

17. Trushlyakov V., Panichkin A., Prusova O., Zharikov K. and Dron M. Theoretical and experimental researches of the liquid evaporation during thermal vacuum influences // Journal of Physics: Conference Series Volume 944 (2017) 012119 pp.1-14 // XI International scientific and technical conference «Applied Mechanics and Dynamics Systems» 14–16 November 2017, Omsk, RF.

УДК 62-822

### **УЛУЧШЕНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АПГНД ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ СИЛ ТРЕНИЯ В ПРИЖИМНОМ УСТРОЙСТВЕ ПОРШНЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**А. О. Кузьмин, В. А. Королев, А. М. Потапов, С. М. Стажков**

*Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д. Ф. Устинова*

Для гидромашин, применяемых в приводах высокоточных следящих систем, используемых, в частности, в ракетно-космической технике, на первый план выходят динамические характеристики, в частности, такой показатель, как высокая чувствительность. Здесь основное влияние оказывают трибологические показатели в механизмах гидромашин.

При высоких скоростях вращения на работу поршневого механизма аксиально-поршневой гидромашин с наклонным диском (АПГНД) начинает оказывать заметное влияние силы инерции. В условиях работы без нагрузки или при относительно низких рабочих давлениях в моторном режиме осевая составляющая силы инерции действует на поршневой механизм в направлении, противоположном направлению действия осевой силы от давления в подпоршневой полости, что может привести к отрыву башмака от поверхности опорного диска [1]. При обратном ходе поршня башмак своей кромкой ударяется о поверхность опорного диска, что приводит к его деформации и снижению несущей способности, а также способности противодействовать опрокидывающему моменту. Для обеспечения безотрывной работы башмака при указанных режимах работы гидромашин, а также обеспечения его прижима к поверхности опорного диска в период запуска, в АПГНД применяется специальный прижимной диск, чаще не совсем правильно называемый сепаратором. В более ранних модификациях АПГНД сепаратор осуществлял прижим опорных башмаков посредством довольно жесткой пружины, рассчитанной из условия компенсации инерционных воздействий на поршневой механизм. Однако, в условиях работы при высоких скоростях и давлениях рабочей жидкости, в моторном режиме к силам инерции добавляются действующие в том же направлении силы трения. В этом случае прижимающего усилия со стороны сепаратора становится недостаточно для обеспечения безотрывной работы башмака. Увеличение прижимающего усилия пружины приводит к существенному повышению механических потерь в зоне контакта сепаратора с заплечиками опорного башмака. Место сопряжения опорного башмака с сепаратором при силовом замыкании поршневого механизма вообще является источником дополнительных механических потерь, что находит подтверждение при осмотре деталей ходовой части гидромашин, прошедшей значительный срок эксплуатации или подвергнутой ресурсным испытаниям. Даже в случае, когда опорные поверхности основных кинематических пар ходовой части гидромашин находятся во вполне удовлетворительном состоянии, сопряженные поверхности сепаратора и башмака имеют весьма существенный износ.

В последних модификациях АПГНД применяется так называемое геометрическое замыкание поршневого механизма. В этом случае сепаратор устанавливается в специальной направляющей с таким расчетом, чтобы между ним и заплечиками опорных башмаков был гарантированный зазор, величина которого, как правило, колеблется в пределах от 0,08 мм до 0,1 мм. Очевидно, что данное устройство гарантирует безотрывную работу опорного башмака

во всем диапазоне скоростей и давлений. Однако, геометрическое замыкание отрицательно сказывается на работе гидромашины в режиме страгивания. Снижение усилия, прижимающего башмак к поверхности опорного диска, приводит к его неэквидистантному раскрытию в пределах указанного гарантированного зазора и по причинам, описанным выше, – снижению чувствительности и диапазона регулирования гидропривода.

Из вышеприведенных рассуждений следует, что нужно либо существенно уменьшить величину гарантированного зазора между опорной поверхностью сепаратора и заплечиками опорных башмаков, что сопряжено с технологическими трудностями, связанными с высокой точностью обработки деталей, либо повысить усилие, действующее со стороны пружины на сепаратор при силовом замыкании поршневого механизма, предусмотрев при этом мероприятия по снижению сил трения в зоне контакта сепаратора и опорных башмаков.

На рис. 1 представлено техническое решение, обеспечивающее снижение механических потерь в местах сопряжения сепаратора с опорными башмаками. На кольцевой поверхности 1 опорного башмака 2, сопряженной с сепаратором 3, выполнены гидростатические камеры 4, гидравлически связанные с центральной гидростатической камерой 5 на опорной поверхности башмака через дросселирующие каналы 6. Гидростатическая разгрузка данной кинематической пары неполная, что практически исключает значимые объемные потери в указанном сопряжении. Снижение же механических потерь позволяет увеличить прижимающее усилие сепаратора и, следовательно, обеспечить безотрывную работу башмака в широком диапазоне скоростей и давлений.

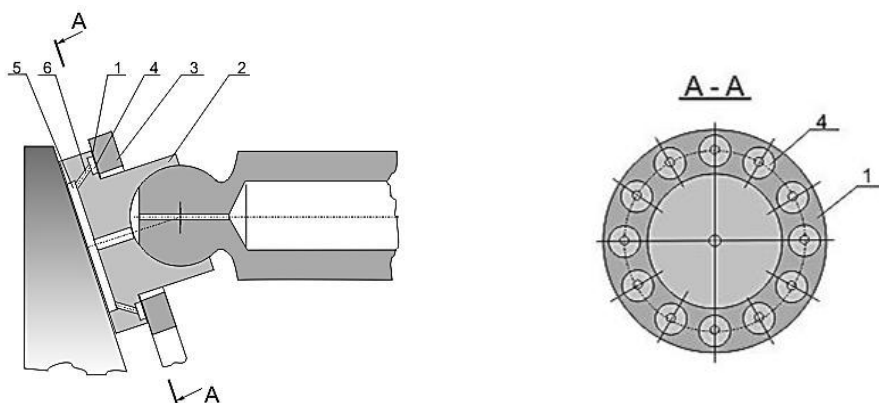


Рис. 1. Вариант исполнения узла сепаратор – башмак

Как уже указывалось, при геометрическом замыкании поршневого механизма уменьшение величины гарантированного зазора между сепаратором и опорным башмаком связано с необходимостью весьма точной обработки заплечиков опорного башмака. Это нежелательно делать при силовом замыкании, в противном случае, при большом различии в размерах, между сепаратором, опирающимся преимущественно на три из девяти башмаков с наибольшей толщиной заплечиков, и остальными шестью башмаками имеется нерегламентированный люфт. Прижимающее усилие со стороны сепаратора в условиях запуска распределяется преимущественно между указанными тремя опорными башмаками. Незагруженные прижимающим усилием опорные башмаки, как и в случае геометрического замыкания, в условиях запуска гидромашины имеют высокий уровень объемных потерь. Для обеспечения равномерного распределения усилия со стороны сепаратора, прижимающего опорные башмаки к поверхности наклонного диска, предлагается между сепаратором и башмаком установить дополнительные пружины 5, как это показано на рис. 2.

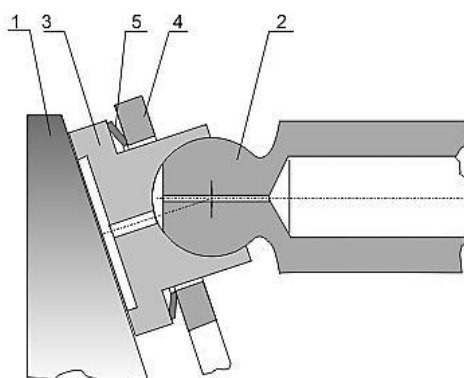


Рис. 2. Вариант исполнения узла сепаратор – башмак с пружинами

Вычислительный эксперимент позволил теоретически обосновать целесообразность применения в рабочей камере опорного башмака дополнительных кольцевых уступов. Несущая способность башмака с многокольцевой опорной поверхностью повышается по сравнению с башмаком классической формы преимущественно за счет давления вытеснения, при колебательном изменении величины и формы зазора между башмаком и опорным диском. Однако, при благоприятном расположении угла наклона опорной поверхности башмака по отношению к вектору скорости его движения относительно наклонного диска суммарная площадь опорной поверхности достаточно велика для формирования при высоких скоростях вращения масляного клина, повышающего несущую способность башмака.

Силы трения в поршневой паре и сферическом шарнире стремятся опрокинуть опорный башмак. При этом благоприятное с точки зрения возникновения гидродинамического клина положение башмака относительно опорного диска имеет место лишь на небольшом начальном участке моторной фазы работы поршневого механизма. При дальнейшем движении относительно опорной поверхности наклонного диска башмак имеет либо нулевой, либо отрицательный угол по отношению к набегающему потоку жидкости, что отрицательно сказывается на величине несущей способности башмака [2] – [4].

Следует отметить, что при высоких скоростях опрокидывающий опорный башмак момент не столь велик, и при достаточно большом усилии прижима со стороны сепаратора с его помощью предоставляется возможность формирования гидродинамического клина в паре «башмак – опорный диск».

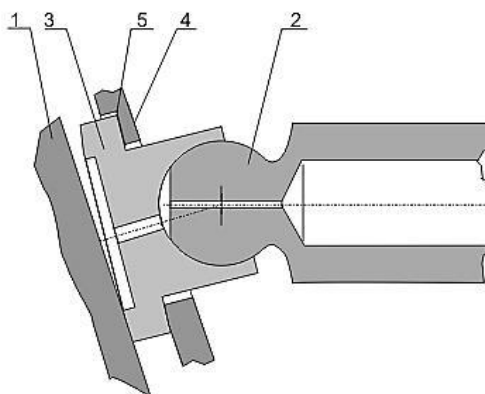


Рис. 3. Вариант исполнения узла сепаратор – башмак с наклонными опорными поверхностями

На рис. 3 показана техническая реализация указанной возможности за счет выполнения на сепараторе 4 наклонных опорных поверхностей 5, сопряженных с заплечиками опорных башмаков 3. Наклонные опорные поверхности 5 расположены таким образом, чтобы опорный башмак 3 при полном прилегании к ним имел бы положительный угол по отношению к набегающему потоку. Данное предложение применимо к нереверсивным гидромашинам, преимущественно работающим на высоких скоростях, то есть, преимущественно для гидромашин, работающих в насосном режиме эксплуатации.

#### Библиографический список

1. Kuzmin, Anton & Popov, Valery & Stazhkov, Sergey. (2016). Advanced Axial Piston Swash Plate Pump Parameters Recommendations. 0556-0561. 10.2507/27th.daaam.proceedings.082.
2. Yi Sun, Jihai-Jiang (2011), Study On Oil Film Characteristics Of Slipper Within Axial Piston Pump Under Different Working Condition. Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, OKINAWA, pp 534-539, ISBN 4-931070-08-6.
3. Bergada, J & M. Haynes, J & Watton, J. (2008). Leakage and Groove Pressure of an Axial Piston Pump Slipper with Multiple Lands. Tribology Transactions - TRIBOL TRANS. 51. 469-482. 10.1080/10402000802044332.
4. Uwe Wiecek & Monika Ivantysynova (2002) Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines—The Simulation Tool Caspar, International Journal of Fluid Power, 3:1, 7-20, DOI: 10.1080/14399776.2002.10781124.

УДК 62-822

#### УМЕНЬШЕНИЕ ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ АНГНД ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ МЕХАНИЗМЕ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А. О. Кузьмин, И. Л. Коробова, А. М. Потапов, С. М. Стажков

*Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д. Ф. Устинова*

В ракетно-космической технике широко используются силовые гидравлические системы и приводы, обладающие высокими энергоемкостью и динамическими качествами. Широкое распространение получили гидравлические приводы, включающие в свой состав аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском (АНГНД). Характеристики гидромашин определяют качественные показатели всей системы. Повышение динамических характеристик гидравлической системы, частности, зависят от величины зоны нечувствительности, входящих ее состав аксиально-поршневых гидромашин. В данной работе представлен способ уменьшения зоны нечувствительности АНГНД за счет снижения объемных потерь в поршневом механизме при различных режимах ее эксплуатации.

Важным фактором, оказывающим существенное влияние на динамические и энергетические характеристики гидромашин, является характер движения опорного башмака относительно опорного диска при различных условиях и режимах ее эксплуатации [1 – 3]. Экспериментальные исследования показали, что при работе гидромашин в условиях страгивания и малых скоростей происходит раскрытие торцового зазора пары «башмак–опорный диск», что приводит к резкому повышению объемных потерь и, как следствие, снижению чувствительности и диапазона регулирования привода [4]. С другой стороны, при скоростях вращения, близких к максимальным, также наблюдается повышение объемных потерь через зазоры пар «башмак–опорный диск» [5].