

**УТОЧНЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ
В РАДИАЛЬНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ШАРИКОВЫМИ ПОРШНЯМИ**

Постановка проблемы. Как отмечается в работе [1], для отечественного школы танкостроения традиционным является поперечное расположение силового агрегата и трансмиссии в моторно-трансмиссионном отделении (МТО). В сочетании с применением 2-тактных многотопливных двигателей оригинальной конструкции семейства 5ТД (6ТД), этим достигается уменьшение габаритов и силуэта украинских танков, при одновременном сохранении высокой удельной мощности по сравнению с зарубежными образцами. Оборудование перспективных отечественных боевых бронированных машин гидрообъемными трансмиссиями позволяет создать достаточно компактную конструкцию МТО, придавая таким образцам неоспоримые конкурентные преимущества. Результатом совместного труда специалистов КП ХКБМ им. А.А. Морозова, ЗАО «НИИГидропривод» и НТУ «ХПИ» стало создание гидрообъемной радиально-поршневой передачи с шариковыми поршнями ГОП-900, не имеющей аналогов в странах СНГ (рис. 1). Предел технологического совершенства гидропередачи типа ГОП-900 пока не достигнут, поэтому для более полного использования ее теоретических преимуществ, все еще очень актуальным вопросом остается обоснование рационального выбора конструктивных параметров и материалов.

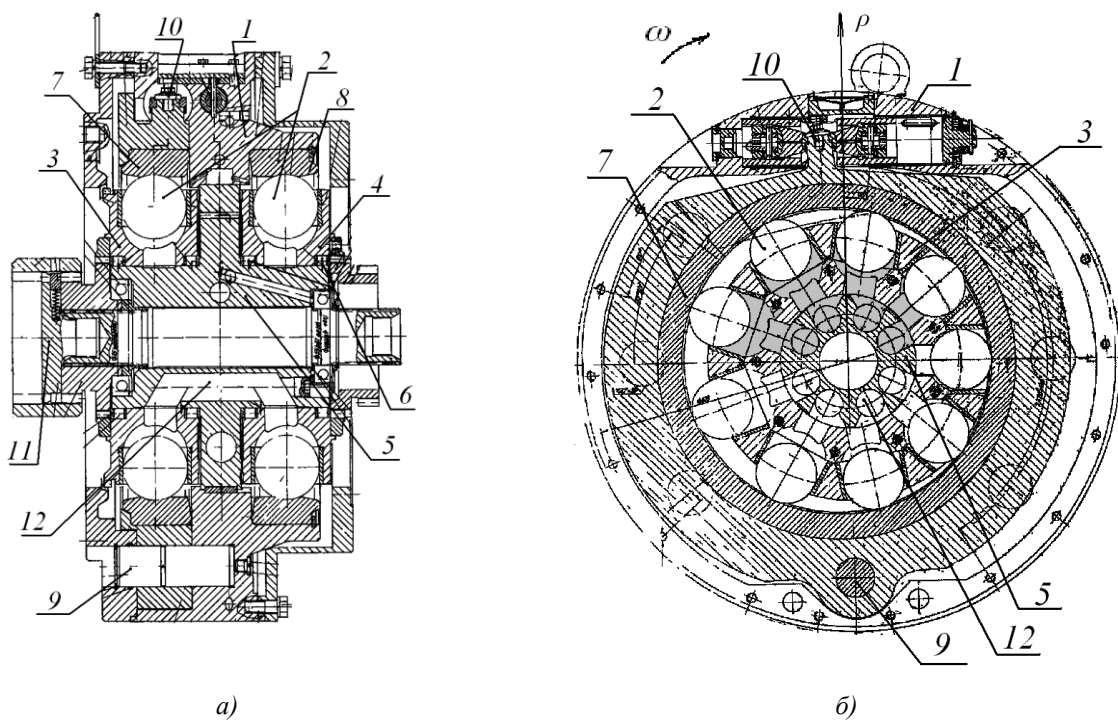


Рисунок 1 – Гидропередача ГОП-900: а) осевое сечение; б) поперечное сечение; 1 – корпус гидропередачи; 2 – шариковые поршни; 3 – блок цилиндров гидронасоса (ГН); 4 – блок цилиндров гидромотора (ГМ); 5 – блок цапфенных распределителей (БЦР); 6 – опорные роликовые подшипники; 7 – статорное кольцо гидронасоса; 8 – статорное кольцо гидромотора; 9 – ось статорного кольца гидронасоса; 10 – сервомеханизм управления; 11 – приводной вал, 12 – рабочий канал

Анализ публикаций. При выборе рациональных параметров гидрообъемной гидравлической машины общепринятым является подход, когда в качестве функции цели выбирается ее коэффициент полезного действия (КПД). Как предлагается в руководстве [2], под *общим* КПД ГОМТ будем понимать произведение механического КПД 1-й гидромашин (гидронасоса) η_{1M} , механического КПД 2-й гидромашин (гидромотора) η_{2M} , объемного КПД η_O и гидравлического КПД η_G :

$$\eta_{ГОМТ} = \eta_{ЛМ} \eta_{ЛМ} \eta_{Г} \eta_{О} \quad (1)$$

Взяв за основу базовый универсальный алгоритм Самородова В.Б., приведенный в работе [3], определим факторы, определяющие потери в гидропередаче, а, следовательно, и ее КПД. Потери можно разделить на 3 группы:

- механические;
- объемные;
- гидравлические.

В свою очередь, *механические потери* имеют следующие составляющие:

- трение качения в паре шариковый поршень – статор (обойма);
- трение при вращении шарикового поршня в цилиндре;
- трение в подшипниковой опоре ротора гидронасоса / гидромотора;
- трение жидкости в зазоре между поверхностью цапфы и поверхностью ротора ГН / ГМ;

Объемные потери складываются из:

- напорные утечки в поршневой группе (т.е. в паре шариковый поршень – цилиндр);
- скоростные утечки в поршневой группе (вынос рабочей жидкости);
- утечки в зазорах между цилиндрическими поверхностями цапф блока цапфенных распределителей и ротора гидронасоса / гидромотора;

Гидравлические потери давления на преодоление местных сопротивлений обусловлены деформацией потока рабочей жидкости и преодолением прямого участка магистрали (рабочих каналов) при ее движении от гидронасоса к гидромотору через рабочие каналы блока цапфенных распределителей.

Проведенный анализ печатных работ показал, что *ни в одной из изученных методик* оценки потерь в радиальной гидрообъемной передаче с шариковыми поршнями (типа ГОП-900) не учитывались потери жидкости на разгон и торможение. Между тем, данный фактор механических потерь требует более внимательного изучения, так как с ростом угловой скорости вращения ротора этот вид потерь растет.

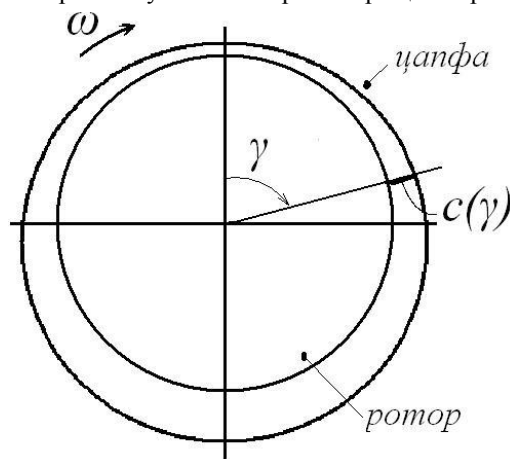


Рисунок 2 – Зазор между цапфой и ротором

При оценке потерь на трение в подшипниковой опоре ротора ГН / ГМ, а также при расчете утечек в зазорах между цилиндрическими поверхностями цапф блока цапфенных распределителей и ротора ГН / ГМ в методике Самородова В.Б. используется приближенная аналитическая зависимость для моделирования зазора $c(\gamma)$ между поверхностью ротора и поверхностью цапфы. Согласно этой методике зазор является монотонно меняющейся величиной, зависящей от обобщенной координаты γ , и отражает взаимное положение поверхностей цапфы и ротора с некоторым эксцентриситетом (рис. 2).

В реальной конструкции как роторы, так и блок цапфенных распределителей являются высоконагруженными элементами, и характер распределения зазора при их совместном деформировании пока не изучен.

Постановка задачи и цель. Данная работа посвящена детальному изучению 2 факторов, влияющих на общий КПД гидропередачи, которые ранее не принимались во внимание:

- анализ механических потерь на разгон и торможение рабочей жидкости;
- моделирование реального зазора между поверхностями роторов и блока цапфенных распределителей.

Методика моделювання.

1 Разгон и торможение жидкости.

Рассмотрим расчетную схему (рис. 3). Порция жидкости Δm , вращающаяся в цилиндре ротора с угловой скоростью ω , имеет кинетическую энергию $\Delta W_{окр}$. Будучи вытесняемой из цилиндра ротора ГН и заходя в приемное окно БЦР, порция жидкости Δm мгновенно меняет направление и скорость своего движения, приобретая в этот момент кинетическую энергию $\Delta W_{кан}$, при этом часть исходной кинетической энергии жидкости безвозвратно теряется в виде тепловых потерь. Точно также, при выходе из приемного окна БЦР и попадании в ротор ГМ, порция жидкости мгновенно раскручивается, меняя направление и скорость своего движения, отбирая часть кинетической энергии ротора.

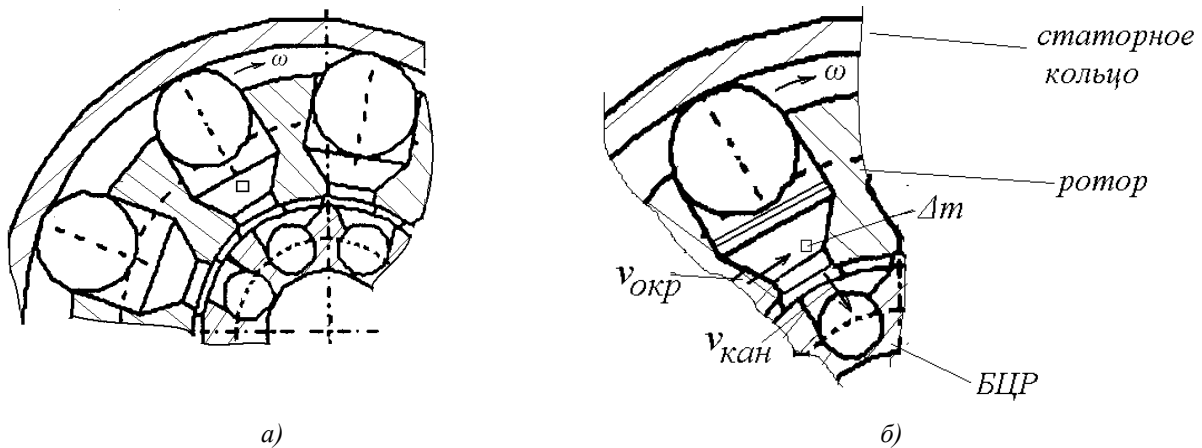


Рисунок 3 – К расчету потерь на разгон-торможение жидкости:
а) общий вид; б) частица жидкости в полости цилиндра ротора

Потеря энергии для всей гидромашины (гидронасос либо гидромотор) составит:

$$\Delta W_{пт} = \sum_{i=1}^z \Delta W_{пт}^{(i)} \quad (2)$$

где i – номер цилиндра (в круглых скобках); z – количество цилиндров.

Оценим потери энергии на разгон-торможение жидкости по каждому цилиндру:

$$\Delta W_{пт}^{(i)} = \Delta W_{окр}^{(i)} - \Delta W_{кан}^{(i)}, \quad (3)$$

$$\Delta W_{пт}^{(i)} = \frac{\Delta m^{(i)}}{2} \left[(v_{окр}^{(i)})^2 - (v_{кан}^{(i)})^2 \right], \quad (4)$$

где $\Delta W_{окр}$ – кинетическая энергия порции жидкости при движении в окружном направлении; $\Delta W_{кан}$ – кинетическая энергия порции жидкости при ее движении в канале; Δm – масса порции жидкости, вытесняемой из цилиндра ротора в окно рабочего канала цапфы; $v_{окр}$ – касательная составляющая скорости движения порции жидкости в окружном направлении в роторе; $v_{кан}$ – скорость порции жидкости в перпендикулярном вращению направлении при ее движении в рабочем канале БЦР.

Масса порции жидкости:

$$\Delta m^{(i)} = \rho \pi R_3^2 h(\gamma_i), \quad (5)$$

где $h(\gamma_i)$ – перемещение i -го поршня, зависящее от его угла поворота γ_i в относительной системе координат, связанной с центром вращения ротора.

Касательная составляющая скорости в окружном направлении в роторе:

$$v_{окр}^{(i)} = \omega R = \omega \left(\frac{R_1 + R_2}{2} - 2R_3 - h(\gamma_i) \right), \quad (6)$$

где R – некий усредненный радиус вращения порции жидкости, зависящий в свою очередь от геометрических параметров гидромашины R_1, R_2, R_3 и перемещения поршня $h(\gamma_i)$.

Скорость порции жидкости в канале:

$$v_{кан}^{(i)} = \frac{dh(\gamma_i)}{dt} = -E\omega \sin \gamma_i \left(1 + \frac{\lambda \cos \gamma_i}{\cos \alpha_i} \right), \quad (7)$$

где α_i – некоторый параметр, зависящий от γ_i .

Следовательно, потеря кинетической энергии жидкости, находящейся в i -м цилиндре ротора за 1 оборот его вращения составит:

$$\Delta W_{pm}^{(i)} = \frac{\rho \pi R_3^2 \omega^2}{8} \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{R_1 + R_2}{2} - 2R_3 - h(\gamma_i) \right)^2 - E^2 \sin^2 \gamma_i \left(1 + \frac{\lambda \cos \gamma_i}{\cos \alpha_i} \right)^2 \right] h(\gamma_i) d\gamma_i. \quad (8)$$

Или же, потери мощности составят:

$$\Delta N = z \frac{\rho \pi R_3^2 \omega^2}{8T} \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{R_1 + R_2}{2} - 2R_3 - h(\gamma_i) \right)^2 - E^2 \sin^2 \gamma_i \left(1 + \frac{\lambda \cos \gamma_i}{\cos \alpha_i} \right)^2 \right] h(\gamma_i) d\gamma_i, \quad (9)$$

где T – период вращения ротора.

2. Моделирование зазора между поверхностями роторов и БЦР

В работе [4] описана специальная расчетная методика, которая позволяет оценить совместное деформирование блока цапфенных распределителей и роторов гидронасоса и гидромотора. Таким образом, эта методика дает возможность оценить деформацию цилиндрических поверхностей цапф и роторов, и, следовательно, вычислить зазор между этими элементами.

Для исследования работы ГОП используется квазистатический подход, согласно которому по методу конечных элементов исследуется напряженно-деформированное состояние деталей ГОП под действием статической нагрузки, соответствующей мгновенному значению динамической нагрузки в некоторые моменты времени.

Конечно-элементная модель, описывающая совместное деформирование БЦР и ротора приведена на рис. 4.

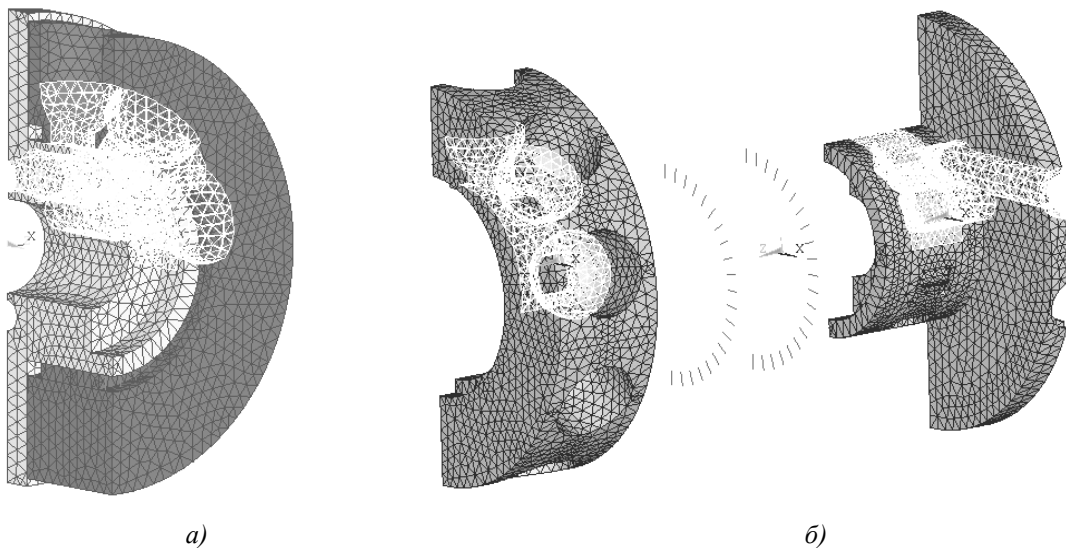


Рисунок 4 – Конечно-элементная модель: а) в сборе; б) составные части модели – 1/2 часть ротора, часть упругих элементов, 1/4 часть БЦР, распределенное давление

Она представляет собой 1/4 часть реальной конструкции. Поскольку конструкция гидронасоса и гидромотора является идентичной, в рассмотрение принимается половина БЦР вместе с ротором. Еще половина может быть отброшена в силу геометрической и силовой симметрии. БЦР по своему поперечному сечению жестко закрепляется. По поверхностям осевого сечения ротора и БЦР прикладываются симметричные граничные условия. Ротор и БЦР соединены между собой конечными элементами специального вида, имеющие нелинейную упругую характеристику идентичную опорным роликам. Нагрузка представляет собой давление, приложенное по поверхностям элементов, соответствующим зоне нагнетания:

- рабочим каналам БЦР;
- части поверхности цапфы;
- цилиндрам ротора;
- части поверхности ротора.

Модель находится в цилиндрической системе координат, в которой плоскость $\rho O \varphi$ совпадает с поперечным сечением БЦР, а ось z совпадает с осью вращения ротора.

После проведения статического расчета формируются массивы данных с результатами радиальных перемещений, по которым вычисляются функции зазора, задаваемые в табличной форме (числовой массив):

$$c_i(\varphi_j) = u_{\rho}^{rom}(\varphi_j) - u_{\rho}^{БЦР}(\varphi_j) + \Delta, \quad (10)$$

где i – числовой идентификатор зазора (корневой или периферийный, $i = \overline{1,2}$); j – номер узла, принадлежащего линии зазора; φ_j – угловая координата узла, принадлежащего ротору, узла, принадлежащего БЦР, которые определяют зазор; u_{ρ}^{rom} , $u_{\rho}^{БЦР}$, радиальные перемещения узлов ротора и БЦР, соответственно;

Δ – значение гарантированного зазора, задаваемого по конструкторской документации.

По числовым табличным данным строятся схематические кривые изменения зазора, а также формируются массивы данных для использования в специализированном программном пакете для определения КПД гидропередачи.

Выводы.

1. Потери на разгон и торможение жидкости.

Зависимость (9) использована в специализированном программном пакете для определения КПД гидропередачи. Сравнение полученных результатов вычисления мощности механических потерь показывают, что потери мощности на разгон-торможение составляют от 47,8 % до 80,6 % мощности остальных видов механических потерь вместе взятых, определенных на базовой математической модели [3]. Таким образом, данный вид механических потерь является очень существенным фактором, и требует обязательного учета в новой уточненной математической модели потерь в ГОП.

2. Моделирование зазора между поверхностями роторов и БЦР

На рис. 5 приведены кривые, характеризующие изменение зазора между цилиндрическими поверхностями цапфы БЦР и ротора. Прерывистой линией показано распределение зазора, полученное расчетным путем по методу конечных элементов (зазор 1 соответствует корневой части, зазор 2 – периферийной). Сплошной линией показано условное распределение зазора, которое также схематически показано на рис. 2; такое распределение используется в базовой математической модели [3].

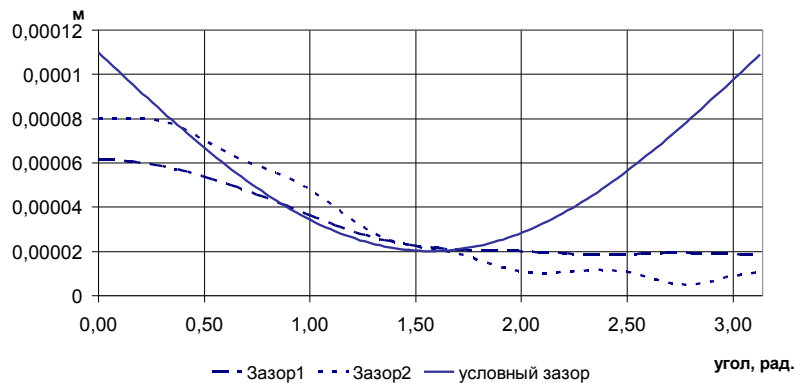


Рисунок 5 – Распределение зазора между цилиндрическими поверхностями цапфы БЦР и ротора

Численные значения объемных потерь через утечки в зазорах между БЦР и ротором ГН/ГМ, которые были полученные на базовой модели и на уточненной, показали разницу порядка 20 %. Это показывает целесообразность включения в уточненную модель возможность учета деформирования поверхностей.

Кроме того, беря во внимание, что изгибная жесткость цапф не только определяет характер распределения зазора между БЦР и ротором, но и зависит от конфигурации и сечения рабочих каналов БЦР, уточнение модели выглядит оправданным также в плане последующей оптимизации геометрии каналов БЦР.

Литература

1. Бибик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии / Д.В. Бибик // Интегровані технології та енергозбереження.– 2008 – N2.– С. 67–71.
2. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Башта Т.М. и др. М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.
3. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ / Научно-технический отчет по этапу №1 договора №7/99 от 01.10.1999 г. Харьков: НПО «Политехник», 2000. – 242 с.
4. Бибик Д.В. Методика моделирования совместного деформирования деталей, соединенных посредством тел качения / Д.В. Бибик, О.И. Деркач, В.А. Федоров, И.В. Яловол // Вестник НТУ «ХПИ».– 2010 – вып.39.– С. 11–16.

УДК 539.3

Бібік Д.В.

УТОЧНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВТРАТ У РАДІАЛЬНІЙ ГІДРООБ'ЄМНІЙ ПЕРЕДАЧІ ІЗ КУЛЬКОВИМИ ПОРШНЯМИ

В статті розглядаються фактори механічних та об'ємних втрат у радіальній гідрооб'ємній передачі, які раніше не приймалися до уваги, а саме механічні втрати на розгін та гальмування робочої рідини, а також визначення реального зазору між блоком цапфових розподільників та ротором. Зроблено висновок про необхідність врахування цих факторів в уточненій математичній моделі.

Bibik D.V.

ADJUSTED MATHEMATICAL MODEL OF LOSSES IN A RADIAL HYDROVOLUMETRIC TRANSMISSION WITH BALL PISTONS

Some factors of mechanical and volumetric losses are considered in the paper. They are mechanical losses on acceleration and deceleration of operation fluid, and actually defined gap between block of trunnion distributors and rotor. It is concluded that these factors should be considered in adjusted mathematical model.