

**Бибик Д. В., ассистент**  
**Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского**  
**«Харьковский авиационный институт»**

## АНАЛИЗ ПОТЕРЬ С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ В РАДИАЛЬНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ШАРИКОВЫМИ ПОРШНЯМИ

dvbibik@ukr.net

*Приведены сведения, иллюстрирующие повышение показателей подвижности гусеничных машин вследствие применения радиальных гидрообъемных механических трансмиссий с шариковыми поршнями. Представлен анализ потерь в гидрообъемной передаче. Предложена уточненная математическая модель для подсчета потерь, учитывающая деформирование деталей. Показано влияние уточненной модели на точность результатов. Получено обоснование применения данной модели для использования при оптимизации конструктивных параметров гидрообъемной передачи.*

**Ключевые слова:** гидрообъемная передача, шариковый поршень, анализ потерь, конечно-элементный расчет, оптимизация.

**Введение.** Для повышения свойств подвижности гусеничных машин, разработчиками многих стран предпринимаются попытки создания эффективных бесступенчатых трансмиссий. Одним из возможных типов таких трансмиссий является гидромеханическая трансмиссия на основе гидрообъемных передач (ГОП), работающих в параллельном потоке мощности. Гидрообъемные механические трансмиссии (ГОМТ) обладают следующими преимуществами [1]:

- применение ГОМТ обеспечивает плавное бесступенчатое регулирование передаточного отношения трансмиссии и скорости движения, а также регулирование поворота с любым радиусом, что значительно повышает управляемость гусеничных машин;

- ГОМТ позволяет работать двигателю машины как в режиме наибольшей мощности, так и в режиме минимального расхода топлива во всех скоростных диапазонах движения;

- гусеничная машина, оснащенная ГОМТ, обладает лучшей тяговой характеристикой по сравнению с машиной, оснащенной традиционной ступенчатой механической трансмиссией.

Совместными усилиями Харьковского конструкторского бюро по машиностроению им. А.А. Морозова, ЗАО «НИИГидропривод» и Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» была создана инновационная радиальная ГОМТ с шариковыми поршнями типа ГОП-900 (рис. 1), не имеющая аналогов в странах СНГ [2].

Принцип действия гидромашин аксиального типа позволяет конструировать гидронасосы и гидромоторы, обладающие большой мощностью, рабочим объемом и способные работать при максимальных значениях давления рабочей жидкости. Однако с ростом рабочего объема и мощности снижается диапазон реализуемых скоростей. Кроме того, конструктивные особен-

ности гидромашин такого типа осложняют задачу компоновки силового агрегата в условиях ограниченного внутреннего объема гусеничной машины. Главными же преимуществами гидромашин радиального типа с шариковыми поршнями являются быстроходность, сравнительно малые габариты и масса, а также тот факт, что данная гидропередача, представляющая собой систему из гидронасоса и гидромотора (ГН и ГМ), имеет примерно на 30 % меньшую массу, чем по отдельности моторы и насосы других типов. Это достигается за счет того, что центральный вал трансмиссии проходит внутри оси цапфы гидропередачи, а картер трансмиссии является одновременно картером гидропередачи. Предел технологического совершенства гидропередачи типа ГОП-900 пока не достигнут, поэтому все еще очень актуальным остается вопрос усовершенствования методов анализа, рационального выбора материалов и конструктивных параметров.

**Основная часть.** Количественной мерой эффективности гидропередачи может служить показатель коэффициента полезного действия (КПД). Предыдущими исследованиями [3] установлено, что в широком диапазоне рабочих режимов и нагрузок ГОМТ его КПД является существенно нелинейной величиной, поэтому имеет смысл ограничиться рассмотрением КПД ГОМТ на режиме максимального рабочего давления. Этот режим возникает, когда весь поток мощности двигателя передается к ведущему колесу одного борта с максимальным крутящим моментом.

Как предлагается в руководстве [4], под общим КПД ГОМТ будем понимать произведение механического КПД 1-й и 2-й гидромашин  $\eta_{1M}$  и  $\eta_{2M}$  (гидронасоса и гидромотора, соот-

ветственно), гидравлического КПД  $\eta_{\Gamma}$  и объемного КПД  $\eta_O$

$$\eta_{ГОМТ} = \eta_{1М} \eta_{2М} \eta_{\Gamma} \eta_O \quad (1)$$

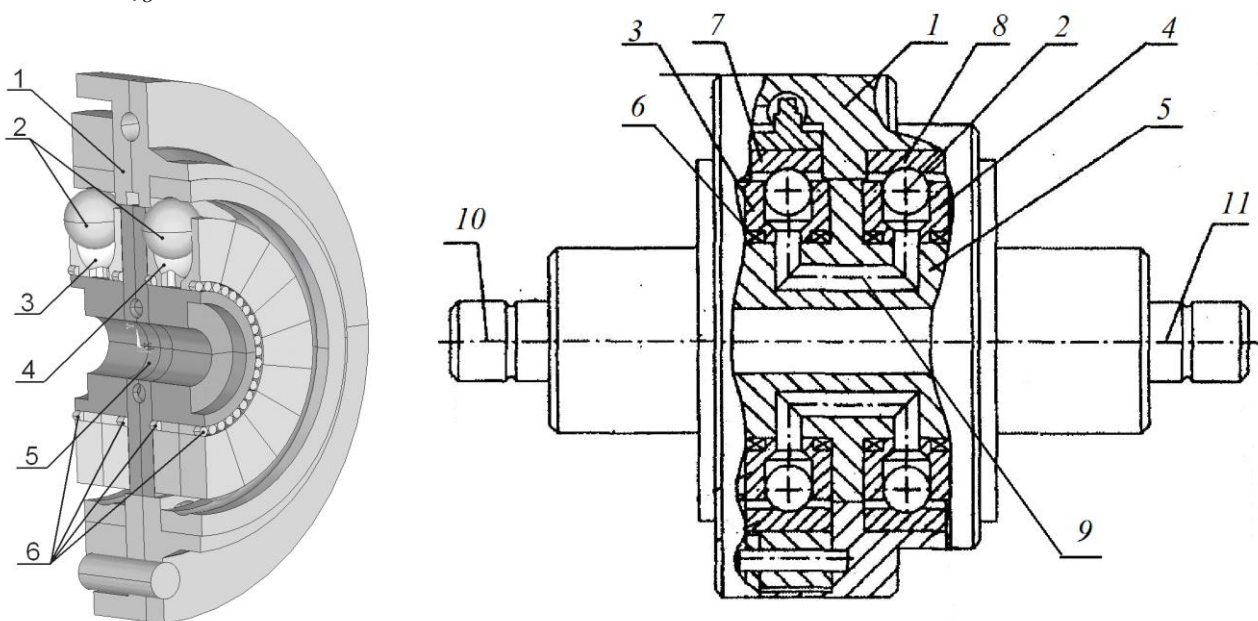


Рис. 1. Схема гидропередачи ГОП-900

1 – корпус гидропередачи; 2 – шариковые поршни; 3 – блок цилиндров гидронасоса; 4 – блок цилиндров гидромотора; 5 – блок цапфенных распределителей; 6 – опорные роликовые подшипники; 7 – статорное кольцо гидронасоса; 8 – статорное кольцо гидромотора; 9 – рабочий канал; 10 – приводной вал; 11 – выходной вал

Согласно математической модели, описанной в работе [5], механический КПД гидронасоса и гидромотора равен, соответственно:

$$\eta_{1М} = \frac{N_{1Т}^*}{N_{1Т}^* + \sum \Delta N_{1i}^*}; \quad (2)$$

$$\eta_{2М} = \frac{N_{2Т}^* - \sum \Delta N_{2i}^*}{N_{2Т}^*}; \quad (3)$$

где  $N_{1Т}^*$ ,  $N_{2Т}^*$  – теоретическая механическая мощность гидронасоса и гидромотора, соответственно;  $\sum \Delta N_{1i}^*$ ,  $\sum \Delta N_{2i}^*$  – суммарные механические потери мощности гидронасоса и гидромотора.

Общий объемный КПД ГОМТ в прямом потоке мощности имеет вид:

$$\eta_O = \eta_{1O} \eta_{2O} = \left(1 - \frac{\sum \Delta Q_{1i}}{Q_{1Т}}\right) \left(1 - \frac{\sum \Delta Q_{2i}}{Q_{2Т}}\right) = 1 - \frac{\sum \Delta Q_{1i} + \sum \Delta Q_{2i}}{Q_{1Т}}, \quad (4)$$

где  $Q_{1Т}$  – теоретический расход (подача) гидронасоса;  $\sum \Delta Q_{1i}$ ,  $\sum \Delta Q_{2i}$  – суммарные объемные потери ГН и ГМ.

Гидравлический КПД характеризует течение реальной жидкости по трубопроводу гидросистемы (рабочим каналам, поз.9 рис.1), которое происходит с потерями напора (давления) на преодоление сопротивлений, и равен:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p_{\Sigma}}{(p_p - p_0)}, \quad (5)$$

где  $p_p$  – рабочее давление,  $p_0$  – давление подпитки,  $\Delta p_{\Sigma}$  – суммарные потери давления.

Таким образом, полный КПД ГОМТ можно записать в виде:

$$\eta = \left(\frac{N_{1Т}^*}{N_{1Т}^* + \sum \Delta N_{1i}^*}\right) \left(\frac{N_{2Т}^* - \sum \Delta N_{2i}^*}{N_{2Т}^*}\right) \left(1 - \frac{\Delta p_{\Sigma}}{(p_p - p_0)}\right) \left(1 - \frac{\sum \Delta Q_{1i} + \sum \Delta Q_{2i}}{Q_{1Т}}\right). \quad (6)$$

Профессором Самородовым В.Б. для передачи типа ГОП-900 разработана универсальная базовая модель [6] для определения потерь, которые входят в выражения (2) – (6). Виды потерь

включают в себя следующие составляющие, приведенные в таблице 1 (расположение деталей на рис. 1).

## Виды потерь в ГОП

<b>1.</b>	<b>Механические (мощность, Вт):</b>
	1.1. Трение качения в паре шариковый поршень (поз.2) – беговые статорные кольца в корпусе ГОП (поз.7,8). 1.2. Трение при вращении шарикового поршня (поз.2) в цилиндре (поз.3,4). 1.3. Трение в подшипниковой опоре ротора гидронасоса / гидромотора (поз.6). 1.4. Трение жидкости в зазоре между поверхностью цапфенного распределителя (поз.5) и поверхностью ротора ГН /ГМ (поз.3,4).
<b>2.</b>	<b>Объемные (объем жидкости, м<sup>3</sup>):</b>
	2.1. Напорные утечки в поршневой группе (т.е. в паре шариковый поршень – цилиндр) (поз.2,3,4). 2.2. Скоростные утечки в поршневой группе, вызванные выносом рабочей жидкости вследствие вращения поршня (поз.2,3,4). 2.3. Утечки в зазорах между цилиндрическими поверхностями цапфенного распределителя (поз.5) и ротора гидронасоса / гидромотора (поз.3,4).
<b>3.</b>	<b>Гидравлические (давление, Па):</b>
	3.1. Среднеинтегральные потери давления в цилиндрах гидронасоса и гидромотора. 3.2. Потери давления при перемене направления движения жидкости в рабочем канале (поз. 9) при движении из ГН в канал и из канала в ГМ, соответственно (полость приемного окна канала под углом 120° переходит в прямую магистраль). 3.3. Потери давления в магистрали блока цапфенных распределителей (БЦР).

В математические выражения для составляющих потерь 1.4 и 2.3 входит функция зазора  $c(\gamma)$  между поверхностью ротора (поз. 3, 4 рис.1) и поверхностью цапфы (поз. 5 рис.1) В базовой модели данный зазор определяется приближенно по аналитической формуле:

$$c(\gamma) = \delta(1 - \varepsilon \cos \gamma), \quad (7)$$

где  $\gamma$  – угловая координата,  $\delta$  – базовый зазор между цапфой и ротором,  $\varepsilon$  – некоторый эксцентриситет, зависящий от величины приложенного давления  $P$  (рис.2).

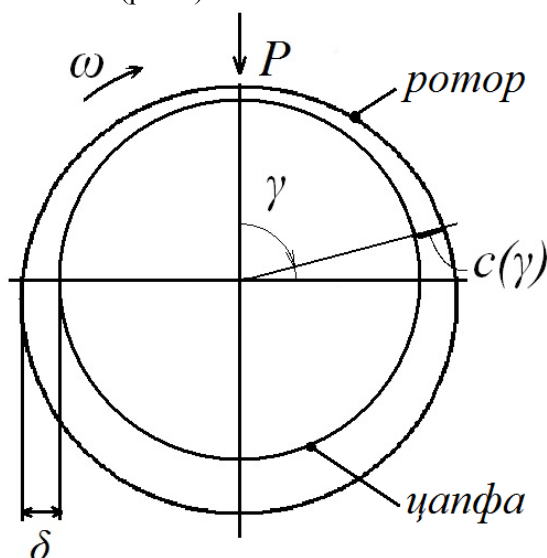


Рис. 2. К приближенному определению зазора  $c(\gamma)$

Проводилось исследование по методу конечных элементов (МКЭ) напряженно-деформированного состояния (НДС) ротора и БЦР при их совместном деформировании [7]. По его результатам было выявлено, что поверхно-

сти цапфы и ротора имеют сложную деформированную форму. Реальный зазор, который они образуют, отличается от модельного (7), что влияет на количественные показатели потерь механической мощности и утечек. Распределение зазора не является однородным для корневой и периферийной частей цапфы (т.е. частей исследуемой поверхности приближенных и удаленных, соответственно, от центра масс цапфы), как это представляется модельной функцией в базовой модели. На рис. 3 показана развертка кривых, описывающих модельный зазор (7) и реальный, полученный по результатам численного эксперимента [6].

Сравнение показателей КПД для моделей, использующих модельный зазор и расчетный по МКЭ показало их отличие между собой. Причем эта разница переменная, и зависит от величины рабочего давления (см. табл. 2).

Как видно, отличия в результатах увеличиваются с уменьшением рабочего давления. Различия для общего КПД превосходят 1 %, и их следует принимать во внимание. Зазор между цапфенной поверхностью и роторами зависит от жесткости блока цапфенных распределителей. Таким образом, управляя варьированием конструктивных параметров БЦР, можно управлять жесткостью (изгибной) цапф, и распределением зазоров. Это, в свою очередь, позволяет использовать параметры напряженно-деформированного состояния гидропередачи, как параметры состояния при постановке и решении задачи синтеза оптимальных конструктивных параметров по критерию максимизации КПД гидропередачи.

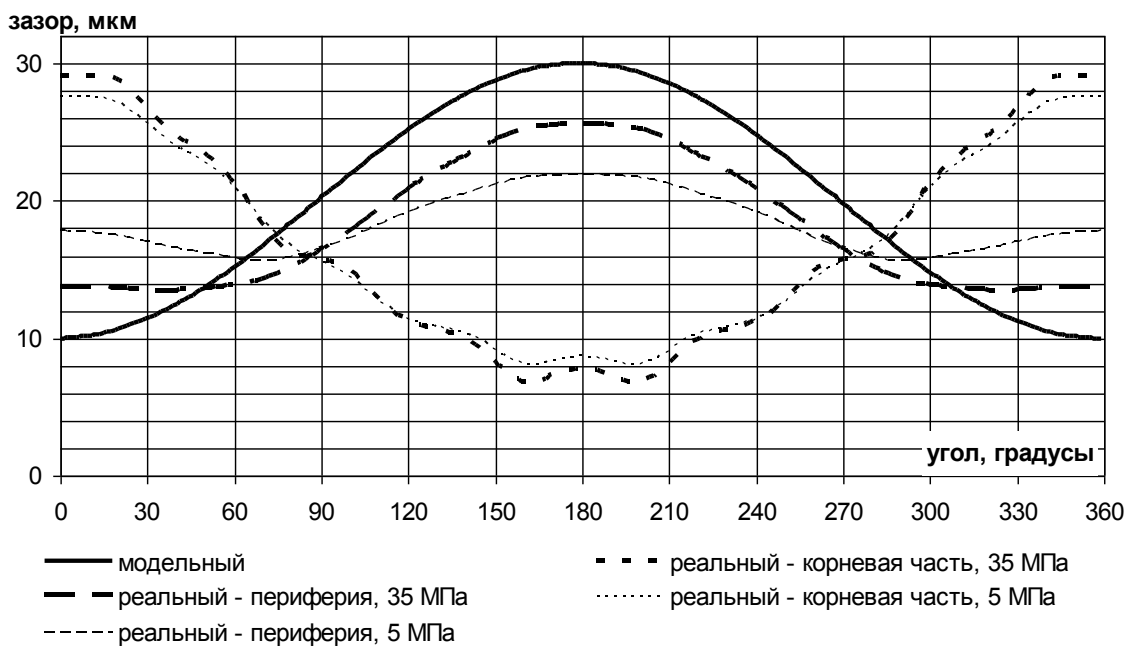


Рис. 3. Развертка кривых – модельный зазор и реальный

Таблица 2

**Сравнение результатов КПД с модельным и расчетным зазором**

Вид КПД	Нагрузка $p=35$ МПа			Нагрузка $p=5$ МПа		
	модельн. зазор	расчетн. зазор	отн. погрешн., %	модельн. зазор	расчетн. зазор	отн. погрешн., %
Механический гидромашины 1	0,9651	0,9632	0,2	0,8919	0,8744	2,0
Механический гидромашины 2	0,9638	0,9618	0,21	0,8788	0,8564	2,62
Объемный гидромашины 1	0,9959	0,9959	0	0,9992	0,9992	0
Объемный гидромашины 2	0,9959	0,9959	0	0,9992	0,9992	0
Гидравлический	0,9516	0,9516	0	0,5368	0,5368	0
ОБЩИЙ	0,8780	0,8744	0,41	0,4201	0,4013	4,68

**Выводы.** Главным итогом проведенной работы следует считать обоснование использования уточненной модели потерь, учитывающей деформации, для исследования ГОП и синтеза его оптимальной конструкции.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Бибик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии // Интеграція технології та енергозбереження.– Харьков.– 2008 – №2.– С.67–71.
2. Борисюк М.Д., Бусяк Ю.М., Аврунин Г.А., Большаков А.К., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. Новое поколение шарико-поршневых гидроредукторов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003.– №1.– С.66–70.
3. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.; Под общ. ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 256 с.
4. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1969.- 628 с.

5. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, проектирование, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. Том 3: Трансмиссии, Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / В.Б. Самородов, Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко / под ред. Е.Е. Александрова. - Харьков: ХГПУ, 1997.-185 с.

6. Самородов В.Б., Рогов А.В., Ярмак Н.С. Математическое моделирование гидромеханических потерь и КПД в быстроходных гидрообъемных машинах с шаровыми поршнями // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – 2002, №10, С.165-172.

7. Бибик Д.В., Деркач О.И., Федоров В.А., Яловол И.В. Методика моделирования совместного деформирования деталей, соединенных посредством тел качения // Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – 2010 – вып.39.– С. 11–16.