило, связанное с ведомым валом передачи. Здесь существуют только механические потери потока мощности. КПД передачи в данном потоке мощности высокий.

Второй поток мощности передается через гидротрансформатор на эпициклическую ше-

стерню и далее через спутники на водило. Здесь существуют потери потока мощности как в гидротрансформаторе с низким КПД, так и механической части передачи с высоким КПД. Потери мощности здесь более высокие.



**Рисунок 1. Схема двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе:  $a$  – солнечная шестерня;  $c$  – эпициклическая шестерня;  $v$  – водило;  $B_o$  – спутник;  $H$  – насосное колесо;  $T$  – турбинное колесо;  $P$  – реактор;  $M_{вц}$  и  $M_{вм}$  – крутящий момент соответственно на ведущем и ведомом валах ГМП;  $n_{вц}$  и  $n_{вм}$  – частота вращения соответственно ведущего и ведомого вала ГМП**

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

Для рассматриваемого примера двухпоточной ГМП  $\eta_{ГМП} > \eta_{ГТ}$ , где  $\eta_{ГТ}$  – КПД гидротрансформатора (в данном случае комплексной гидродинамической передачи, которая может работать как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромукты). Это связано с тем, что через гидротрансформатор здесь передается только часть потока мощности с ведущего вала ГМП. Другая же часть потока мощности передается через механические звенья передачи с высоким КПД.

Конструирование и расчет двухпоточных ГМП рассмотрим на примере схемы ГМП с дифференциальным звеном на выходе, представленной на рисунке 1.

**Кинематическое передаточное число двухпоточной ГМП** определяют из уравнения кинематики ТДМ.

В данном ТДМ (см. рисунок 1) связь угловых скоростей трех его центральных звеньев (солнечной шестерни  $\omega_a$ , эпициклической шестерни  $\omega_c$  и водила  $\omega_v$ ) представляется выражением:

$$\frac{\omega_a - \omega_v}{\omega_c - \omega_v} = u_{ac}^v = -k, \quad (1)$$

где:  $u_{ac}^v$  – передаточное число от звена  $a$  (солнечной шестерни) до звена  $c$  (эпициклической шестерни) при остановленном водиле  $v$ ;  $k$  – характеристика планетарного ряда (по абсолютной величине равна передаточному числу планетарного ряда при остановленном водиле).

Здесь  $k = Z_c / Z_a$ , где  $Z_c$  и  $Z_a$  – число зубьев соответственно эпициклической и солнечной шестерни ряда.

КПД данного планетарного ряда в относительном движении (при остановленном водиле):

$$\eta_o = \eta_{внеш} \eta_{вн}.$$

Принимая КПД внешнего зацепления шестерен  $\eta_{внеш} = 0,97$  и КПД внутреннего зацепления  $\eta_{вн} = 0,99$ , получим  $\eta_o = 0,96$ .

Такие ТДМ отличаются простотой конструкции, компактны, имеют высокий КПД в

относительном движении ( $\eta_o = 0,96$ ), предопределяющий высокий КПД самой двухпоточной ГМП, и обеспечивают широкий диапазон изменения характеристики планетарного ряда ( $1,5 \leq k \leq 4,0$  (4,5)).

Из выражения (1) получим следующее основное уравнение кинематики планетарного ряда:

$$\omega_a + k \omega_c - (1+k) \omega_s = 0$$

или, заменяя угловые скорости звеньев  $\omega$  частотами их вращения, получим:

$$n_a + k n_c - (1+k) n_s = 0. \quad (2)$$

Здесь  $n_a$ ,  $n_c$  и  $n_s$  – частота вращения соответственно солнечной и эпициклической шестерен планетарного ряда и водила.

В данном случае (рисунок 1)  $n_{\text{вц}} = n_H = n_a$ ,  $n_s = n_{\text{вм}}$  и  $n_T = n_c$ . Здесь  $n_H$  и  $n_T$  – частота вращения соответственно насосного и турбинного колес гидротрансформатора.

Тогда уравнение (2) примет вид:  $n_{\text{вц}} + k n_T - (1+k) n_{\text{вм}} = 0$

или

$$n_{\text{вц}} + k n_T \frac{n_H}{n_H} - (1+k) n_{\text{вм}} = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что в уравнении (3)  $n_T/n_H = 1/u_{\text{ГТ}}$  и  $n_H = n_{\text{вц}}$ , получим:

$$n_{\text{вц}} + k n_{\text{вц}} / u_{\text{ГТ}} - (1+k) n_{\text{вм}} = 0,$$

где:  $u_{\text{ГТ}} = n_H/n_T$  – кинематическое передаточное число гидротрансформатора.

Откуда кинематическое передаточное число ГМП:

$$u_{\text{ГМП}} = \frac{n_{\text{вц}}}{n_{\text{вм}}} = \frac{1+k}{1+k/u_{\text{ГТ}}}. \quad (4)$$

**Силовое передаточное число двухпоточной ГМП** определяют из выражения (рисунок 1):

$$\hat{u}_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}} = M_{\text{вм}} / M_{\text{вц}}, \quad (5)$$

где:  $K_{\text{ГМП}}$  – коэффициент трансформации ГМП.

Запишем условие равновесия ведущего вала с учетом расстановки направлений знаков действующих на него моментов (рисунок 1):

$$M_{\text{вц}} = M_H + M_a, \quad (6)$$

где:  $M_a$ ,  $M_H$  – крутящий момент соответственно на солнечной шестерне и насосном колесе гидротрансформатора.

Из условия равновесия сателлита (см. рисунок 1) следует, что:

$$P_c = P_a = \frac{P_s}{2} = \frac{M_{\text{вм}}}{2A_s}.$$

Так как  $P_c = M_c/A_c$ ;  $P_a = M_a/A_a$ ;  $A_s = (A_a + A_c)/2$ , то крутящие моменты на солнечной и эпициклической шестернях трехзвенного дифференциального механизма равны:

$$M_a = M_{\text{вм}} \frac{A_a}{A_a + A_c} = M_{\text{вм}} \frac{1}{1+k}; \quad M_c = M_{\text{вм}} \frac{A_c}{A_a + A_c} = M_{\text{вм}} \frac{k}{1+k}.$$

Момент на насосном колесе гидротрансформатора равен:

$$M_H = \frac{M_T}{\hat{u}_{\text{ГТ}}} = \frac{M_c}{\hat{u}_{\text{ГТ}}} = M_{\text{вм}} \frac{k}{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}.$$

Здесь  $\hat{u}_{\text{ГТ}} = K_{\text{ГТ}} = M_T/M_H$  – силовое передаточное число гидротрансформатора, где  $K_{\text{ГТ}}$  – коэффициент трансформации гидротрансформатора.

Уравнение равновесия ведущего вала (6) с учетом значений  $M_H$  и  $M_a$  примет вид:

$$M_{\text{вц}} = M_{\text{вм}} \frac{1}{1+k} + M_{\text{вм}} \frac{k}{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}. \quad (7)$$

После подстановки выражения (7) в (5) окончательно получим:

$$\hat{u}_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}} = \frac{M_{\text{вм}}}{M_{\text{вц}}} = \frac{1+k}{1+k/\hat{u}_{\text{ГТ}}} = \frac{1+k}{1+k/K_{\text{ГТ}}}. \quad (8)$$

**КПД двухпоточной ГМП** равно:

$$\eta_{\text{ГМП}} = \hat{u}_{\text{ГМП}}/u_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}}/u_{\text{ГМП}}. \quad (9)$$

Для рассматриваемого примера  $\eta_{\text{ГМП}} > \eta_{\text{ГТ}}$ , где  $\eta_{\text{ГТ}}$  – КПД гидротрансформатора. Это говорит о том, что в силовом контуре этой передачи отсутствует циркулирующая мощность ( $N_u = 0$ ).

**Коэффициент нагрузки насосного колеса гидротрансформатора** (учитывает долю крутящего момента, подводимого к насосному колесу гидротрансформатора) равен:

$$\alpha_H = \frac{M_H}{M_{\text{вц}}} = \frac{k}{\hat{u}_{\text{ГТ}} + k} = \frac{k}{K_{\text{ГТ}} + k}.$$

Следовательно, момент на насосном колесе гидротрансформатора равен:

$$M_H = \alpha_H M_{\text{вц}}.$$

**Коэффициент нагрузки солнечной шестерни ТДМ** (учитывает долю крутящего момента, подводимого к солнечной шестерне) равен:

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

Тогда крутящий момент на солнечной шестерне равен:

$$M_a = \alpha_a M_{\text{вц}}.$$

Возможны схемы двухпоточных ГМП с циркулирующей мощностью  $N_u$  в их силовом контуре. В результате КПД такой передачи  $\eta_{\text{ГМП}} < \eta_{\text{ГТ}}$ , а циркулирующая мощность дополнительно нагружает механические или гидравлические звенья передачи. При этом в некоторых схемах таких передачах выше силовой диапазон регулирования.

В таблице 1 приведены все возможные схемы двухпоточных ГМП с дифференциальным звеном, выполненным в виде ТДМ со смешанным зацеплением шестерен и расчетные формулы для определения их основных параметров [4-6].

В схемах 1, 2, 7 и 8 циркулирующая мощность отсутствует. Эти схемы повышают КПД передачи, снижают силовое передаточное число (коэффициент трансформации) и позволяют уменьшить размеры гидротрансформатора по сравнению с полнопоточной передачей. Наиболее рациональной является схема 1, получившая широкое распространение (рисунок 1).

В схемах 3, 4, 9 и 10 циркулирующая мощность перегружает гидротрансформатор, что приводит к увеличению его размеров, снижению КПД передачи и повышению ее силового передаточного числа.

В схемах 5, 6, 11 и 12 циркулирующая мощность перегружает механические звенья передачи, что приводит к снижению КПД передачи и силового передаточного числа по сравнению с гидротрансформатором, и поэтому интереса не представляют.

Активный диаметр  $D$  гидротрансформатора, включенного в двухпоточную ГМП, определяют с учетом доли момента  $\alpha_H$ , подводимого от двигателя к насосному колесу, по аналогии с однопоточными передачами.

**Внешняя характеристика двухпоточной ГМП** представляет собой зависимость крутящего момента  $M_{\text{вц}}$  на ведущем и  $M_{\text{вм}}$  на ведомом валах передачи и ее КПД  $\eta_{\text{ГМП}}$  от от-

ношения  $1/u_{ГМП} = n_{вм}/n_{вц}$  при постоянной частоте вращения  $n_{вц}$  ведущего вала. Она может быть построена по внешней характеристике гидротрансформатора с помощью формул, приведенных в таблице 1 для заданной величины характеристики  $k$  планетарного ряда.

Таблица 1

Параметры двухпоточных ГМП

Схема	Параметр	Схема	Параметр
<b>Дифференциальное звено на выходе</b>			
	$u_{ГМП} = \frac{1+k}{1+k/u_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1+k}{1+k/\hat{u}_{ГТ}}$ $N_u = 0$ $\alpha_H = k/(u_{ГТ} + k)$ $\alpha_a = \hat{u}_{ГТ}/(\hat{u}_{ГТ} + k)$		$u_{ГМП} = \frac{(1+k)u_{ГТ}}{ku_{ГТ} + 1}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{k\hat{u}_{ГТ} + 1}$ $N_u = 0$ $\alpha_H = 1/(k\hat{u}_{ГТ} + 1)$ $\alpha_a = k\hat{u}_{ГТ}/(k\hat{u}_{ГТ} + 1)$
	$u_{ГМП} = \frac{ku_{ГТ}}{1+k-u_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = (1+k)/(1+k-\hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = \hat{u}_{ГТ}/(1+k-\hat{u}_{ГТ})$		$u_{ГМП} = \frac{u_{ГТ}}{1+k-ku_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = (1+k)/(1+k-k\hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = k\hat{u}_{ГТ}/(1+k-k\hat{u}_{ГТ})$
	$u_{ГМП} = \frac{1}{1+k-\frac{k}{u_{ГТ}}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1}{1+k-\frac{k}{\hat{u}_{ГТ}}}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = k/(\hat{u}_{ГТ} + k\hat{u}_{ГТ} - k)$ $\alpha_a = (1+k)/(1+k-k/\hat{u}_{ГТ})$		$u_{ГМП} = \frac{ku_{ГТ}}{ku_{ГТ} + u_{ГТ} - 1}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{k\hat{u}_{ГТ}}{k\hat{u}_{ГТ} + \hat{u}_{ГТ} - 1}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = \hat{u}_{ГТ}/(1+k-\hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = (1+k)/(1+k-\hat{u}_{ГТ})$

Продолжение табл. 1

Схема	Параметр	Схема	Параметр
<b>Дифференциальное звено на входе</b>			
	$u_{ГМП} = \frac{ku_{ГТ} + 1}{1+k}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{k\hat{u}_{ГТ} + 1}{1+k}$ $N_u = 0$ $\alpha_H = 1/(1+k)$ $\alpha_a = k/(1+k)$		$u_{ГМП} = \frac{u_{ГТ} + k}{1+k}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\hat{u}_{ГТ} + k}{1+k}$ $N_u = 0$ $\alpha_H = k/(1+k)$ $\alpha_a = 1/(1+k)$
	$u_{ГМП} = \frac{(1+k)u_{ГТ} - 1}{k}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ} - 1}{k}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = 1 + 1/k$ $\alpha_a = 1/k$		$u_{ГМП} = (1+k)u_{ГТ} - k$ $\hat{u}_{ГМП} = (1+k)\hat{u}_{ГТ} - k$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = 1+k$ $\alpha_a = k$
	$u_{ГМП} = 1+k-ku_{ГТ}$ $\hat{u}_{ГМП} = 1+k-k\hat{u}_{ГТ}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = k$ $\alpha_a = 1+k$		$u_{ГМП} = \frac{1+k-u_{ГТ}}{k}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1+k-\hat{u}_{ГТ}}{k}$ $N_u \neq 0$ $\alpha_H = 1/k$ $\alpha_a = 1 + 1/k$

Крутящий момент на ведущем валу ГМП можно представить по аналогии с гидро-

трансформаторами в виде [5]:

$$M_{\text{вц}} = \gamma \lambda_{\text{вц}} n_{\text{вц}}^2 D^5 = M_H / \alpha_H = \gamma \lambda_H n_H^2 D^5 / \alpha_H, \quad (10)$$

где:  $\lambda_{\text{вц}}$  – коэффициент момента ведущего вала ГМП, мин<sup>2</sup>/м;  $\gamma$  – плотность рабочей жидкости, Н/м<sup>3</sup>;  $\gamma = 9000$  Н/м<sup>3</sup>.

Из выражения (10) следует, что:

$$\lambda_{\text{вц}} = \lambda_H / \alpha_H. \quad (11)$$

Крутящий момент на ведомом валу ГМП равен:

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

Рассмотрим методику построения внешней характеристики двухпоточной ГМП (рисунок 1) с гидотрансформатором, внешняя характеристика которого приведена в таблицах 2 и 3 и на рисунке 2.

Таблица 2

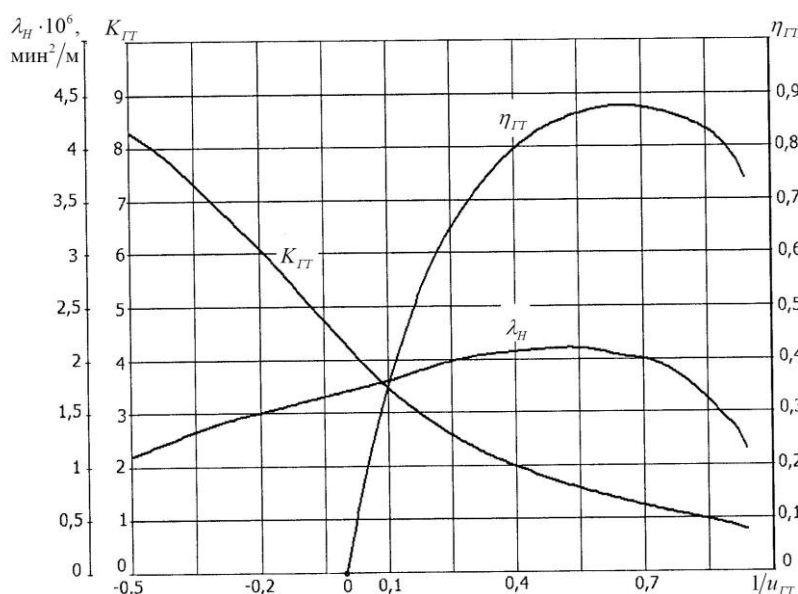
**Противовращение турбины**

$1/u_{\text{ГТ}} = n_T/n_H$	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1
$\lambda_H \cdot 10^6$ , мин <sup>2</sup> /м	1,1	1,25	1,40	1,5	1,6
$K_{\text{ГТ}}$	8,3	7,7	6,9	6,21	5,2

Таблица 3

**Нормальный режим работы гидротрансформатора**

$1/u_{\text{ГТ}} = n_T/n_H$	0	0,1	0,3	0,5	0,655	0,7	0,8	0,9	0,92	0,94
$\lambda_H \cdot 10^6$ , мин <sup>2</sup> /м	1,7	1,8	2,025	2,1	2,025	2,0	1,8	1,412	1,318	1,15
$K_{\text{ГТ}}$	4,3	3,47	2,353	1,694	1,337	1,247	1,064	0,855	0,841	0,787



**Рисунок 2. Внешняя характеристика гидротрансформатора**

Необходимо отметить, что в двухпоточной ГМП возможен режим работы передачи, когда турбинное колесо гидротрансформатора вращается в сторону противоположную насосному колесу (противовращение турбины). Этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики двухпоточной ГМП.

Из выражения (4) получим:

$$\frac{1}{u_{\text{ГТ}}} = \frac{\frac{1}{u_{\text{ГМП}}}(1+k) - 1}{k}. \quad (12)$$

Тогда задаваясь величиной  $1/u_{ГМП}$  из выражения (12) определим соответствующее ей значение  $1/u_{ГТ}$  при заданной величине характеристике  $k$  планетарного ряда.

Примем в качестве примера, что  $k = 2,0$  и результаты расчета сведем в таблицу 4.

Таблица 4

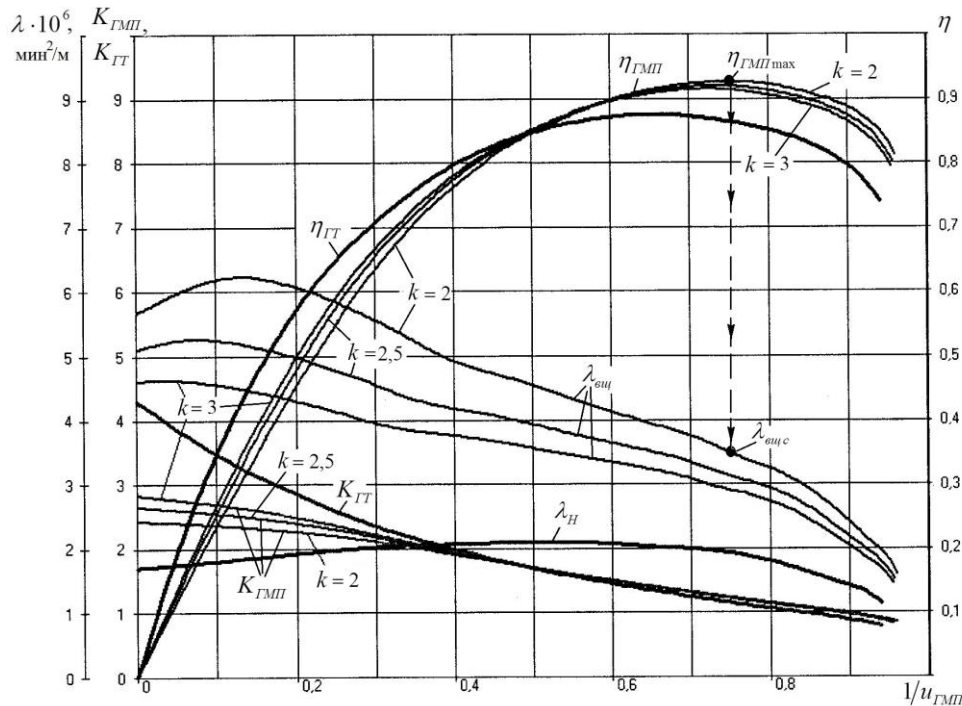
**Результаты расчета величины  $1/u_{ГТ}$  при  $k = 2,0$**

$1/u_{ГМП} = n_{вм}/n_{вц}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$1/u_{ГТ} = n_T/n_H$	-0,5	-0,35	-0,2	-0,05	0,1	0,25	0,4	0,55	0,7	0,85	0,925

Для каждого значения  $1/u_{ГТ}$  из графика на рисунке 2 определим величины  $\lambda_H$  и  $K_{ГТ} = \hat{u}_{ГТ}$ . Далее по выражениям (11), (8) и (9) определим соответствующие им значения  $\lambda_{вц}$ ,  $\hat{u}_{ГМП} = K_{ГМП}$  и  $\eta_{ГМП}$ .

Внешние характеристики однопоточной и двухпоточных ГМП (см. рисунок 1) с различными характеристиками  $k$  планетарного ряда и внешней характеристикой гидротрансформатора, приведенной на рисунке 2, представлены на рисунке 3.

В однопоточной ГМП отсутствует режим противовращения турбинного колеса гидротрансформатора. При построении внешней характеристики однопоточной ГМП принято, что  $K_{ГМП} = K_{ГТ}$  и  $1/u_{ГМП} = 1/u_{ГТ}$ , так как  $n_{вц} = n_H$  и  $n_{вм} = n_T$ .

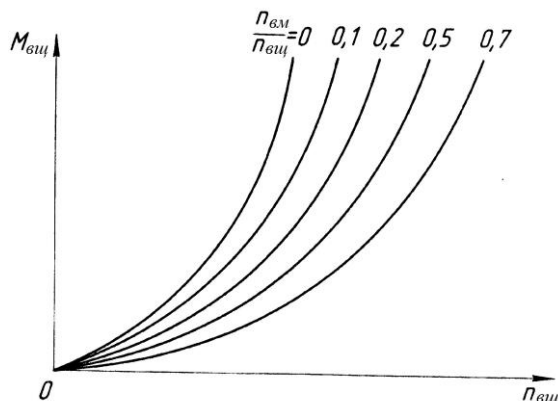


**Рисунок 3. Внешние характеристики однопоточной и двухпоточных ГМП**

Из анализа приведенных графиков следует, что более высокий КПД имеют двухпоточные ГМП. При этом с уменьшением характеристики планетарного ряда  $k$  повышается  $\eta_{ГМП}$  КПД ГМП. При заданной внешней характеристике гидротрансформатора (см. рисунок 2) и  $1/u_{ГМП} > 0,52$   $\eta_{ГМП} > \eta_{ГТ}$ , а при  $1/u_{ГМП} < 0,52$   $\eta_{ГМП} < \eta_{ГТ}$  (режим противовращения турбинного колеса).

**Нагрузочная характеристика ГМП** представляет собой зависимость крутящего момента  $M_{вц}$  на ведущем валу ГМП от частоты вращения  $n_{вц}$  ее ведущего вала. Так как ведущий вал ГМП связан с валом двигателя, то при изменении крутящего момента  $M_{вц}$  на ведущем валу будет изменяться нагрузка двигателя. Эту характеристику иногда называют входной характеристикой ГМП. Для построения нагрузочной характеристики ГМП используют выражение (10).

Так как в конструкциях современных колесных и гусеничных машин применяют только прозрачные гидротрансформаторы или прозрачные комплексные гидродинамические передачи, то каждому значению отношения  $1/u_{ГМП} = n_{эм} / n_{вщ}$  соответствует свое значение коэффициента момента  $\lambda_{вщ}$  (рисунок 3). Поэтому нагрузочная характеристика ГМП с прозрачным гидротрансформатором представляется в виде веера квадратичных парабол (рисунок 4).

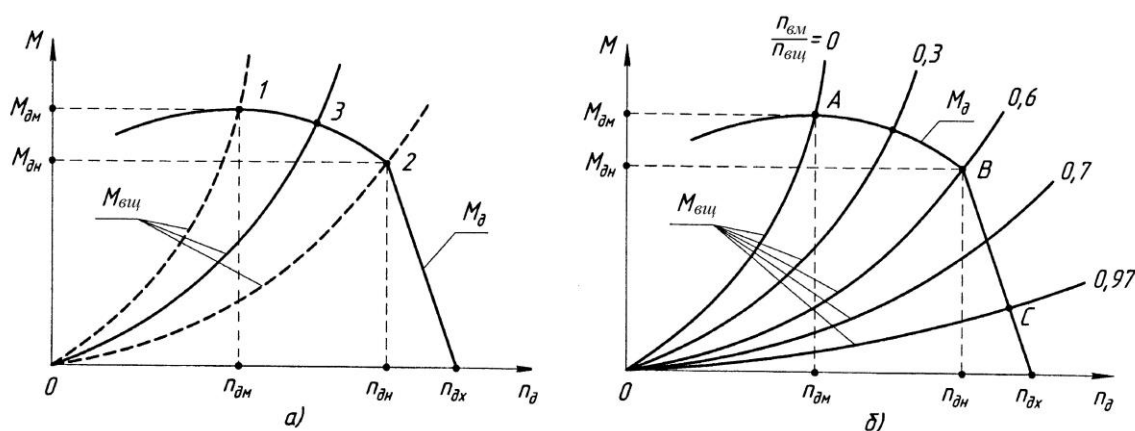


**Рисунок 4. Нагрузочная характеристика ГМП с прозрачным гидротрансформатором**  
**Согласование нагрузочной характеристики ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя**

Прежде чем приступить к проектированию остальных элементов ГМП, необходимо проверить возможность ее совместной работы с двигателем колесной или гусеничной машины. Для этого на внешнюю скоростную характеристику двигателя наносят нагрузочную характеристику ГМП. Число парабол нагрузочной характеристики определяется степенью прозрачности ГМП.

Рассмотрим согласование характеристики ГМП с характеристикой двигателя на примере непрозрачной ГМП, где парабола нагрузочной характеристики ГМП пересекает кривую крутящего момента двигателя в точке 3 по его внешней скоростной характеристике (рисунок 5а).

Для получения наибольших тяговых усилий необходимо, чтобы парабола нагрузочной характеристики ГМП пересекала кривую крутящего момента двигателя в точке 1 максимального крутящего момента  $M_{дм}$  двигателя (рисунок 5а), а для обеспечения работы двигателя на номинальном режиме, когда обеспечивается минимальный удельный расход топлива, - в точке 2 номинального крутящего момента  $M_{дн}$ .



**Рисунок 5. Совмещение характеристики ГМП с двигателем:**  
**а – непрозрачной; б – прозрачной**

При выполнении этих условий может возникнуть необходимость смещения параболы нагрузочной характеристики ГМП в сторону максимального  $M_{дм}$  или номинального  $M_{дн}$



крутящего момента двигателя.

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.

Этого можно достичь двумя способами.

1. Изменением активного диаметра  $D$  гидротрансформатора. Предположим, что кривая нагрузочной характеристики двухпоточной ГМП пересекает кривую крутящего момента двигателя в точке  $Z$  (рисунок 3а). В соответствии с выражением (10) увеличение активного диаметра  $D$  гидротрансформатора приводит к смещению кривой его нагрузочной характеристики ГМП влево в сторону  $M_{\text{дм}}$ , а при уменьшении – вправо в сторону  $M_{\text{дн}}$ .

Примем с учетом выражения (10), что:

$$M_{\text{вц}} = \gamma \lambda_{\text{вц}} n_{\text{вц}}^2 D^5 = M_{\text{н}} / \alpha_{\text{н}} = \gamma \lambda_{\text{н}} n_{\text{н}}^2 D^5 / \alpha_{\text{н}} = M_{\text{дн}}. \quad (13)$$

Тогда необходимый активный диаметр гидротрансформатора равен:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{\text{дн}}}{\gamma \lambda_{\text{вц}} n_{\text{вц}}^2}}, \quad \text{м}. \quad (14)$$

Здесь  $\lambda_{\text{вц}} = \lambda_{\text{вцс}}$ ,  $n_{\text{вц}} = n_{\text{дн}}$ , где:  $\lambda_{\text{вцс}}$  – коэффициент момента ведущего вала при максимальном КПД  $\eta_{ГМП\max}$  ГМП (рисунок 3).

Заметим, на рисунке 3 показано значение  $\lambda_{\text{вцс}}$  для ГМП с характеристикой планетарного ряда  $k = 2$ . Выражение (14) является общим для всех схем ГМП, приведенных в таблице 1.

2. Выбором соответствующего значения характеристики  $k$  планетарного ряда в двухпоточной ГМП. Здесь для каждой схемы ГМП их таблицы 1 будет свое выражение для определения необходимого значения характеристики  $k$  планетарного ряда.

Получим расчетное выражение для  $k$  на примере двухпоточной ГМП, приведенной на рисунке 1 и на схеме 1 в таблице 1.

Для этой схемы  $\lambda_{\text{н}} = \lambda_{\text{вц}} \alpha_{\text{н}}$ , где  $\alpha_{\text{н}} = k / (\hat{u}_{ГТ} + k)$ .

Тогда подставляя  $\lambda_{\text{н}}$  в выражение (13) получим, что при согласовании нагрузочной характеристики двухпоточной ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя:

$$k = \frac{M_{\text{дн}} \hat{u}_{ГТ}}{\gamma \lambda_{\text{вц}} n_{\text{вц}}^2 D^5 - M_{\text{дн}}}.$$

Здесь  $\lambda_{\text{вц}} = \lambda_{\text{вцс}}$ ,  $n_{\text{вц}} = n_{\text{дн}}$  и  $\hat{u}_{ГТ} = K_{ГТ}$  соответствует значению коэффициента момента ведущего вала  $\lambda_{\text{вцс}}$  ГМП при максимальном ее КПД (рисунок 3).

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

При согласовании нагрузочной характеристики двухпоточной ГМП с внешней скоростной характеристикой двигателя желательно также обеспечить пересечение левой параболы нагрузочной характеристики кривой крутящего момента двигателя в точке А (рисунок 5б), соответствующей величине  $M_{\text{дм}}$  максимального крутящего момента.

Это позволит наиболее полно использовать преобразующие свойства 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.

### Определение относительных частот вращения сателлитов $n_{Bo}$

Для схемы ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (рисунок 6) относительные частоты вращения сателлитов определяются, как и в простой передаче при неподвижном водиле.

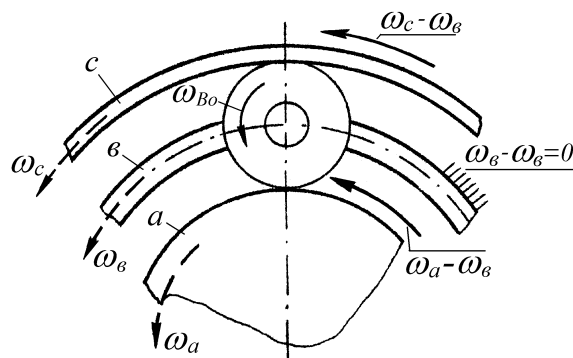


Рисунок 6. Схема ТДМ со смешанным зацеплением шестерен

При известных угловых скоростях вращения солнечной шестерни  $\omega_a$  и водила  $\omega_e$  (рисунок 6):

$$\frac{\omega_a - \omega_e}{\omega_{Bo}} = \frac{n_a - n_e}{n_{Bo}} = -\frac{Z_{Bo}}{Z_a} = -\frac{Z_c - Z_a}{2Z_a} = -\frac{k-1}{2}.$$

Здесь  $\omega_{Bo}$  и  $n_{Bo}$  – соответственно угловая скорость и частота вращения сателлита,  $Z_{Bo}$  – число зубьев сателлита.

Тогда:

$$n_{Bo} = -(n_a - n_e) \frac{2}{k-1}. \quad (15)$$

При известных частотах вращения эпициклической шестерни и водила получим (рисунок 6):

$$\frac{n_c - n_e}{n_{Bo}} = \frac{Z_{Bo}}{Z_c} = \frac{Z_c - Z_a}{2Z_c} = \frac{k-1}{2k},$$

откуда:

$$n_{Bo} = (n_c - n_e) \frac{2k}{k-1}. \quad (16)$$

При заданных частотах вращения солнечной и эпициклической шестерен ряда (рисунок 6):

$$n_{Bo} = (n_a - n_c) \frac{2k}{k^2 - 1}. \quad (17)$$

Приведенные выражения можно использовать для всех схем двухпоточных ГМП, приведенных в таблице 1.

При выборе ТДМ для двухпоточной ГМП одним из основных ограничений является предельная относительная частота вращения  $n_{Bo}$  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  $n_{Bo}$  до  $6000 \text{ мин}^{-1}$ . Поэтому при проектировании двухпоточной ГМП будем принимать, что  $n_{Bo} \leq [n_{Bo}]$ , где  $[n_{Bo}] = 6000 \text{ мин}^{-1}$  – допустимая частота вращения сателлитов.

При определении частоты вращения  $n_{Bo}$  сателлитов ТДМ в двухпоточной ГМП можно использовать любое из выражений (15), (16) или (17).

### Определение чисел зубьев шестерен ТДМ

В ТДМ, которые относятся к соосным зубчатым механизмам, нельзя произвольно назначать числа зубьев шестерен, так как необходимо, прежде всего, обеспечить совпадение осей вращения их центральных звеньев. Кроме того, при наличии нескольких сателлитов необходимо обеспечить возможность сборки механизма, а также отсутствие задевания сателлитов одного ряда друг за друга. При этом число зубьев наименьшей шестерни ТДМ должно исключать вероятность подрезания ножки зуба.

Таким образом, при подборе чисел зубьев шестерен ТДМ необходимо обеспечить соблюдение условий соосности, сборки и соседства.

**У с л о в и е с о о с н о с т и .** Выполнение этого условия обеспечивает соосность центральных зубчатых колес ТДМ. Для одновенцового ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (рисунок 1) условие соосности записывается в виде:

$$m Z_c = m Z_a + 2m Z_{Bo},$$

где:  $m$  – модуль зацепления;  $Z_a$ ,  $Z_c$  и  $Z_{Bo}$  – число зубьев соответственно солнечной шестерни, эпициклической шестерни и сателлита.

Так как модуль у всех шестерен одинаков, то:

$$Z_c = Z_a + 2Z_{Bo}. \quad (18)$$

Из условия соосности (18) вытекает важное практическое правило при подборе числа зубьев: солнечная шестерня и эпицикл должны иметь или четное или нечетное число зубьев, чтобы их разность была четной величиной. В противном случае сателлиты будут иметь дробное число зубьев:

$$Z_{Bo} = \frac{Z_c - Z_a}{2}.$$

**У с л о в и е с б о р к и .** Это условие определяет возможность сборки ТДМ, т.е. возможность одновременного зацепления сателлитов с центральными зубчатыми колесами.

Рассмотрим в качестве примера одновенцовый ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (рисунок 1), у которого сателлит  $B_o$  должен одновременно находиться в зацеплении с солнечной шестерней  $a$  и эпициклом  $c$ . Это возможно только при условии, когда:

$$\frac{Z_c + Z_a}{d} = \gamma, \quad (19)$$

где:  $d$  – число сателлитов;  $\gamma$  – любое целое число.

Таким образом, условие сборки одновенцового ТДМ со смешанным зацеплением шестерен заключается в том, что сумма чисел зубьев солнечной шестерни и эпицикла должна быть кратна числу сателлитов.

**У с л о в и е с о с е д с т в а .** Выполнение этого условия исключает задевание сателлитов друг о друга и чрезмерные потери мощности на «барботажи» масла (зазор между вершинами зубьев двух соседних сателлитов должен быть более 3...5 мм). Условие соседства чаще всего проверяют графически. Установлено, что для обеспечения зазора между вершинами зубьев сателлитов более 3...5 мм зазор между их начальными окружностями должен быть не менее 1/5 диаметра начальной окружности наименьшей шестерни планетарного ряда.

**Подбор чисел зубьев** необходимо начинать с наименьшей шестерни, число зубьев которой  $Z_{\min}$ . При этом для некоррегированных зубчатых колес  $Z_{\min} = 17$ , а для скоррегированных –  $Z_{\min} = 12 - 14$ , что исключает вероятность подрезания ножки зуба.

В ТДМ со смешанным зацеплением шестерен и одновенцовыми сателлитами (рисунок 1) в зависимости от характеристики  $k$  ряда меньшее число зубьев может иметь солнечная шестерня или сателлит.

Если характеристика планетарного ряда  $k > 3$ , то  $Z_{\min}$  – на солнечной шестерне. Тогда из условия сборки (19):

$$Z_a = \frac{d \gamma}{1+k}. \quad (20)$$

Если  $k < 3$ , то  $Z_{\min}$  – на сателлите. Тогда из условия соосности (18):

$$Z_{Bo} = \frac{Z_c - Z_a}{2} = \frac{Z_a (k-1)}{2}. \quad (21)$$

Подставляя  $Z_a$  из выражения (20) в (21), получим:

$$Z_{Bo} = \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{d \gamma}{2}. \quad (22)$$

При  $k = 3$  солнечная шестерня и сателлит имеют одинаковые числа зубьев и их определение можно проводить по выражению (20) или (22).

### Выводы

1. Приведенная методика конструирования и расчета двухпоточных ГМП для колесных и гусеничных машин позволяет определять все необходимые параметры передачи на стадии проектирования.
2. Показано, что двухпоточные ГМП по сравнению с однопоточными ГМП имеют преимущества по КПД. При этом с уменьшением характеристики  $k$  планетарного ряда повышается КПД ГМП.

### Литература

1. Выбор и определение параметров гидромеханических передач / В.С. Кожевников, А.П. Маринкин, В.В. Серебряков, В.М. Шарипов, Т.М. Шакиров. Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Университет машиностроения, 2012. – 66 с.
2. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 385 с.
4. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко. Под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.

### **Косвенный метод измерения некоторых геометрических параметров дроссельных каналов круглой цилиндрической формы**

к.т.н. доц. Кузнецов В.С., к.т.н. доц. Яроц В.В.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

8 (499) 263-65-18, kuznecovbmstu@mail.ru, vyaroz@yandex.ru

*Аннотация.* Применение дросселей в качестве элементов регулирующих устройств в гидравлических приводах требует от них возможности обеспечения зависимости давления от расхода рабочей жидкости желаемого вида. Для установления этой связи необходимо знать площадь отверстия на входе в дроссельный канал. Однако измерить прямым методом фактическую величину этой площади, полученной в результате изготовления дроссельного канала, не всегда представляется возможным. В статье приведена оценка возможности применения косвенного метода определения площади входа в дроссельный канал круглой цилиндрической формы.

*Ключевые слова:* цилиндрический дроссельный канал, отверстие с острой кромкой, теория подобия.