

С. С. К л е н и к о в, Т. А. Ф о м и н а

**МОДЕЛЬ ВОЛНОВОГО ШАГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ПНЕВМОГИДРОДЕФОРМАТОРОМ**

Приведено описание модели волнового шагового двигателя, имеющего в своем составе механический пневмогидрораспределитель новой конструкции, позволяющий формировать и изменять форму импульсов давления поршней на гибкое колесо, меняя тем самым скорость движения волны его деформирования. Вследствие этого можно регулировать угловую скорость вращения выходного звена. При этом реверс двигателя реализуется изменением направления вращения внутренней трубки пневмогидрораспределителя.

E-mail: fota@bk.ru

Ключевые слова: *волновой шаговый двигатель, волновое зацепление, пневмогидрораспределитель, импульсы давлений, волна деформирования, поршневая группа.*

В настоящее время детально разработаны волновые передачи с механическими волнообразователями (кулачковыми, дисковыми, роликовыми). Менее исследованы волновые механизмы с малоинерционными волнообразователями поршневого типа, у которых подвижная волна деформирования гибкого колеса организуется с помощью пневматических (или гидравлических) генераторов волн [1]. В этом случае волновой механизм представляет собой волновой шаговый двигатель (ВШД), преобразующий энергию сжатого рабочего вещества во вращательную энергию выходного звена. Механическое движение гибкого колеса (при использовании подвижной волны его упругого деформирования) создается с помощью системы переменных сил с неподвижными точками их приложения к гибкому колесу. Это в свою очередь позволяет создавать принципиально новые ВШД. Замена механических деформаторов импульсами сил от давления, создаваемого в поршневых полостях газом или жидкостью, т.е. рабочим веществом, позволяет снизить высокую инерционность волнового механизма, так как на входе здесь вращается лишь тонкая трубка с постоянно сжатым рабочим веществом. Смена направления движения волны деформирования и выходного звена достигается изменением вращения внутренней трубки распределителя. При этом скорость вращения волны деформирования и выходного звена определяется расположением отверстий во внешней оболочке распределителя. Причем в соответствии с этим расположением угловая скорость волны деформирования может быть больше (кратно) угловой скорости вращения внутренней трубки, что также позволяет уменьшить кинетический момент входной части механизма.

Таким образом, цель работы — это создание работающей модели ВШД с использованием в качестве волнообразователя новой модели пневмогидрораспределителя (далее — распределителя).

В разрабатываемой модели использовано гибкое колесо, являющееся неподвижной, деформируемой в радиальном направлении гибкой конструкцией в форме пружинного пакета, рассчитанного А.И. Майковым с использованием метода конечных элементов [2]. Подвижное жесткое колесо выполнено традиционно в виде жесткого толстостенного цилиндра с внутренними зубьями. Оно приводится во вращение путем волнового зацепления его зубьев с внешними зубьями гибкого колеса. Зубья обоих колес имеют круговую форму. Разность чисел зубьев колес определяет упругие перемещения и форму деформирования гибкого колеса, а скорость бегущей волны деформирования задает угловую скорость вращения жесткого колеса.

На снимке (рис. 1) показан рабочий макет ВШД, состоящий из двух основных частей: волнового зацепления (ВЗ) и пневмогидрораспределителя.

Распределитель решает две основные задачи: поочередной подачи рабочего вещества из канала высокого давления в противоположно расположенные поршневые полости ВШД (нагнетание); слива отработанного рабочего вещества в канал низкого давления. Тем самым организуется направленное волновое деформирование гибкого колеса (рис. 2).

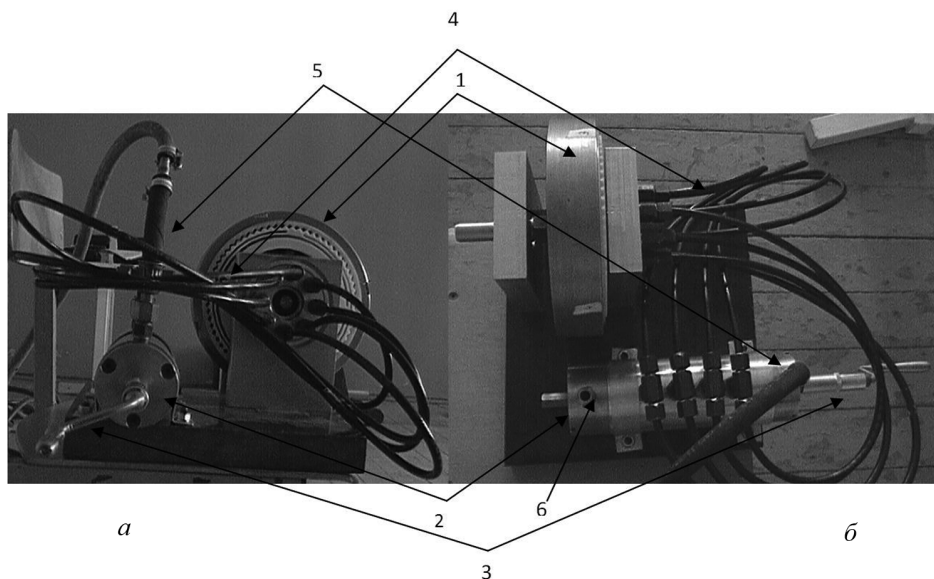


Рис. 1. Макет ВШД:

1 — волновое зацепление; 2 — распределитель с ручным управлением 3; 4 — шланговое соединение распределителя с волновым зацеплением; 5 — соединение распределителя с источником высокого давления; 6 — канал вывода отработанного рабочего вещества

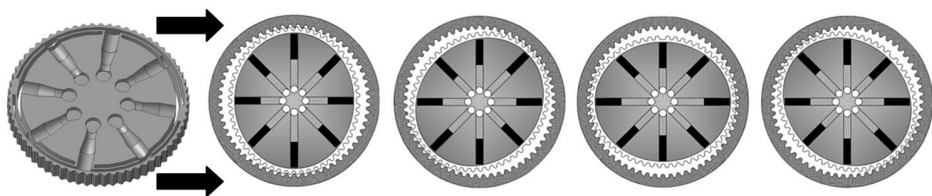


Рис. 2. Деформирование гибкого колеса

Поступившее по шлангам от распределителя рабочее вещество под высоким давлением действует на кольца пружинного пакета через посредника — резиновый поршень, слабodeформируемый в поперечном направлении и не выпускающий излишки давления во внешнюю среду за счет использования специальной конструкции. Таким образом, под действием высокого давления рабочего вещества толкатель перемещается вдоль трубки в направлении гибкого колеса и деформирует его. В этом случае шумовой эффект от ударов поршней о гибкое колесо сводится к минимуму. При уменьшении давления в рассматриваемой поршневой полости и его увеличении в соседней полости поршни вынужденно возвращаются в исходное состояние за счет разности давлений и силы упругости гибкого колеса, деформируемого уже в ином направлении (рис. 2).

Модель распределителя можно представить как совокупность трех цилиндров (рис. 3).

1. Внутренняя вращающаяся трубка малого диаметра, выполненная как одно целое с крестообразными трубчатыми ответвлениями,

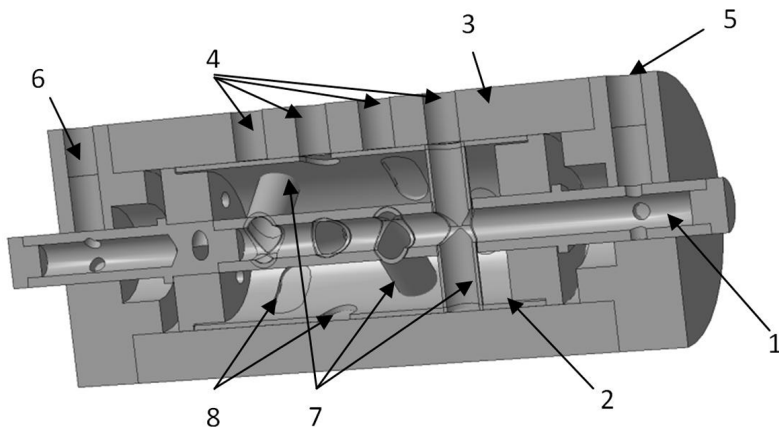


Рис. 3. Модель распределителя:

1 — трубчатый канал подачи высокого давления в систему с крестообразными ответвлениями 7; 2 — оболочка, во внутреннюю полость которой через специальные отверстия 8 поступает рабочее вещество под низким давлением от ВШД; 3 — внешний цилиндр; 4 — отверстия для крепления штуцеров для шлангов (см. рис. 1); 5 — канал подачи рабочего вещества от источника высокого давления; 6 — канал вывода отработанного рабочего вещества из системы

образующими канал высокого давления рабочего вещества, поступающего от источника в полости поршневой группы ВШД.

2. Средняя тонкостенная оболочка, жестко соединенная с внутренней трубкой через внешние концы крестообразных трубчатых ответвлений и вращающаяся вместе с ней. Через специальные отверстия в этой оболочке во внутреннюю полость поступает отработанное рабочее вещество низкого давления, т.е. полость между внутренней трубкой, крестообразными ответвлениями и внешней тонкостенной оболочкой является полостью низкого давления.

3. Внешний толстостенный неподвижный цилиндр с каналами для крепления штуцеров шлангового соединения распределителя с ВШД.

Первоначально рабочее вещество (газ или жидкость) под рабочим давлением подается на вход распределителя по шлангу 5 (см. рис. 1), соединяющему его с источником высокого давления (компрессором, баллоном и т.п.) через канал 5 (см. рис. 3) во внешнем цилиндре. При испытании рабочего макета использовался компрессор, поддерживающий давление воздуха 10 атм.

Через отверстия в канале 1 рабочее вещество под высоким давлением поступает по крестообразным ответвлениям 7 поочередно во внутренние полости поршневой системы ВШД. Очередность подачи рабочего вещества под высоким давлением в полости поршневой группы ВШД определяется геометрией отверстий и их местоположением на внешней цилиндрической оболочке 2, которые при ее вращении коммутируются с отверстиями 4. При испытаниях распределитель приводился во вращение с помощью ручки. В реальном ВШД управление реализуется от легкого реверсивного электропривода.

Таким образом, взаимодействие ВШД и распределителя осуществляется через отверстия и шланги 4 (см. рис. 1). Поочередно с ними совмещаются либо каналы 7 для нагнетания, либо отверстия 8 для спуска давления из ВШД (рис. 4).

По шлангам 4 (см. рис. 1) рабочее вещество может двигаться в обоих направлениях, обеспечивая тем самым нагнетание и слив. При нагнетании рабочего вещества в полости поршневых групп происходит деформирование гибкого колеса в точках его касания с работающими поршнями-толкателями. В данной модели шланги разделяют поток газа или жидкости на две равные части для того, чтобы организовать двухволновое зацепление. Таким образом, из одного ряда отверстий распределителя рабочее вещество поступает одновременно к двум радиально противоположно расположенным отверстиям ВШД (см. рис. 4), оказывая давление. Аналогично происходит и сброс давления.

Соединение выхода распределителя со входом ВШД может быть и иным – последовательным. В этом случае выходы крепятся не к

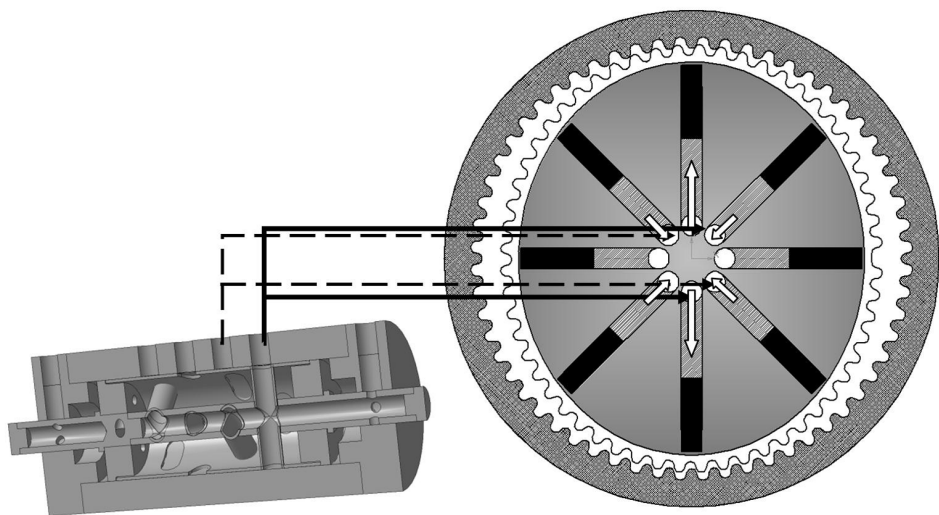


Рис. 4. Схема сброса давления из ВШД

противоположным отверстиям, а к идущим подряд и зацепление является одноволновым. При необходимости можно организовать и другое многоволновое зацепление. Однако в этих случаях необходимо регулировать число отверстий, их размер и расположение таким образом, чтобы зона зацепления зубьев не была слишком большой. Иначе, возможно, конструкция будет неработоспособной.

Как уже отмечалось, направление и скорость движения рабочего вещества (от или к ВШД) задаются структурой вырезов на внешней цилиндрической поверхности средней оболочки 2 (рис. 5).

Под рабочей поверхностью оболочки 2 (см. рис. 3) распределителя понимается часть ее развертки в виде прямоугольной области высотой l и шириной $4\pi R/n$, где R — внешний радиус оболочки 2, n — число пар отверстий (одно отверстие для нагнетания плюс одно отверстие для слива) в ряду.

По высоте рабочая поверхность разделяется на k рядов. Один ряд представляет собой полосу, в которой чередуются отверстия круглого сечения (для подачи рабочего вещества под высоким давлением из

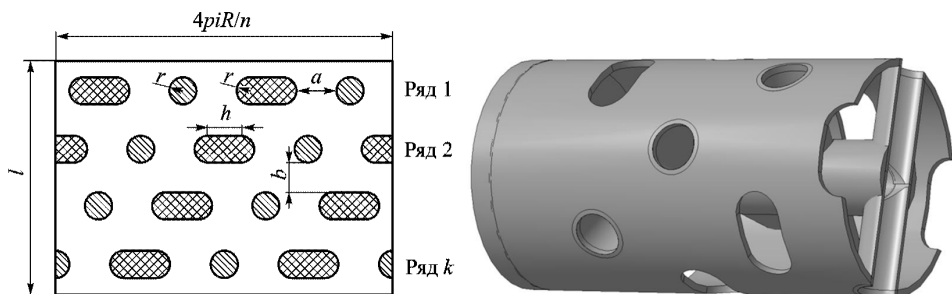


Рис. 5. Цилиндрическая средняя оболочка распределителя

оболочки 1 по трубкам 7 ((см. рис. 3) в ВШД) и отверстия прямоугольного со скругленными сторонами сечения (для спуска давления из ВШД). Значение k в рассматриваемой модели равно числу поршневых пар отверстий в массиве пружинного пакета ВШД.

Дополнительно введем следующие характеристики рабочей поверхности: h — ширина прямоугольной части отверстий для слива; r — радиус отверстия для нагнетания; α — угол смещения рядов относительно друг друга; a — расстояние между отверстиями для слива и нагнетания; b — расстояние между отверстиями по вертикали.

Ряды смещены относительно друг друга на угол $\alpha = \frac{360^\circ}{nk}$. Для случая, изображенного на рис. 5, $n = 2$, $k = 4$, $\alpha = 45^\circ$.

При проектировании конструкции распределителя предполагается, что отверстия для спуска и нагнетания расположены регулярно. Иначе деформирование гибкого колеса будет несимметричным, без образования подвижной волны деформирования. При известной ширине h и радиусе r круглой части отверстия для спуска, равном радиусу отверстия для нагнетания, расстояние между отверстиями в ряду $\alpha = \frac{\pi R}{n} - \left(\frac{h}{2} + 2r\right)$.

На рис. 6 показана схема коммутации каналов внешнего цилиндра 1 распределителя и отверстий в средней оболочке 2, при ее вращении. Поверхность 1 можно представить как неподвижную конструкцию. Прямоугольная область 2, моделирующая цилиндрическую поверхность вращающейся части распределителя, движется относительно области 1 (моделирующей расположение штуцеров на внешнем цилиндре распределителя) со скоростью $v = \omega R$, где ω — угловая скорость вращения внутренней части распределителя.

Взаимодействуют в каждый момент времени только те отверстия поверхности 2, которые видно через отверстия области 1, остальные отверстия закрыты.

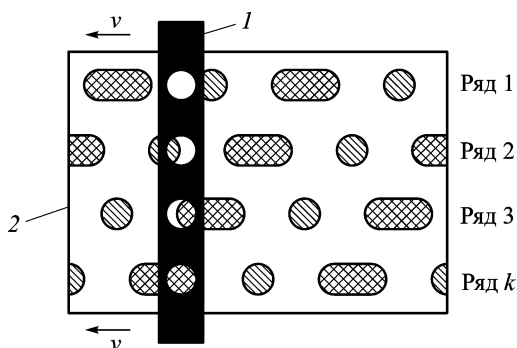


Рис. 6. Схема коммутации каналов:

1 — внешняя поверхность распределителя; 2 — рабочая поверхность средней оболочки распределителя

Следует отметить, что форма входного канала в штуцерах 4 и трубках 7 (см. рис. 3) может быть не только цилиндрической. Однако в этом случае целесообразно ввести понятие относительной площади открытого отверстия. Она равна отношению площади перекрытия отверстий между поверхностями 1 и 2 (см. рис. 6) к максимальной площади отверстий в канале 1 (см. рис. 3).

От геометрии отверстий и их местоположения зависит закон изменения давления рабочего вещества, поступающего в поршневую полость, а через толкатель и к гибкому колесу.

Площадь сечения перекрытия между отверстиями 4 и отверстиями поверхности оболочки 2 (см. рис. 3) меняется по нелинейному закону. При движении рабочего вещества к рабочим полостям ВШД относительная площадь изменяется по закону, соответствующему зоне нагнетания (рис. 7, а). При движении рабочего вещества в обратном направлении открываются отверстия оболочки 2 прямоугольной формы со скругленными сторонами. В этом случае относительная площадь меняется по закону, соответствующему зоне слива (см. рис. 7, а).

На графике (рис. 7, б) возрастание давления соответствует открытию цилиндрических каналов для нагнетания давления. При их закрытии, если давление в соответствующих поршневых полостях достигло максимального значения, равного давлению источника, график является горизонтальным, иначе увеличение давления будет продолжаться.

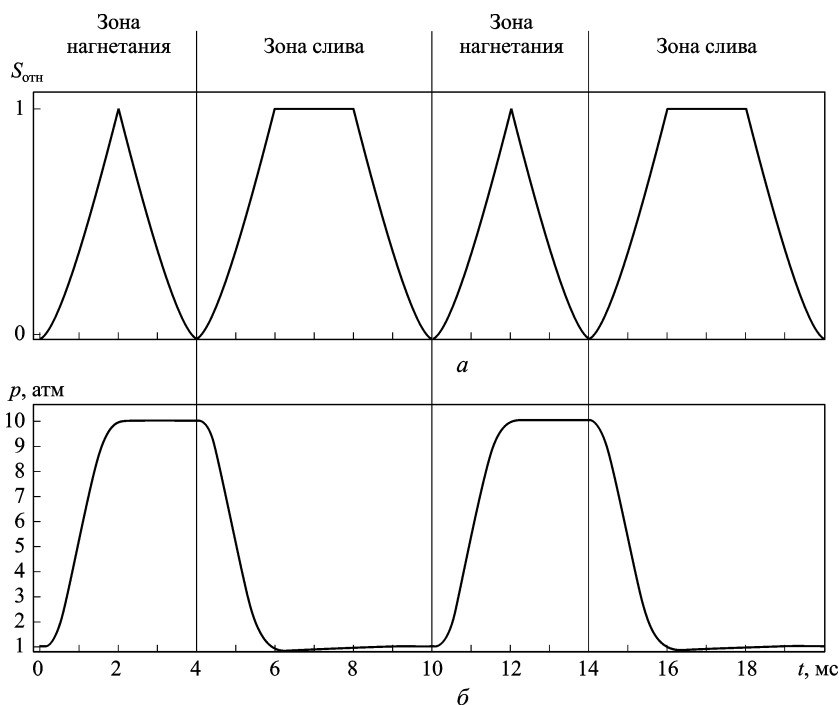


Рис. 7. Графики изменения во времени относительной площади (а) и формы импульсов давления (б)

При открытии отверстий для спуска давление начинает убывать до его значения в полости низкого давления.

Рассмотрим схему коммутаций отверстий в областях 1 и 2 (см. рис. 6). Зададим рабочее давление источника равным 10 атм. Значение давления при этом в полости слива распределителя примем равным 1 атм. На рис. 8 показана гистограмма формируемых импульсов давле-

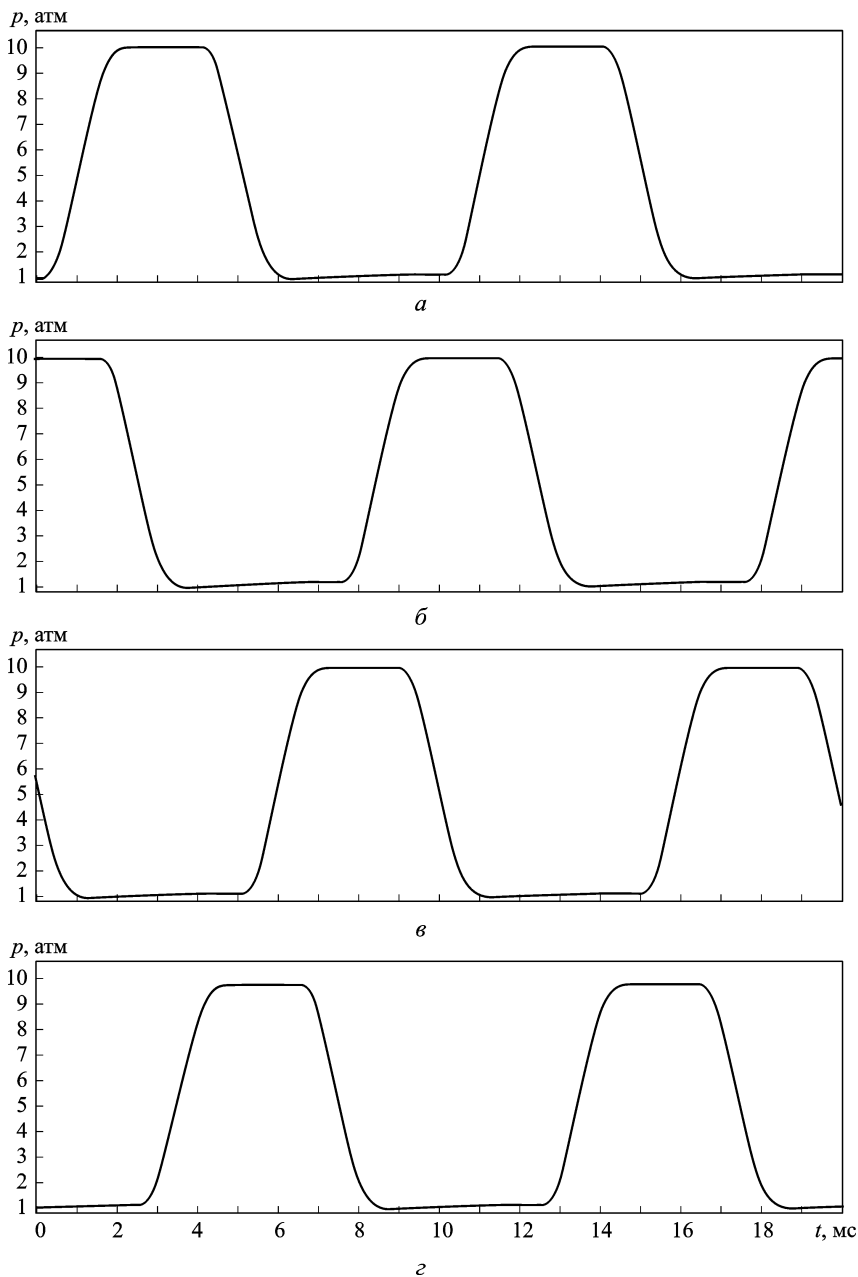


Рис. 8. Импульсы давления в полости поршневой группы № 1 (*a*), 2 (*б*), 3 (*в*) и 4 (*г*) (соответственно из рядов 1, 2, 3 и 4)

ния. Она соответствует смещению области 2 относительно области 1 на один оборот внутренней части распределителя.

Пусть положению (см. рис. 6) соответствует начало отсчета времени, т.е. $t = 0$ с. Отверстия в первом ряду являются полностью закрытыми. При вращении внутренней части распределителя в указанном направлении (см. рис. 6, ряд 1) будет иметь место открытие круглого отверстия и начало нагнетания давления в соответствующую полость поршневой группы ВШД (рис. 8, а). Во втором ряду площадь открытого отверстия начинает убывать, а давление в следующие моменты времени останется на прежнем уровне или продолжит медленно возрастать, если оно до этого не достигло максимального значения (рис. 8, б). При дальнейшем взаимном смещении в третьем ряду открывается отверстие для слива. Таким образом, давление в полости соответствующей поршневой группы будет уменьшаться (рис. 8, в). Четвертому ряду отверстий соответствует полностью открытый канал для слива рабочего вещества. Если давление полностью не сброшено из полостей соответствующих поршневых групп ВШД, слив будет продолжаться, но его скорость уменьшится, так как убывает площадь открытого отверстия. Снижение давления будет происходить то тех пор, пока его значение не станет равным давлению в полости слива распределителя (рис. 8, г). В дальнейшем процесс циклически повторяется.

При выборе скорости вращения распределителя необходимо учитывать, что за время открытия отверстия для нагнетания к соответствующему поршню должно поступить рабочее вещество под давлением, равным или близким к его значению у источника (см. рис. 8). При больших скоростях вращения распределителя этого может не происходить. На рис. 9 приведен график зависимости давления в полости поршневой группы от периода вращения внутренней части распределителя при давлении источника, равном 10 атм. Видно, что давление более 9 атм достигается в полости поршневой группы при периоде

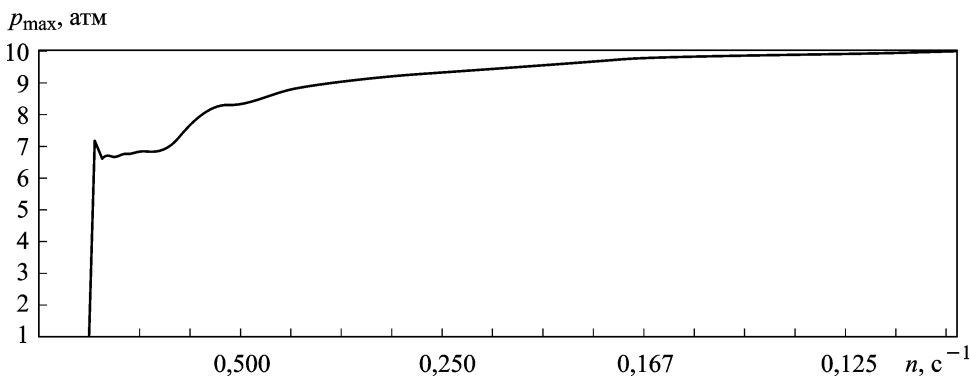


Рис. 9. Зависимость давления в поршневой группе от частоты n вращения распределителя

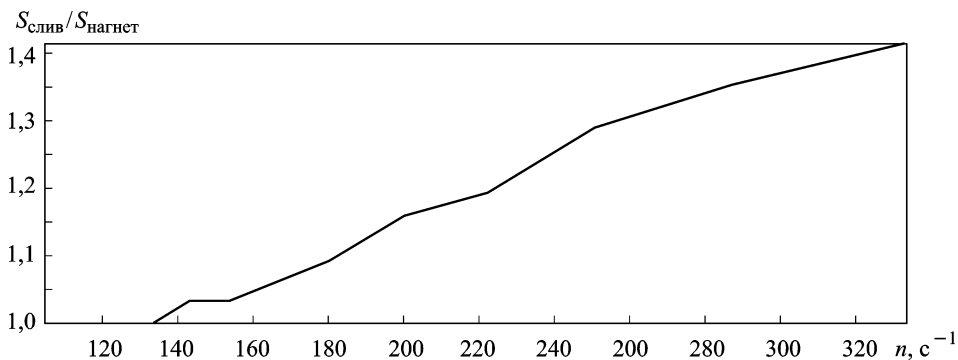


Рис. 10. Зависимость отношения $S_{\text{слив}}/S_{\text{нагнет}}$ от частоты n вращения распределителя

вращения распределителя, превышающем 2,5 мс. В остальных случаях потери давления превышают 10 %.

На рис. 10 представлена зависимость отношения площади отверстия для слива к площади отверстия для нагнетания от частоты вращения распределителя n . Из рис. 10 следует, что при малых оборотах отверстие для слива может не иметь прямоугольной части, т.е. его форма может быть круглой. При увеличении скорости вращения внутренней части распределителя для обеспечения полного слива и нагнетания давления, площадь отверстия для слива необходимо увеличивать за счет его вытягивания.

Поступившее в оболочку 2 через отверстия 8 рабочее вещество выводится в окружающую среду или в специальную емкость через канал 6 внешнего цилиндра (см. рис. 3). В реальной конструкции ВШД отработанное рабочее вещество (газ или жидкость) можно снова подавать на вход системы или на вход специального привода вала распределителя в целях увеличения КПД.

Существуют две принципиальные возможности изменения соотношения скорости вращения распределителя и выходного вала жесткого колеса: увеличение числа пар отверстий в ряду; увеличение числа рядов отверстий во внешнем цилиндре распределителя.

Реализация первого варианта сложна, так как при увеличении числа отверстий для нагнетания в средней оболочке 2 (см. рис. 3) необходимо увеличить в одном ряду число крестообразных трубчатых ответвлений канала высокого давления, что существенно усложнит технологию изготовления этой и без того сложной части распределителя.

При применении второго варианта соотношения скоростей вращения распределителя и выходного вала жесткого колеса цилиндры 1 и 2 останутся неизменными, изменится только число отверстий 4 (см. рис. 3). В результате за один оборот внутренней части распределителя на входе будет получено более двух оборотов волны деформирования гибкого колеса на выходе.

Следует отметить, что в этих случаях возможны ситуации, в которых рабочее вещество не будет успевать полностью нагнетаться или сливаться из системы, что приведет к снижению КПД конструкции. Все подобные отклонения могут быть установлены с помощью дополнительных расчетов.

Вывод. Разработана модель пневмогидрораспределителя ВШД ее возможные модификации. Приведено описание структуры распределителя и указаны условия, несоблюдение которых может привести к неработоспособности конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.С. № 99127832/20 РФ.
2. К л е н и к о в С. С., М а й к о в А. И. Разработка математической модели расчета пружинного пакета волнового редуктора методом конечных элементов (МКЭ) // Изв. вузов. Машиностроение. – 2008. – № 11. – С. 25–30.
3. И в а н о в Ю. С. Разработка методики расчета нагруженности и жесткостных параметров упругих элементов шаговых гидромоторов с волновым зубчатым зацеплением: Дис. . . . канд. тех. наук. – М., 1991.

Статья поступила в редакцию 6.10.2010



Сергей Сергеевич Клеников родился в 1942 г., окончил МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1971 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Техническая физика и прикладная механика” в филиале Московского государственного индустриального университета в г. Сергиев Посад. Автор около 100 научных работ в области динамики и прочности машин, приборов и аппаратуры.

S.S. Klenikov (b. 1942) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1971. D. Sc. (Eng.), professor, head of “Technical Physics and Applied Mechanics” department of Sergiyev Posad Branch of the Moscow State Industrial University.

Author of about 100 publications in the field of dynamics and strength of machines, instruments, and apparatus.



Татьяна Александровна Фомина родилась в 1985 г., окончила Московский государственный индустриальный университет в 2007 г. Аспирант, преподаватель кафедры “Прикладная математика и информатика” в филиале Московского государственного индустриального университета в г. Сергиев Посад. Автор четырех научных работ в области динамики и прочности машин.

T.A. Fomina (b. 1985) graduated from the Moscow State Industrial University in 2007. Post-graduate, teacher of “Applied Mathematics and Information Technologies” department of Sergiyev Posad Branch of the Moscow State Industrial University.

Author of 4 publications in the field of dynamics and strength of machines.