

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 неререверсивным 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].

В общем случае основными факторами, влияющими на неэквидистантное увеличение указанных зазоров, являются силы трения в кинематических парах и силы инерции, действующие на элементы поршневого механизма. При страгивании и малых скоростях раскрытие торцового зазора происходит тогда, когда опрокидывающий опорный башмак момент, обусловленный в первую очередь силами трения в поршневой паре, превышает противодействующий ему момент, обусловленный величиной прижимающей силы, действующей на плече, равном радиусу опорной поверхности башмака. При этом величина прижимающей силы равна разнице осевой силы, действующей на башмак со стороны поршня, и силы гидростатической разгрузки башмака.

Величина гидростатической разгрузки опорной поверхности башмака в исследуемых гидромашинах при угле наклона опорного диска $\gamma = 18^\circ$ (без учета усилия прижатия сепаратором) составляет примерно 94,8 % от величины осевой силы, действующей на башмак со стороны поршня, без учета осевой составляющей силы трения в поршневой паре. С учетом усилия прижатия сепаратором величина гидростатической разгрузки равна 95,1 %.

То есть, при страгивании и работе на малых скоростях в моторном режиме эксплуатации, когда силы трения в поршневой паре уменьшают величину силы, прижимающей башмак к опорному диску, происходит его опрокидывание под воздействием тангенциальной составляющей сил трения в поршневой паре.

Очевидно, что в этом случае, если не удастся снизить силы трения в поршневой паре, то для гидромашин (преимущественно гидромоторов) целесообразно уменьшить величину гидростатической разгрузки опорной поверхности башмака. С целью подтверждения данной рекомендации на экспериментальной установке были проведены испытания поршневого механизма с меньшей по сравнению со штатной гидростатической разгрузкой опорной поверхности башмака.

В штатном башмаке был залит оловом один кольцевой канал в гидростатической камере, после чего опорная поверхность была притерта на доводочной плите. Таким образом, величина гидростатической разгрузки штатного опорного башмака составила примерно 74,1 %. Испытания показали резкое снижение расхода жидкости через пару «башмак–опорный диск» в условиях страгивания поршневого механизма в моторном режиме. При этом существенно возросли силы трения. При испытаниях данного поршневого механизма при рабочем давлении $P = 300 \text{ кг/см}^2$ на скорости $\omega = 140 \text{ рад/с}$ наблюдался резкий разогрев отводимой от поршневого механизма рабочей жидкости, что указывает на существенный рост механических потерь в торцовом зазоре опорного башмака.

Аналогичный эффект был достигнут при увеличении гидравлического сопротивления дросселирующего канала в сферической головке поршня и при полном его перекрытии. Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод о необходимости создания регулируемого, например, за счет регулируемого дросселя, в зависимости от режима эксплуатации уровня гидростатической разгрузки опорной поверхности башмака.

Одно из технических решений указанной задачи представлено на рис. 1.

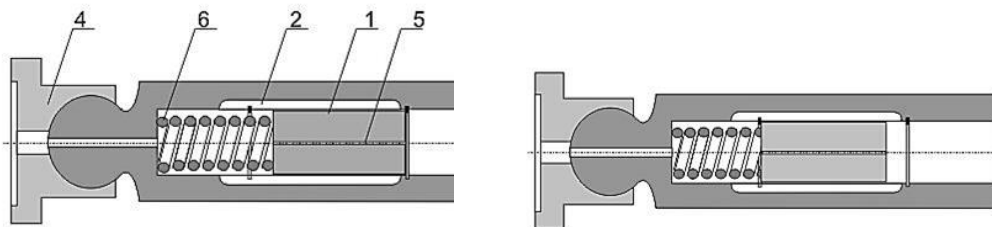


Рис. 1. Вариант усовершенствования поршневого механизма

Во внутренней расточке поршня подпружиненный клапан 1 располагается в начальный момент таким образом, что перекрывает боковые дросселирующие каналы 2, и рабочая жидкость поступает в гидростатическую камеру 3 башмака 4 через дроссель уменьшенного сечения 5 в теле клапана 1. Усилие пружины 6 настроено на давление, при котором в условиях высоких скоростей вращения начинается резкое повышение механических потерь, то есть клапан 1 не может открыть дополнительные дросселирующие каналы 2 пока гидромашинка находится в состоянии покоя.

Иными словами, запуск происходит без существенного повышения расхода жидкости через торцовые зазоры башмака под нагрузкой, уровень которой определяется жесткостью пружины 6, что снижает уровень давления страгивания и минимальную устойчивую частоту вращения вала гидромашинки, а, следовательно, повышает ее чувствительность и диапазон регулирования.

Библиографический список

1. *Mr Kishan Choudhuri & Dr Prasun Chakraborti* (2012), A Computational Approach on the position of Load Centre of a Slipper Bearing, Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering Volume 12 Issue 5 Version 1.0, USA, Online ISSN: 2249-4596 Print ISSN:0975-5861.

5. *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.

2. *Manring N. D., Wray C. L., Dong Z.* (2004). Experimental Studies on the Performance of Slipper Bearings Within Axial-Piston Pumps. Journal of Tribology, Vol. 126, pp.511-518, DOI: 10.1115/1.1698936.

3. *Kuzmin, Anton & Popov, Valery & Stazhkov, Sergey.* (2016). Advanced Axial Piston Swash Plate Pump Parameters Recommendations. 0556-0561. 10.2507/27th.daaam.proceedings.082.

4. *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.

УДК 629.735.015

НАПРАВЛЕНИЯ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ НА ФЕДЕРАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТРАССАХ С ПРИМЕНЕНИЕМ АВИАЦИОННО- СПАСАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

А. А. Лебедев, Ю. С. Опара, Ю. И. Матвеев

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации

Проблема аварийности, связанной с автомобильным транспортом в последнее десятилетие приобрела особую остроту в связи с несоответствием дорожно-транспортной инфраструктуры потребностям общества и государства в безопасном дорожном движении, недостаточной эффективностью функционирования системы обеспечения безопасности дорожного движения и крайне низкой дисциплиной участников дорожного движения. Существенное увеличение грузовых и пассажирских перевозок, осуществляемых автомобильным транспортом, наряду с отставанием в развитии дорожной сети и увеличением скоростного режима, являют-