

УДК 629.114.2.001.63(075.8)

Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач**Kinematic analysis of double-flow hydromechanical transmissions**

В. М. ШАРИПОВ, д-р техн. наук
Ю. С. ЩЕТИНИН, канд. техн. наук
М. И. ДМИТРИЕВ, канд. техн. наук

**Московский политехнический университет,
Москва, Россия, trak@mami.ru**

V. M. SHARIPOV, DSc in Engineering
Yu. S. SHCHETININ, PhD in Engineering
M. I. DMITRIEV, PhD in Engineering

**Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
trak@mami.ru**

Двухпоточные гидромеханические передачи получают все большее распространение в конструкциях современных тракторов и автомобилей. Двухпоточная гидромеханическая передача состоит из гидротрансформатора или комплексной гидродинамической передачи и дифференциального звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма. В статье рассмотрены все 12 возможных схем двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном на входе и выходе со смешанным зацеплением зубчатых колес. Приведены результаты их кинематического анализа. Для всех 12 схем приведены выражения, позволяющие определить угловые скорости звеньев трехзвенного дифференциального механизма в зависимости от передаточного числа двухпоточной гидромеханической передачи и характеристики планетарного ряда. Результаты расчетов с использованием этих выражений представлены в виде графиков. Установлено, что для 4 из 12 схем велика вероятность того, что угловые скорости либо солнечной шестерни, либо сателлитов превысят пределы, допустимые для работы подшипников качения. Для других 4 схем эта проблема отсутствует. Остальные схемы применимы для ограниченного диапазона характеристики планетарного ряда. Установлено, что для 6 схем есть вероятность, что при работе передачи в диапазоне изменения передаточного числа от бесконечности до 1 гидротрансформатор может работать в режимах, нехарактерных для его нормальной работы (турбинное колесо вращается быстрее насосного; турбинное колесо вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса; насосное колесо вращается в противоположном направлении по отношению к реактору). Установлены условия возникновения таких режимов и определены пределы изменения передаточного числа гидротрансформатора для них.

Ключевые слова: двухпоточная гидромеханическая передача; гидротрансформатор; трехзвенный дифференциальный механизм; анализ работы.

Double-flow hydromechanical transmissions become more and more widely used in designs of modern tractors and automobiles. Double-flow hydromechanical transmission includes a torque converter or a complex hydrodynamic transmission and a differential unit made in form of three-link differential device. The article discusses all of the 12 possible schemes of double-flow hydromechanical transmissions with a differential unit at the input and at the output with mixed type of gear engagement, and also presents the results of their kinematic analysis. For all of the 12 possible schemes, the expressions are given for determining the angular velocity of links of three-link differential device, depending on the gear ratio of double-flow hydromechanical transmission and the characteristics of planetary gear set. The calculation results with the use of these expressions are presented as curves. It is found that in 4 of the 12 schemes, it is very likely that the angular velocity of either sun gear or satellites will exceed the limits admissible for rolling bearings. There is no such problem for other 4 schemes. The other schemes are applicable to a limited range of characteristics of the planetary gear set. It is found that for 6 schemes there is a possibility that when transmission is functioning in the range of variation of gear ratio from infinity to 1, the torque converter can be operated in modes not typical for its normal operation (the turbine wheel rotates faster than the pump wheel; the turbine wheel rotates counter to the rotation of pump wheel; pump wheel rotates in the opposite direction in relation to the reactor). The triggering conditions of such modes are established and variation limits of gear ratio of torque converter are determined for them.

Keywords: double-flow hydromechanical transmission; torque converter; three-link differential device; operation analysis.

Введение

Двухпоточные гидромеханические передачи (ГМП) получают все большее распространение в конструкциях современных тракторов и автомобилей. В табл. 1 приведены все 12 возможных схем двухпоточных ГМП с дифференциальным зве-

ном, выполненным в виде трехзвенного дифференциального механизма (ТДМ) со смешанным зацеплением зубчатых колес [1—4].

В зависимости от принятой схемы изменяются основные параметры работы двухпоточной ГМП, такие как КПД, коэффициент трансформации, прозрачность [4]. Выбор

схемы сказывается также на величине и направлении угловых скоростей вращения звеньев механизма. Последнее может привести к тому, что при реализации некоторых режимов гидротрансформатор (ГТ) будет работать в нехарактерных для его функционирования условиях.

Цель исследования

В настоящее время отсутствуют четкие рекомендации по выбору основных параметров всех 12 возможных схем двухпоточных ГМП с ТДМ со смешанным зацеплением зубчатых колес. Поэтому целью данного исследования стал кинематический анализ, позволяющий оценить эти схемы.

Кинематический анализ двухпоточных ГМП

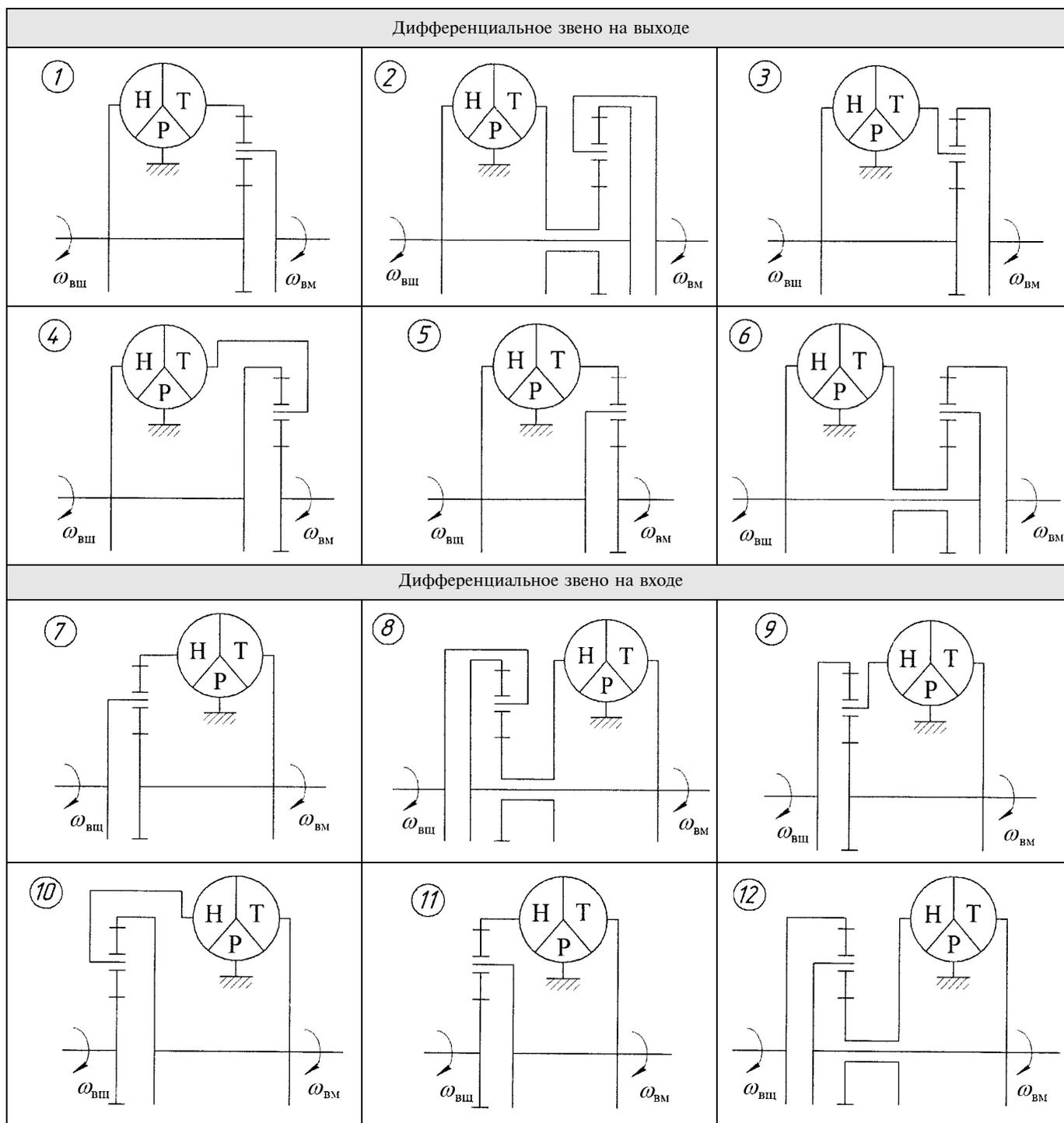
Работа двухпоточной ГМП с использованием наиболее распространенной схемы 1 подробно проанализирована в исследованиях [4, 5]. В данной же работе приводятся результаты выполненного на основе теоретических расчетов кинемати-

ческого анализа всех схем двухпоточных ГМП, данных в табл. 1.

При выполнении кинематического анализа двухпоточных ГМП использованы следующие термины и обозначения: $\omega_{\text{ВШ}}$, $\omega_{\text{ВМ}}$ — угловые скорости ведущего и ведомого валов ГМП; $u_{\text{ГМП}} = \omega_{\text{ВШ}}/\omega_{\text{ВМ}}$ — передаточное число ГМП; $\omega_{\text{Н}}$, $\omega_{\text{Т}}$ — угловые скорости насосного и турбинного

Таблица 1

Схемы двухпоточных ГМП



колес ГТ; $u_{ГТ} = \omega_{н}/\omega_{т}$ — передаточное число ГТ; $\omega_a, \omega_c, \omega_b, \omega_{B_o}$ — угловые скорости солнечной и эпициклической шестерен, водила ТДМ и сателлитов; $k = Z_c/Z_a$ — характеристика планетарного ряда (Z_c, Z_a — число зубьев эпициклической и солнечной шестерен планетарного ряда).

В расчетах использованы известные зависимости [1]:

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

$$\omega_{B_o} = -(\omega_a - \omega_b) \frac{2}{k-1};$$

$$\omega_{B_o} = (\omega_c - \omega_b) \frac{2k}{k-1};$$

$$\omega_{B_o} = (\omega_a - \omega_c) \frac{2k}{k^2-1}.$$

Рассмотрена работа двухпоточной ГМП в диапазоне изменения

$1/u_{ГМП}$ от 0 до 1, т.е. от стопового режима до режима прямого хода. Принято, что из конструктивных соображений характеристика k планетарного ряда может изменяться в пределах от 1,5 до 5.

В табл. 2 представлены результаты расчетов, позволяющие определить режим работы ГТ при всех возможных вариантах его включения в конструкцию двухпоточной ГМП.

Результаты кинематического анализа двухпоточных ГМП

О характере изменения угловых скоростей насосного и турбинного колес можно судить по графикам, представленным на рис. 1. Расчеты выполнены для планетарного ряда с характеристикой $k = 2$. Здесь и далее цифрами обозначены номера схем,

$\hat{\omega}_i = \omega_i/\omega_{вщ}$ — относительная угловая скорость i -го звена.

В схемах с дифференциальным звеном на выходе (схемы 1—6) насосное колесо всегда вращается со скоростью ведущего вала и $\hat{\omega}_т = 1/u_{ГТ}$. На рис. 1 для этих схем представлены зависимости относительной угловой скорости $\hat{\omega}_т$ турбинного колеса от параметра $1/u_{ГМП}$. В схемах с дифференциальным звеном на входе (схемы 7—12) турбинное колесо вращается со скоростью ведомого вала. Для этих схем на рис. 1 даны зависимости изменения относительной угловой скорости $\hat{\omega}_н$ насосного колеса.

Для схем 1 и 2 возможен режим, когда турбинное колесо будет вращаться в противоположную сторону по отношению к насосному колесу. Для схемы 1 это произойдет левее

Таблица 2

Режимы работы ГТ в двухпоточной ГМП

Схема ГМП	Диапазон работы ГМП			Диапазон работы ГТ
	Противовращение турбины, $1/u_{ГТ} < 0$	Турбина обгоняет насос, $1/u_{ГТ} > 1$	Противовращение насоса, $\omega_n < 0$	
1	$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq \frac{1}{k+1}$			$-\frac{1}{k} \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
2	$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq \frac{1}{k+1}$			$-k \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
3				$\frac{1}{k+1} \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
4				$\frac{k}{k+1} \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
5		$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq 1$		$1 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq \frac{k+1}{k}$
6		$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq 1$		$1 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq k+1$
7				$0 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
8				$0 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
9				$0 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
10				$0 \leq \frac{1}{u_{ГТ}} \leq 1$
11		$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq 1$	$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq \frac{1}{k+1}$	$-\infty < u_{ГТ} \leq 1$
12		$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq 1$	$0 \leq \frac{1}{u_{ГМП}} \leq \frac{k}{k+1}$	$-\infty < u_{ГТ} \leq 1$

точки A , а для схемы 2 — левее точки B . В точках A и B турбина остановлена, $1/u_{ГТ} = 0$. При использовании схем 3 и 4 диапазон изменения передаточного числа ГТ не выходит за пределы его нормальной работы ($0 \leq 1/u_{ГТ} \leq 1$), однако он используется не полностью. При использовании схем 5 и 6 турбинное колесо всегда будет обгонять насосное колесо. При этом максимальная скорость вращения турбины соответствует стоповому режиму.

В схемах 7 и 8 насосное колесо всегда обгоняет ведущий вал и достигает максимальной скорости в стоповом режиме. При использовании схем 9 и 10 насосное колесо вращается медленнее ведущего вала, но в ту же сторону. С уменьшением параметра $1/u_{ГМП}$ угловая скорость насосного колеса уменьшается. В схемах 11 и 12 возможен режим противовращения насосного колеса (в зоне левее точек соответственно A и B).

Возможность работы ГТ в нестандартном режиме ($1/u_{ГТ} < 0$; $1/u_{ГТ} > 1$; $\omega_{н} < 0$) может вызвать серьезные затруднения при проектировании двухпоточной ГМП по ряду причин. Во-первых, при проектировании существующих конструкций ГТ (а именно их предполагается использовать в двухпоточной ГМП) не ставилась задача их эффективной работы в этих режимах. Во-вторых, для выполнения расчетов необходимо иметь внешнюю характеристику ГТ.

К настоящему моменту мы не располагаем экспериментальными данными, позволяющими судить о внешней характеристике ГТ, работающего в области отрицательных значений $1/u_{ГТ}$, в области, когда турбина обгоняет насосное колесо и когда насосное колесо вращается в противоположную сторону по отношению к реактору. Теоретически прогнозировать изменение значений коэффициента трансформации и коэффициента момента насосного колеса при работе в этих режимах также проблематично. Можно использовать методы аппроксимации, но в определенных пределах. Для схем с дифференциальным звеном на входе, возможно, придется разрабатывать новую методику согласования работы двигателя и ГТ, так как тра-

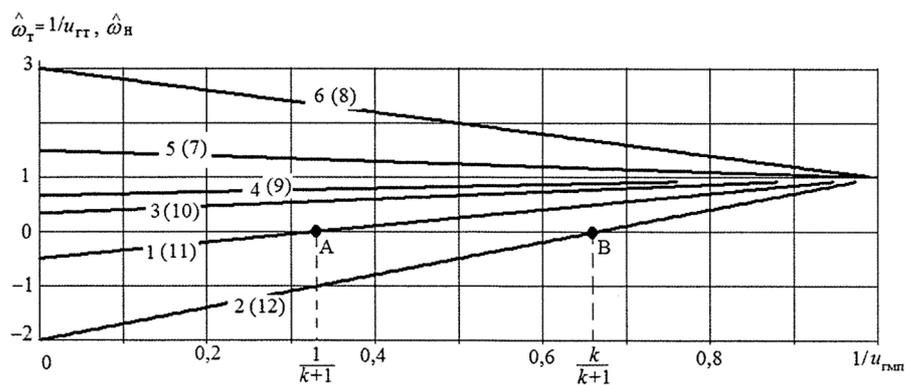


Рис. 1. Изменение относительных угловых скоростей насосного и турбинного колес в зависимости от режима работы двухпоточной ГМП при характеристике планетарного ряда $k = 2$

диционная методика предполагает, что угловая скорость насосного колеса изменяется в незначительных пределах. Кроме того, параметры внешней характеристики ГТ зависят от угловой скорости насосного колеса.

Характеристика k планетарного ряда оказывает существенное влияние на величину относительных угловых скоростей насосного и турбинного колес, а значит, и на диапазон работы ГТ. Поскольку представленные на рис. 1 зависимости линейны, и все графики выходят из точки с координатами (1; 1), то для оценки границ диапазона работы ГТ достаточно исследовать стоповый режим.

На рис. 2, а даны графики изменения относительных угловых скоростей турбинного колеса (для схем 1–6) и насосного колеса (для схем 7–12) при работе в стоповом режиме ($1/u_{ГМП} = 0$) и различных значениях k из диапазона 1,5–5.

Для схем 1 и 2 возможен режим, когда турбинное колесо будет вращаться в противоположную сторону по отношению к насосному колесу. В схеме 1 это может произойти при $1/u_{ГМП} = 0,4$; $k = 1,5$. При этом в стоповом режиме (выходной вал остановлен) будем иметь $1/u_{ГТ_0} = -0,67$. В схеме 2 в лучшем случае ($k = 1,5$) турбина перейдет в режим противовращения при $1/u_{ГМП} = 0,6$; $1/u_{ГТ_0} = -1,5$. В худшем случае ($k = 5$) практически во всем диапазоне работы ГМП ($1/u_{ГМП} < 0,83$) будет наблюдаться противовращение турбины, $1/u_{ГТ_0} = -5$.

В схемах 3, 4, 7–10 диапазон изменения передаточного числа ГТ не выходит за пределы его нормальной работы ($0 \leq 1/u_{ГТ} \leq 1$). Однако в схемах 3 и 4 диапазон используется не полностью $1/u_{ГТ_{мин}} = 0,4$. Для схемы 3 при $k = 5$ имеем левую границу используемого диапазона $1/u_{ГТ_{мин}} = 0,17$, а при $k = 1,5$ параметр $1/u_{ГТ_{мин}} = 0,4$. Для схемы 4 диапазон еще уже: $1/u_{ГТ_{мин}} = 0,6$ при $k = 1,5$ и $1/u_{ГТ_{мин}} = 0,83$ при $k = 5$.

При использовании схем 5 и 6 турбина всегда будет обгонять насосное колесо. В этих схемах правая граница диапазона работы ГТ соответствует стоповому режиму. Для схемы 5 ее значение изменяется от $1/u_{ГТ_{max}} = 1,2$ при $k = 5$ до $1/u_{ГТ_{max}} = 1,67$ при $k = 1,5$. Для схемы 6 будем иметь $1/u_{ГТ_{max}} = 2,5$ при $k = 1,5$; $1/u_{ГТ_{max}} = 6$ при $k = 5$. Левая граница для этих схем соответствует $1/u_{ГТ} = 1$.

В табл. 3 приведены зависимости, позволяющие оценить угловые скорости вращения звеньев планетарного ряда для всех возможных схем ГМП.

Относительные угловые скорости звеньев линейно зависят от параметра $1/u_{ГМП}$. Для режима, при котором $1/u_{ГМП} = 1$, во всех случаях имеем $\hat{\omega}_с = \hat{\omega}_к = \hat{\omega}_в = 1$; $\hat{\omega}_{ст} = 0$. С учетом этого ограничимся рассмотрением влияния параметра k на значения угловых скоростей только для стопового режима работы ГМП. Результаты расчетов представлены на рис. 2, б–д.

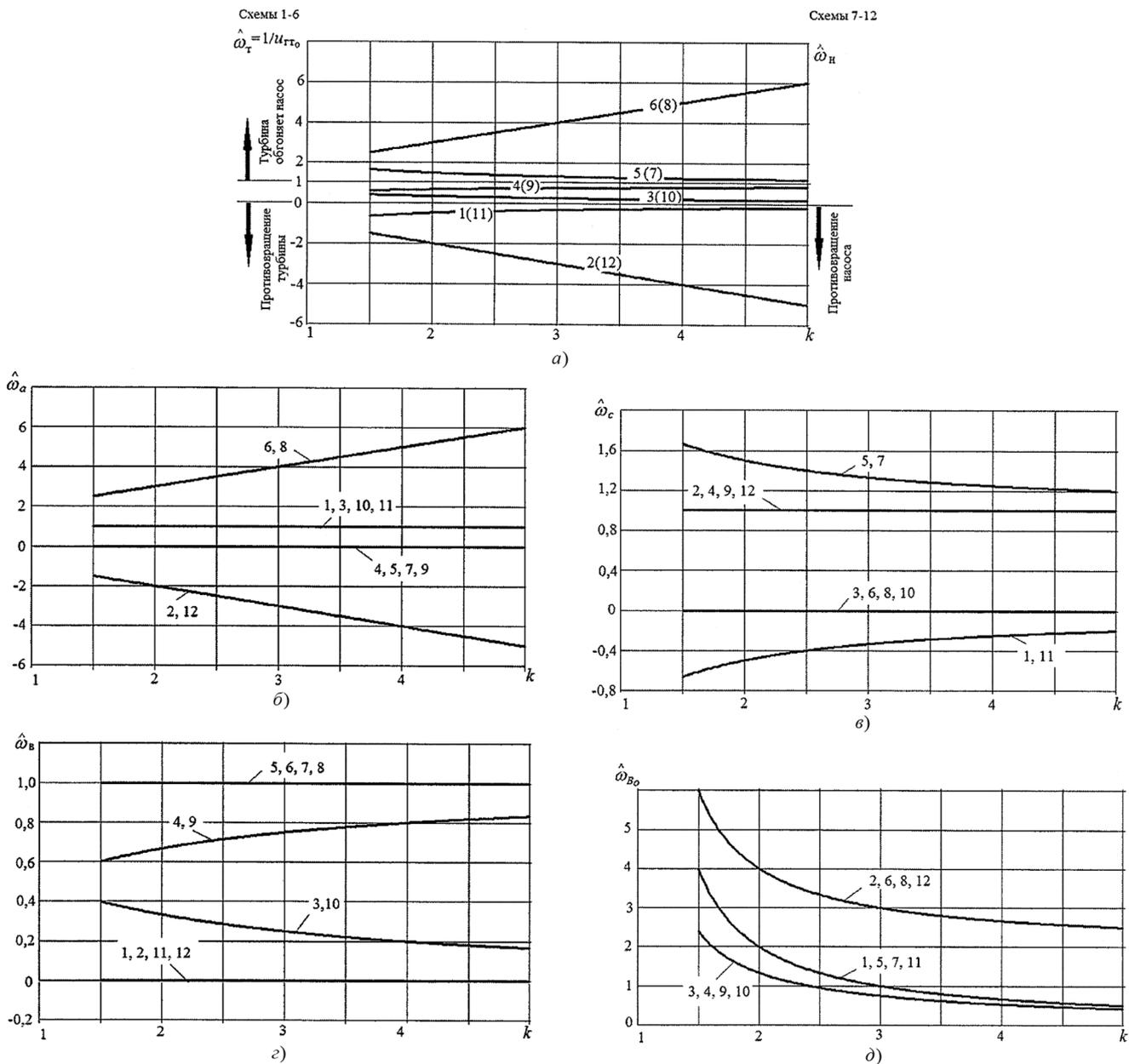


Рис. 2. Изменение относительных угловых скоростей насосного и турбинного колес (а), солнечной шестерни (б), эпициклической шестерни (в), водила (г) и сателлитов (д) в зависимости от характеристики k планетарного ряда для стопового режима работы

Предварительный анализ результатов показывает, что при использовании схем 2, 6, 8, 12 возникнут трудности при проектировании подшипниковых опор, так как для любого значения характеристики k планетарного ряда значения угловых скоростей либо сателлитов, либо солнечной шестерни превысят пределы возможной работы подшипников качения. Для схем 1, 5, 7, 11 угловые скорости звеньев значительно меньше, чем в предыдущем случае, но и здесь угловая скорость сателлитов при малых значениях характеристики k планетарного ряда может

выйти за допустимые пределы. Для схем 3, 4, 9, 10 угловые скорости всех звеньев не превышают угловой скорости ведущего звена, а угловая скорость сателлитов лежит в допустимых пределах работы подшипников.

Выводы

1. При использовании схем 3, 4, 7–10 во всем рабочем скоростном диапазоне двухпоточной ГМП ($0 \leq 1/u_{ГМП} \leq 1$) гидротрансформатор работает в нормальном режиме. При этом в схемах 7–10 рабочий скоростной диапазон ГТ используется

полностью, а в схемах 3 и 4 — частично.

2. При использовании остальных схем ГТ работает в нетипичных для него условиях.

3. При использовании схем 3, 4, 9, 10 угловые скорости центральных звеньев ТДМ относительно малы и не превышают скорости вращения ведущего звена. Угловая скорость вращения сателлитов лежит в пределах допустимых значений.

4. При использовании схем 1, 5, 7, 11 угловая скорость вращения сателлитов при малых значениях характеристики k планетарного ряда

Угловые скорости вращения звеньев планетарного ряда

Схема ГМП	$u_{ГМП}$	$\hat{\omega}_a$	$\hat{\omega}_c$	$\hat{\omega}_B$	$\hat{\omega}_{B_0}$
1	$\frac{1+k}{1+k/u_{ГТ}}$	1	$\frac{1}{k} \left(\frac{1+k}{u_{ГМП}} - 1 \right)$	$1/u_{ГМП}$	$\frac{2(1-1/u_{ГМП})}{1-k}$
2	$\frac{(1+k)u_{ГТ}}{ku_{ГТ}+1}$	$\frac{1+k}{u_{ГМП}} - k$	1	$1/u_{ГМП}$	$\frac{2k(1-1/u_{ГМП})}{1-k}$
3	$\frac{ku_{ГТ}}{1+k-u_{ГТ}}$	1	$1/u_{ГМП}$	$\frac{1+k u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{2k(1/u_{ГМП}-1)}{k^2-1}$
4	$\frac{u_{ГТ}}{1+k-ku_{ГТ}}$	$1/u_{ГМП}$	1	$\frac{1/u_{ГМП}+k}{1+k}$	$\frac{2k(1-1/u_{ГМП})}{k^2-1}$
5	$\frac{1}{1+k-k/u_{ГТ}}$	$1/u_{ГМП}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{k}$	1	$\frac{2(1-1/u_{ГМП})}{k-1}$
6	$\frac{ku_{ГТ}}{ku_{ГТ}+u_{ГТ}-1}$	$1+k-k/u_{ГМП}$	$1/u_{ГМП}$	1	$\frac{2k(1/u_{ГМП}-1)}{k-1}$
7	$\frac{ku_{ГТ}+1}{1+k}$	$1/u_{ГМП}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{k}$	1	$\frac{2(1-1/u_{ГМП})}{k-1}$
8	$\frac{u_{ГТ}+k}{1+k}$	$1+k-k/u_{ГМП}$	$1/u_{ГМП}$	1	$\frac{2k(1/u_{ГМП}-1)}{k-1}$
9	$\frac{(1+k)u_{ГТ}-1}{k}$	$1/u_{ГМП}$	1	$\frac{1/u_{ГМП}+k}{1+k}$	$\frac{2k(1-1/u_{ГМП})}{k^2-1}$
10	$(1+k)u_{ГТ}-k$	1	$1/u_{ГМП}$	$\frac{1+k u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{2k(1/u_{ГМП}-1)}{k^2-1}$
11	$1+k-ku_{ГТ}$	1	$\frac{1}{k} \left(\frac{1+k}{u_{ГМП}} - 1 \right)$	$1/u_{ГМП}$	$\frac{2(1-1/u_{ГМП})}{1-k}$
12	$\frac{1+k-u_{ГТ}}{k}$	$\frac{1+k}{u_{ГМП}} - k$	1	$1/u_{ГМП}$	$\frac{2k(1-1/u_{ГМП})}{k-1}$

может выйти за пределы значений, обеспечивающих нормальную работу подшипников качения. Угловые скорости основных звеньев планетарного ряда лежат в допустимых пределах.

5. В схемах 2, 6, 8, 12 угловые скорости либо солнечной шестерни (при больших значениях k), либо сателлитов (при малых значениях k) всегда превышают допустимые пределы.

Литература и источники

1. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. 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.

3. Петров А. В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.

4. Котиев Г. О., Шарипов В. М., Шетинин Ю. С. и др. Конструирование и расчет двухпоточных гидромеханических передач // Известия МГТУ "МАМИ". 2015, т. 1, № 4 (26). С. 31–42.

5. Шарипов В. М., Котиев Г. О., Шетинин Ю. С. и др. К вопросу о выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных и лесопромышленных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2016, № 3. С. 8–14.

References

1. Sharipov V. M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2009, 752 p.
2. 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, Mashinostroeniye Publ., Leningrad branch, 1972, 560 p.

3. Petrov A. V. *Planetarnyye i gidromekhanicheskiye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1966, 385 p.

4. Kotiev G. O., Sharipov V. M., Shchetinin Yu. S., Vyaznikov M. V., Gaev S. V., Rozenoer M. G. Design and calculation of double-flow hydromechanical transmissions. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, vol. 1, no. 4 (26), pp. 31–42 (in Russ.).

5. Sharipov V. M., Kotiev G. O., Shchetinin Yu. S., Vyaznikov M. V., Gaev S. V., Rozenoer M. G. On the selection of parameters of double-flow hydromechanical transmission for industrial and forestry tractors. *Traktory i sel'khozmashiny*, 2016, no. 3, pp. 8–14 (in Russ.).