

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В НАПРАВЛЯЮЩИХ ГИДРОАППАРАТАХ

Д. В. Лаевский

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Беларусь*

Научные руководители: Ю. А. Андреевец, Д. Л. Стасенко

Влияние низких и высоких температур на рабочую жидкость в течение длительного или кратковременного времени могут привести к неустойчивой работе гидрофицированного оборудования технологических и мобильных машин, эти факторы могут привести к уменьшению объемного КПД насосов; повышению потерь давления в гидросистеме; увеличению времени срабатывания гидрооборудования. Однако основной причиной повышения интенсивности изнашивания следует считать ухудшение условий трения – проникновение абразивных частиц в зону контакта деталей гидрооборудования, ослабление защитных свойств смазки, изменение зазоров сопряжения, обусловленных изменением температуры рабочей жидкости гидросистемы [1].

Целью настоящей работы является установление функциональной связи между температурой рабочей жидкости и сил, действующих в направляющих гидроаппаратах (гидрораспределителях) технологических и мобильных машин.

Известно, что при проектировании направляющих гидроаппаратов проектировщики пользуются в основном следующими исходными данными: схемой гидроаппарата, номинальным расходом и давлением, темпом (частотой) срабатывания и быстродействием гидроаппарата. Эти данные являются основанием для определения силы, которую необходимо приложить к управляющему устройству, для того чтобы перемещался запорно-регулирующий элемент (золотник) гидрораспределителя. Но мало кто учитывает температуру рабочей жидкости, которая существенно влияет на работу гидроаппаратов и гидросистемы в целом, принимая ее равной константе.

Рассмотрим силы, действующие на золотник гидрораспределителя. При перемещении золотника необходимо, чтобы к нему была приложена некоторая сила, которая способна сдвинуть золотник из состояния покоя. В процессе работы эта сила

должна преодолевать инерционную нагрузку золотника и силы сопротивления движению, которые состоят из сил трения золотника, а также гидродинамической силы:

$$F = F_{ин} + F_{тр} + F_{ж} + F_{гд},$$

где $F_{ин} = ma$ – инерционная сила; m – масса золотника; a – ускорение; $F_{тр}$ – сила трения; $F_{ж}$ – сила трения жидкости; $F_{гд}$ – гидродинамическая сила.

Сама по себе сила инерции не зависит от температуры рабочей жидкости, но в момент страгивания, т. е. приложения к золотнику силы F , который находится в состоянии покоя, ускорение будет максимальным, исходя из этого силу инерции можно заменить силой трения покоя $F_{п}$. При переходе от силы трения покоя $F_{п}$ к движению (рис. 1) сила приложенная к золотнику F в основном будет зависеть от величины пятна контакта золотника в корпусе гидроаппарата (рис. 2):

$$F_{п} = f_{п}lpD\sqrt{\frac{\Delta}{\delta}\left(2 - \frac{\Delta}{\delta}\right)},$$

где $f_{п}$ – коэффициент трения покоя при смазке стальных поверхностей минеральным маслом; l – длина контакта; p – давление, действующее в зазоре; D – диаметр золотника с учетом граничного слоя; Δ – величина граничного слоя; δ – смещение оси золотника относительно оси отверстия.

Пятно контакта золотника в корпусе гидроаппарата также зависит от коэффициента теплового расширения материалов, из которых изготовлены золотник и корпус гидрораспределителя, а также радиальных сил, которые действуют на золотник.

Известно, что при длительном состоянии покоя золотник труднее сдвинуть с места, чем сразу после его остановки. Данное увеличение силы связано с эксцентричным (наихудший вариант, рис. 2) расположением золотника и действующих на него радиальных сил.

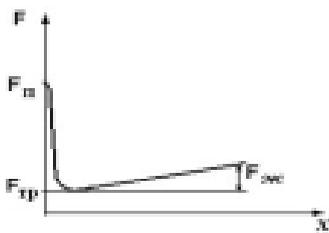


Рис. 1. Схема зависимости сил трения от скорости движения

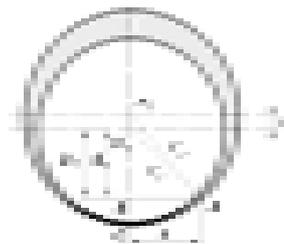


Рис. 2. Схема расположения золотника в корпусе гидрораспределителя

При движении золотника сила трения покоя $F_{п}$ уменьшается (рис. 1) и на золотник действуют сила трения $F_{тр}$ и сила трения жидкости $F_{ж}$:

$$F_{тр} = f_{п}lpD\sqrt{\frac{2\Delta \cdot p}{E_{м}\delta}\left(2 - \frac{2\Delta \cdot p}{E_{м}\delta}\right)}, \quad F_{ж} = 9f_{ж}lpD\sqrt{\frac{2\Delta \cdot p}{E_{м}\delta}\left(2 - \frac{2\Delta \cdot p}{E_{м}\delta}\right)},$$

где f_a – коэффициент трения движения; $f_{ж}$ – коэффициент трения скольжения; E_m – модель упругой среды; ϑ – скорость перемещения золотника [3].

Сила трения $F_{тр}$ зависит от действия радиальных сил, которые при движении не исчезают. На границе твердой и жидкой фаз в результате атомарного и молекулярного взаимодействия сред образуется граничный (адсорбционный) слой [4]. Толщина смазочной пленки рабочей жидкости зависит, главным образом, от площади адсорбирующей поверхности, дипольного момента, возникающего от радиальных сил, температуры рабочей жидкости, а также от диэлектрической проницаемости адсорбционного слоя молекул. С увеличением температуры рабочей жидкости расстояние взаимодействия и толщина адсорбционного слоя молекул с полем поверхности микронеровности уменьшается. Толщина адсорбционного слоя молекул изменяется в диапазоне 10^{-9} – 10^{-7} м при изменении температуры рабочей жидкости [5].

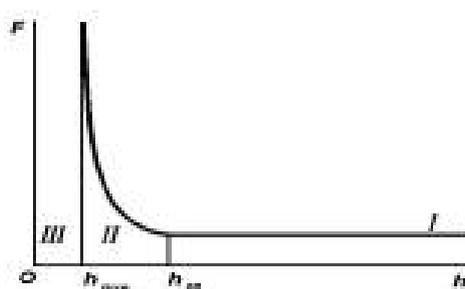


Рис. 3. Изменение силы сопротивления сближения механических поверхностей

Если расстояние между металлическими поверхностями значительно больше (рис. 3), чем толщина граничного слоя (область I), то сила сопротивления сближению металлических поверхностей не зависит от расстояния между ними. Начиная с толщины граничного слоя $h_{тр}$, сила сопротивления сближения рабочей среды начинает возрастать (область II) и при достижении некоторого остаточного граничного слоя $h_{мин}$ становится большей (область III) [2]. На практике величина адсорбционного слоя составляет $(2...3)10^{-6}$ м.

Из вышеизложенного очевидно, что практически все силы трения зависят от температуры рабочей жидкости, но их можно максимально минимизировать. При проектировании гидроаппаратов должен учитываться коэффициент теплового расширения материалов, должны применяться различные конструктивные решения, уменьшающие действие радиальных сил.

Суммарная гидродинамическая сила $F_{гд}$ для напорной и сливной линий в момент открытия проходной щели препятствует движению золотника, пытаясь вернуть его в исходное положение. Данная сила зависит от величины расхода, давления и скорости протекающей рабочей жидкости через проходные щели гидроаппарата [6]:

$$F_{гд} = 2Q\sqrt{2\rho \cdot \Delta p} \cdot \cos\alpha,$$

где $Q = \mu dx \sqrt{2\Delta p / \rho}$ – объемный расход жидкости; μ – коэффициент расхода; d – диаметр золотника; x – ход золотника; Δp – перепад давления, ρ – плотность жидкости; α – угол, образованный осями золотника и потока жидкости.

Подставим значения скоростей и расхода, и уравнение гидродинамической силы примет вид:

$$F_{\text{гд}} = 4\mu\pi dx \cdot \Delta p \cdot \cos\alpha.$$

Из полученной зависимости видно, что при прочих равных условиях изменения температуры влияет только на коэффициент расхода μ , который принимается в пределах от 0,62...0,65 при $Re \geq 200$.

В результате компьютерного моделирования в программном комплексе FlowVision получены значения осевых гидродинамических сил при температурах $T_1 = +50$ и $T_2 = -30$ °С. В качестве прототипа был взят гидрораспределитель с условным проходом $D_y = 10$ мм, 44 схемой распределения жидкости, с острой кромкой на золотнике.

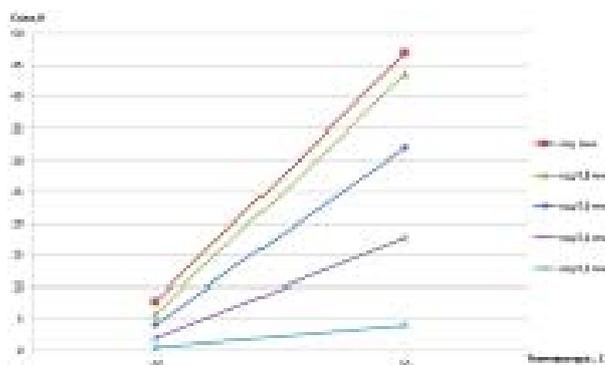


Рис. 4. Осевые гидродинамические силы при температурах +50 и –30 °С

Из графика видно, что осевая гидродинамическая сила напрямую зависит от температуры рабочей жидкости. При работе гидрораспределителя с температурой рабочей жидкости +50 °С происходит резкий скачок увеличения гидродинамической силы, а при –30 °С происходит плавное ее увеличение, так как рабочая жидкость при повышении температуры изменяет свои свойства (вязкость), которые зависят от температуры окружающей среды. Выявлено, что гидродинамическая сила при увеличении температуры с –30 до +50 °С увеличивается на 78 %.

Заключение

Установлено, что практически все силы, действующие в направляющих гидроаппаратах, связаны с температурой рабочей жидкости. Величина сил трения покоя, движения и трения жидкости примернов 10^5 раз меньше, по сравнению с гидродинамической, вследствие этого можно сказать, что сила, которую необходимо приложить к запорно-регулирующему элементу в начальный момент открытия гидрораспределителя, в большей степени зависит от гидродинамической силы, на которую в свою очередь существенное влияние оказывает температура рабочей жидкости, при увеличении температуры с –30 до +50 °С сила увеличивается на 78 %.

Литература

1. Войтов, В. А. Конструктивная износостойкость узлов трения гидромашин. Ч. 2 / В. А. Войтов // Методология моделирования граничной смазки в гидромашинах. – Харьков : Центр Леся Курбаса, 1997. – 152 с.
2. Трифонова, Г. О. Следящие системы приводов МАДИИ / Г. О. Трифонова, О. И. Трифонова. – 82 с.

3. Лаевский, Д. В. Влияние сил адгезии твердых тел на молекулярный слой жидкости / Д. В. Лаевский, Д. Л. Стасенко, Ю. А. Андреевец. – Минск : БНТУ, МНТК «Современные проблемы гидропневмосистем машин», 2011. – С. 46–53.
4. Ермакова, С. А. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / С. А. Ермакова ; под ред. С. А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
5. Косолапов, В. Б. Расчет толщины смазочной пленки рабочей жидкости на микронеровностях трибосопряжений гидропривода / В. Б. Косолапов, С. В. Литовка.
6. Лаевский, Д. В. Закономерности течения потока жидкости и действие гидродинамических сил на золотниках пропорционального гидрораспределителя / Д. В. Лаевский, Д. Л. Стасенко. – Минск : БНТУ, МНТК «Современные проблемы гидропневмосистем машин», 2011. – С. 63–71.