

Подводя итоги, можно отметить, что идеальных способов подогрева жидкости в настоящее время нет, но существуют приближенные к идеальным. В дипломном проекте выбран подогрев с помощью электронагревательных пластин, так как температуру жидкости в баке можно регулировать дистанционно с помощью термостата, жидкость в баке никогда не сможет перегреться, компоненты просты и дешевы.

Литература

1. Рылякин, Е. Г. Обеспечение эффективной функциональности гидропривода мобильных машин / Е. Г. Рылякин, В. И. Костина // Молодой ученый. – 2015. – № 6. – С. 200–202. – Режим доступа: <https://moluch.ru/archive/86/16201/>. – Дата доступа: 22.12.2019.
2. Обеспечение работы мобильных машин в условиях отрицательных температур / Ю. А. Захаров [и др.] // Молодой ученый. – 2014. – № 17. – С. 56–58.
3. Каверзин, С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах : моногр. / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. – Красноярск, 1997. – 240 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЕЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ДЕЗАКСИАЛА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ ПОДАЧИ

Д. Д. Дасько, В. М. Сковпин

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

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

Неравномерность подачи представляет собой пульсации потока жидкости, которые сказываются на поведении системы в переходных режимах работы, возбуждая колебания давления жидкости, которые в свою очередь могут привести к усталостному разрушению и деформации вспомогательных элементов. По оценкам экспертов, причинами разрыва трубопроводов примерно в 60 % случаев являются гидроудары, перепады давления и вибрации, вызванные пульсациями давления [1].

Целью данной работы является определение наиболее рационального дезаксиала аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком и с наклонным диском для выравнивания подачи.

Для выравнивания подачи используют различные конструктивные решения. В частности, применяют метод размещения цилиндров в блоке, а головок шатунов – в диске на разных радиусах (дезаксиал насоса) [2].

В аксиально-поршневых насосах с наклонным блоком цилиндров (диском), в которых выдержано равенство диаметров окружности на торце блока цилиндров, на которой размещены оси цилиндров, и окружности, на которой размещены центры шарниров поршневых штоков в приводном диске $D_6 = D_d$, при вращении ротора при условии $\gamma \neq 0$ штоки поршней будут перемещаться в пространстве не параллельно оси блока, а осуществлять колебательные движения. Это явление, которое отражается на кинематике движения поршней, обусловлено тем, что проекция окружности диаметром D_d , на которой размещены центры шарниров поршневых штоков в приводном диске, на плоскость, перпендикулярную оси блока цилиндров, представляет собой эллипс.

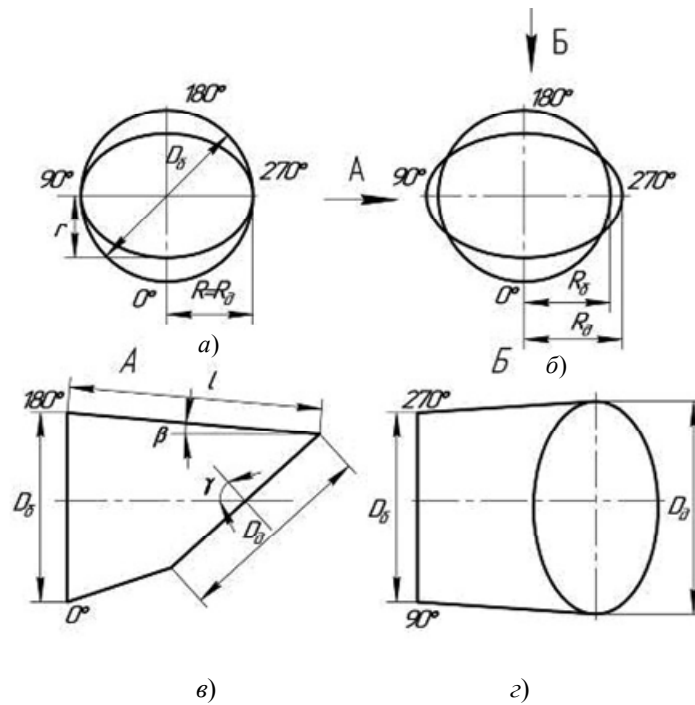


Рис. 1. Схемы к расчету дезаксиала насоса

Большой радиус R эллипса в этих условиях равен $R = R_d = \frac{D_d}{2}$, а малый радиус $r > R$ определяется углом наклона блока цилиндров (диска) γ (рис. 1, а). Очевидно, что при $\gamma = 0$ эллипс превращается в окружность радиусом $R = R_d = \frac{D_d}{2} = r$.

Таким образом, при $\gamma \neq 0$ при условии $D_6 = D_d$ центры шарниров штоков в поршнях при вращении ротора будут перемещаться по кругу радиусом $R_6 = \frac{D_6}{2}$, а центры шарниров штоков в приводном диске – по эллипсу с радиусами R и r . Поэтому при постоянной угловой скорости приводного вала угловая скорость ведомого звена будет переменной в пределах каждого вращения ротора насоса, которая влияет на закон перемещения поршней в цилиндрах, а следовательно, и на закон подачи насоса (закон частоты вращения выходного звена насоса), увеличивая пульсацию расхода рабочей жидкости (угловой скорости мотора). При значениях углов поворота блока (диска) относительно нейтральной оси, равных $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$ (рис. 1, а), угловые скорости ведомого и ведущего звеньев выравниваются при условии $R = R_d = R_6$; максимальное рассогласование этих скоростей имеет место при $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$, так как при этих углах разница между значениями радиусов R_6 и r максимальная.

Минимизировать влияние колебательных движений штоков и, соответственно, переменной угловой скорости ведомого звена на равномерность подачи аксиально-поршневого насоса (равномерность частоты вращения вала насоса) возможно выполнением диаметра D_d окружности, на котором размещены центры шарниров поршневых штоков в приводном диске, большим, чем диаметр D_6 окружности,

на котором размещены оси цилиндров в блоке, т. е. $D_6 < D_d$ (рис. 1, б). Количественной характеристикой этого превышения одного диаметра над другим является дезаксиал насоса, который определяется зависимостью

$$k = \frac{D_d}{D_6},$$

где D_d – диаметр окружности, на котором размещены центры шарниров поршневых штоков в приводном диске; D_6 – диаметр окружности, на котором размещены оси цилиндров в блоке.

Величину дезаксиала k определяют из условия максимального снижения колебательных движений штоков за счет обеспечения одинакового значения угла их наклона β (рис. 1, в) при характерных значениях угла φ поворота ротора.

Для углов поворота ротора насоса $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$ правомерно (рис. 1, в):

$$\sin \beta = \frac{R_d - R_6 \cos \gamma}{l},$$

где l – длина штока.

Для углов поворота ротора насоса $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$ имеем (рис. 1, з):

$$\sin \beta = \frac{R_d - R_6}{l}.$$

Исходя из условия максимального снижения колебательных движений штоков, получим радиус окружности, на которой размещены центры шарниров поршневых штоков в приводном диске:

$$R_d = \frac{2R_6}{1 + \cos \gamma}.$$

Таким образом, значение дезаксиала аксиально-поршневой машины, при котором колебательное движение поршней в цилиндрах практически отсутствует, определяется зависимостью от угла наклона блока цилиндров (дисков):

$$k = \frac{D_d}{D_6} = \frac{R_d}{R_6} = \frac{2}{1 + \cos \gamma}.$$

Отсюда следует, что для каждого значения угла наклона γ существует единственное значение оптимального дезаксиала, при котором устраняется дополнительное движение поршней в цилиндрах.

В рамках исследовательской работы был произведен расчет дезаксиала для насоса аксиально-поршневого с наклонным диском типа VPPM («Diplomatic») (рис. 2) и насосомотора с наклонным блоком типа МН (Шахтинский завод Гидропривод) (рис. 3).

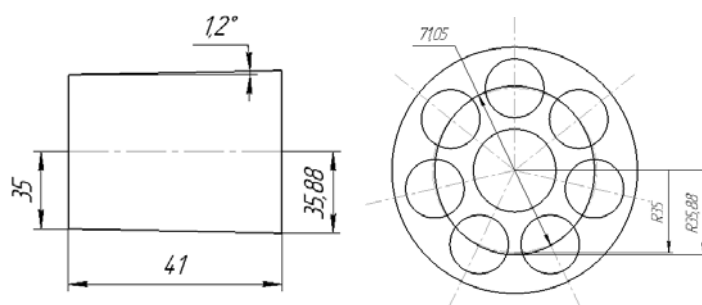


Рис. 2. Схемы к расчету дезаксиала насоса с наклонным диском типа VPPM

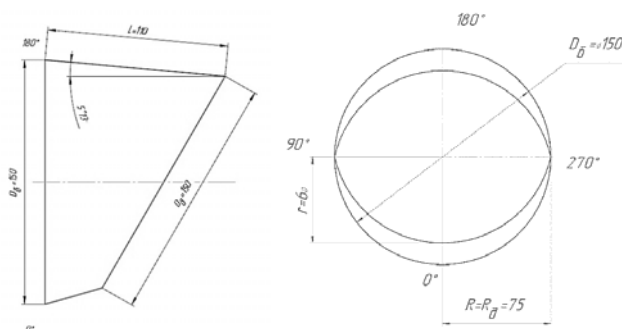


Рис. 3. Схемы к расчету дезаксиала насоса с наклонным блоком типа MN

Исходные данные для расчета и его результаты представлены в таблице.

Тип насоса	Рабочий объем, см ³	Номинальное давление, МПа	Расчетные радиусы $R_б/R_д$, мм	Угол наклона диска (блока), γ	Угол наклона штоков β	Величина дезаксиала расчетная, k
VPPM	29	10	35,88/35	18°	1,2°	1,025
MN	225	10	75/75	26°	0	1,053

Таким образом, расчетная величина дезаксиала для насосов с наклонным диском и наклонным блоком меньше заданного диапазона значений для насоса $k = 1,055-0,072$. Следовательно, минимизация пульсаций для насосов с наклонным диском и наклонным блоком может быть осуществлена на стадии проектирования гидромашин различными способами, в том числе уменьшением дезаксиала с помощью рационального подбора расчетных геометрических параметров насоса.

Литература

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи : учеб. пособие для вузов / под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1987. – 310 с.