

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР ПЛУНЖЕРОВ  
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН. (ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ОПОРЫ ПОРШНЕЙ  
ВЫСОКО НАГРУЖЕННЫХ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ)**

к.т.н. Даршт Я.А.,  
вед. инж. Холкин И.Н.,  
вед. инж. Пузанов А.В.  
ОАО «СКБ ПА» г. Ковров)

Аннотация.

В статье приводятся результаты модельных и натурных испытаний гидростатических опор при работе на давлении свыше 40 МПа., разработаны конструктивные варианты опор и методики их расчета.

Объемные аксиально-гидравлические машины широко используются с современных комбинированных системах управления объектами различного назначения. Они способны обеспечить получение больших усилий и мощностей при ограниченных массово-габаритных показателях, высокое быстродействие, плавное регулирование скорости. Совершенствование рабочего процесса и улучшение показателей качества и надежности гидравлических машин повышают эффективность функционирования включающих их стационарных, либо мобильных агрегатов и приводов. Поэтому, задача углубленных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований многообразных и сложных физических явлений и взаимодействий, имеющих место в гидравлических машинах, является актуальной, а с учетом достигнутого высокого уровня научных и практических знаний в этой области характеризуется повышенной трудностью. Для улучшения динамических характеристик систем управления (уменьшения геометрических размеров и массы) приходится форсировать гидромашины по давлению ( $p_{ном.}$  более 50 МПа.), а для улучшения скоростных характеристик приводов форсировать и по частоте вращения ( $n$  от 3000 до 10000 об/мин). При этом вопросы повышения КПД, надежности и ресурса гидравлических машин становятся особенно актуальным. Наличие дефектов и износа в парах трения современных гидромашин свидетельствует о недостаточной степени разрешенности проблем надежности и долговечности агрегатов (см.Рис. 1, Рис. 2).

При работе аксиально-плунжерных гидромашин возникают контактные напряжения, вызванные давлением жидкости на плунжеры, находящиеся в зоне высокого давления. Для регулирования этих напряжений применяют гидростатическую разгрузку плунжеров, качество которой определяет надежность работы гидромашин в целом. Качество гидростатической разгрузки определяется

правильностью проектирования кольцевых гидростатических опор (башмаков).

Вопросам изучения рабочего процесса гидромашин с учетом функционирования приведенных пар трения посвящено большое количество научных работ. Авторы приводят различные по уровню математические модели, подходы и методики, имеющие различную степень приближения к действительному рабочему процессу [1-13]. Однако все приведенные методики не ориентированы на высокие и сверхвысокие давления, т.е. не позволяют качественно моделировать работу башмака при форсированных режимах работы гидромашин.



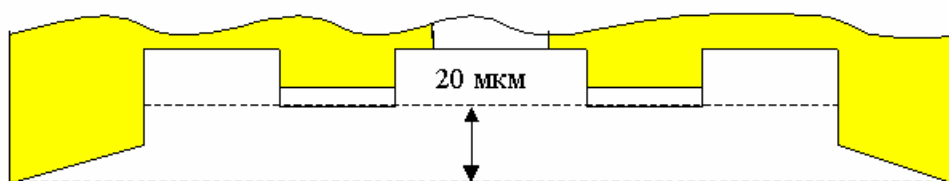
**Рис. 1. Рабочие поверхности гидростатических опор серийно-выпускаемой гидромашин со следами износа и температурных разрушений.**



**Рис. 2. Рабочая поверхность опорного диска серийного аксиально-плунжерного гидронасоса со следами переноса части материала гидростатических опор, и температурного разрушения.**

Для выяснения особенностей рабочего процесса гидростатической опоры при высоких давлениях были изготовлены опоры с дополнительными внутренними опорными поясками (рис.1) и проведены их испытания в составе насоса при рабочем давлении свыше 40 МПа.

После разборки гидромашин и обмера рабочих поверхностей гидростатических опор установлено наличие характерного износа вспомогательных опорных поясков и разгрузочных поясков. Схема износа и величина износа приведены на Рис. 3.



**Рис. 3. Схема износа и величина износа рабочей поверхности опоры.**

Эти экспериментальные данные говорят о том, что гидростатическая опора при высоком давлении свыше 40 МПа., деформируется следующим образом (см. Рис. 4).

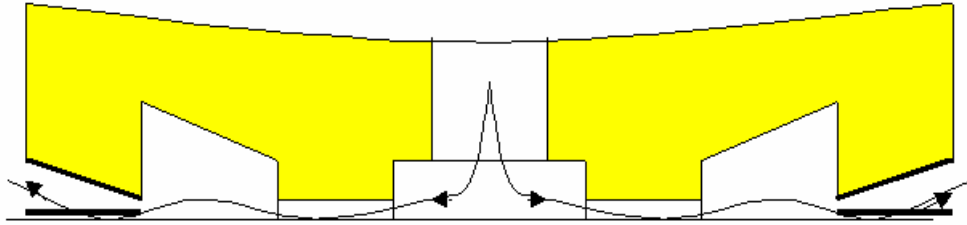


Рис. 4. Схема деформации опоры во время работы.

То есть со стороны отжимающего давления действует круговой изгибающий момент, не уравновешиваемый аналогичным моментом от давления, действующего на опорную втулку со стороны сферы.

При этом деформация столь велика ( $30-34 \text{ мкм} = 20-24 \text{ мкм}$  износа опорных поясков +  $10 \text{ мкм}$  гарантированного зазора), что существенно превышает величину номинального гарантированного расчетного зазора гидростатической опоры, который составляет  $10 \text{ мкм}$ . при давлении  $400 \text{ атм}$ .

В этой ситуации башмак ложится своими дополнительными опорными поясками на наклонный диск. Это приводит к тому, что площадь опорных поясков исключается из площади, по которой происходит отжим, нарушается баланс прижимных - отжимных сил и начинается интенсивный износ опоры.

Другим результатом деформации втулки гидростатической опоры является изменение формы зазора между гидростатической опорой и диском. Это приводит к изменению формы жидкостной пленки, а значит и ее гидравлических параметров, что отражается на всем функционировании опоры.

Нетрудно по приведенным выше результатам определить коэффициент деформации, т.е. определить коэффициент пропорциональности между линейной или угловой деформацией опоры и рабочим давлением. Так коэффициент линейной деформации для данного башмака составляет  $0.088 \text{ мкм}$  на  $1 \text{ атмосферу}$  рабочего давления, коэффициент угловой деформации составляет  $0.00125 \text{ градусов}$  на  $1 \text{ атмосферу}$ . При давлении в  $400 \text{ атм}$ . конусность зазора равна примерно  $0.5 \text{ градусов}$ .

Более полно деформация рабочей поверхности поясков опоры определена в результате прочностного расчета.

#### **ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ.**

Целью проведения анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) было определение деформации донной части башмака и контактных напряжений при работе в составе узла ходовой части гидромашины.

Применение современных средств анализа (МКЭ, кинематики и гидромеханики) позволяет более структурировано аналитически воссоздать картину рабочих процессов гидромашин.

В качестве программного средства кинематического и конечно-элементного анализа деталей и конструкций в "СКБ ПА" используется программный комплекс MSC Software - visualNastran 4D.

На рис. 5 представлена расчетная схема: 1- плунжер в положении  $\gamma=0$ , 2 - плунжер в положении  $\gamma=18^\circ$ , 3 - опорный диск, 4 - гидростатическая опора.

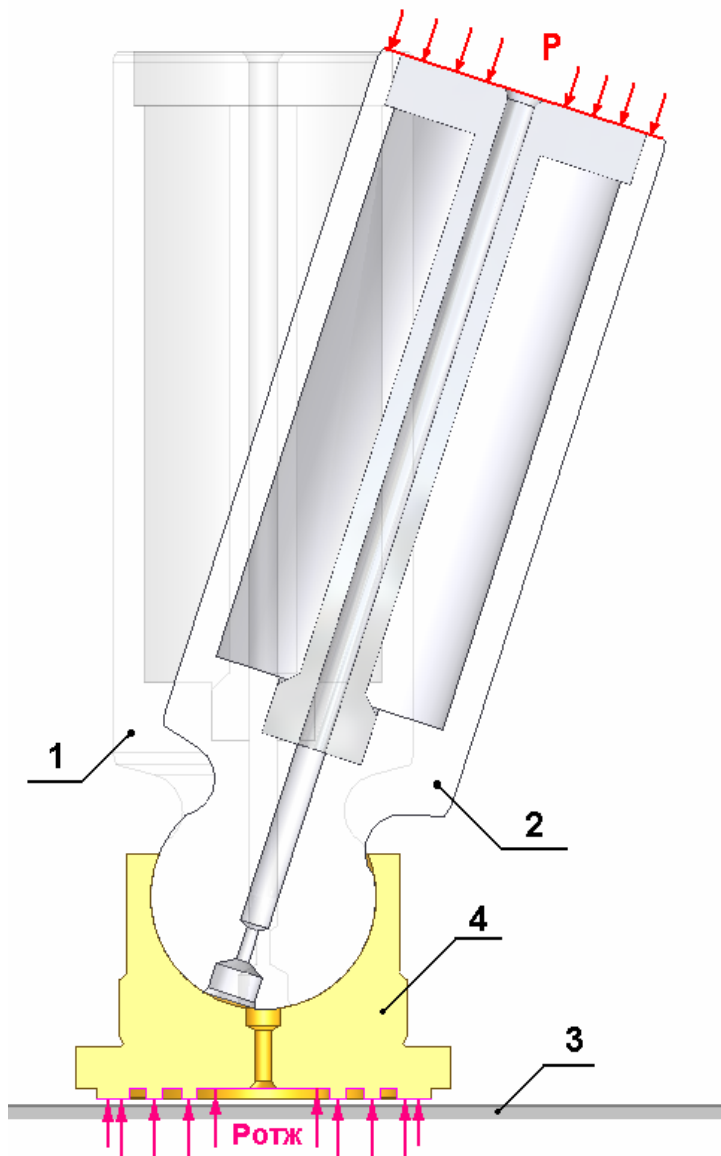


рис. 5 Схема нагружения гидростатической опоры при угле наклона регулирующего органа  $\gamma=0$  и  $\gamma=18^\circ$

Усилия, приложенные к шаровой поверхности плунжера:  
Осевое усилие:

$$F_z = p * \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot \cos(\gamma), \quad (1)$$

здесь:

$p$  – давление в поршневой камере;

$d$  – диаметр плунжера;

$\gamma$  – угол наклона органа управления;

Соответственно сдвиговое усилие (например в направлении "y"):

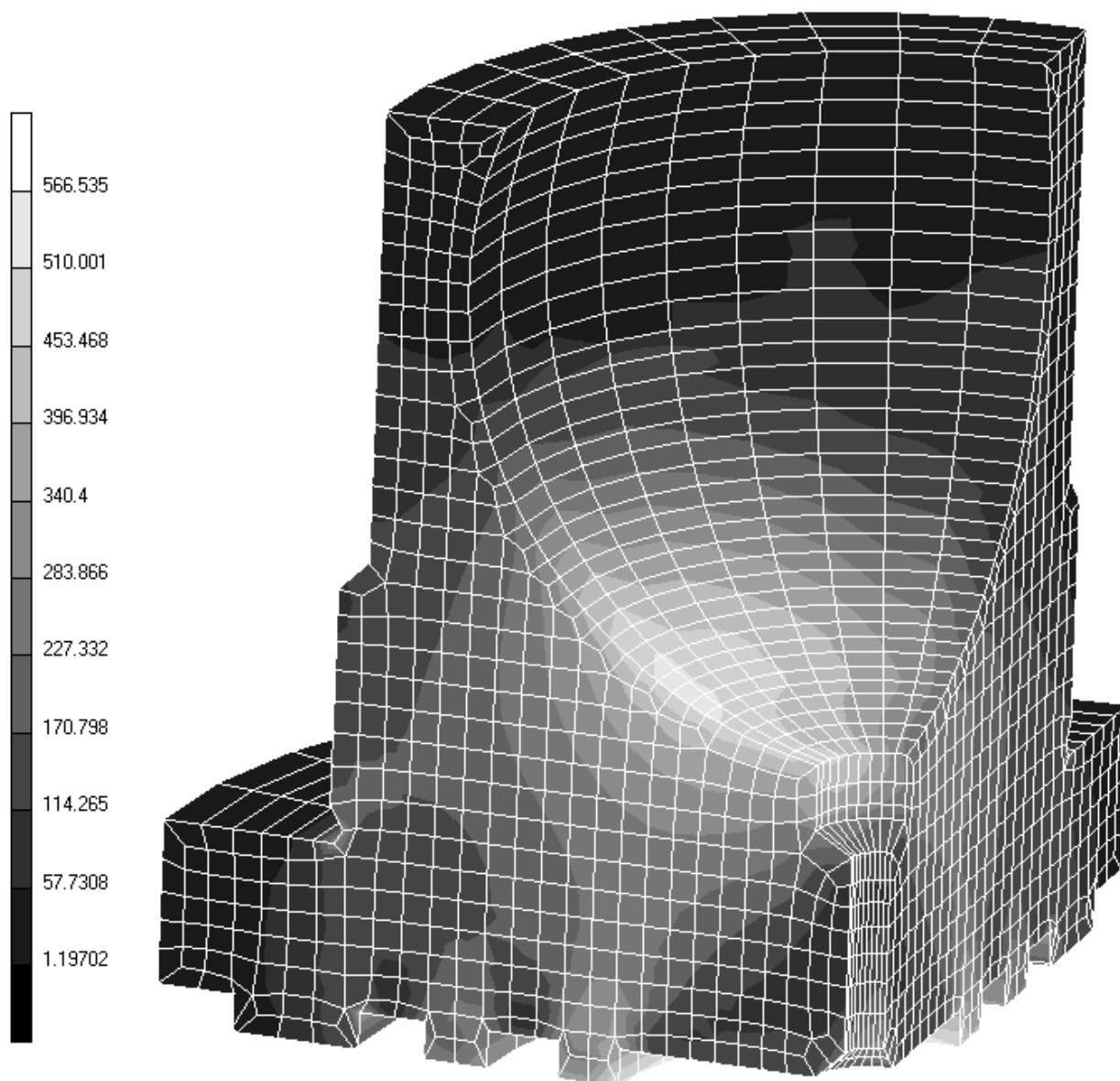
$$F_y = p * \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot \sin(\gamma) \quad (2)$$

В расчетной модели приняты следующие исходные данные: материал башмака – Латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1 (Модуль упругости  $E=1.1 \cdot 10^{11}$  Па, Коэффициент Пуассона  $\mu=0.335$ , Плотность  $\rho=8700$  кг/м<sup>3</sup>, коэффициент линейного расширения  $\alpha=1.5 \cdot 10^{-5}$  мм/°С.), давление в поршневой камере  $p=20, 45, 52$  МПа.

В результате проведенных модельных исследований выявлены следующие моменты: увеличение более чем на 10% контактных напряжений в сферической заделке башмака при изменении угла наклона  $\gamma$  от 0 до 18°. Это объясняется изменением жесткости конструкции в направлении вектора приложения силы; увеличение зазора в сферической заделке от 0 до 100 мкм приводит к увеличению на 20% контактных напряжений. Улучшение технологичности в изготовлении сопряженной пары трения в плане увеличения допусков приводит к ухудшению условий функционирования узла. С целью обеспечения высокой технологичности в изготовлении прецизионных деталей и их элементов была проведена работа по анализу степени влияния величин допусков, шероховатости и формы отклонения на функциональность узлов.

Известно, что в процессе работы гидростатическая опора соприкасается с поверхностью опорного диска, поэтому, при расчетах контактных взаимодействий важным моментом является правильный учет режима трения. Как показал опыт моделирования, разница в контактных напряжениях башмака в зависимости от режима трения составляет свыше 50% для сухого трения, и свыше 25% – для вязкого.

Для данной конструкции гидростатической опоры картина контактных напряжений по критерию Мизеса представлена на рис. 6 (в МПа).



**рис. 6 Картина распределения контактных напряжений в конструкции гидростатической опоры.**

Определение деформаций гидростатической опоры носит относительный характер, поскольку с ростом рабочего давления величина гарантированного зазора стремится к нулю, что приводит к возникновению контакта. Результат расчета НДС башмака представлен на рис. 7.

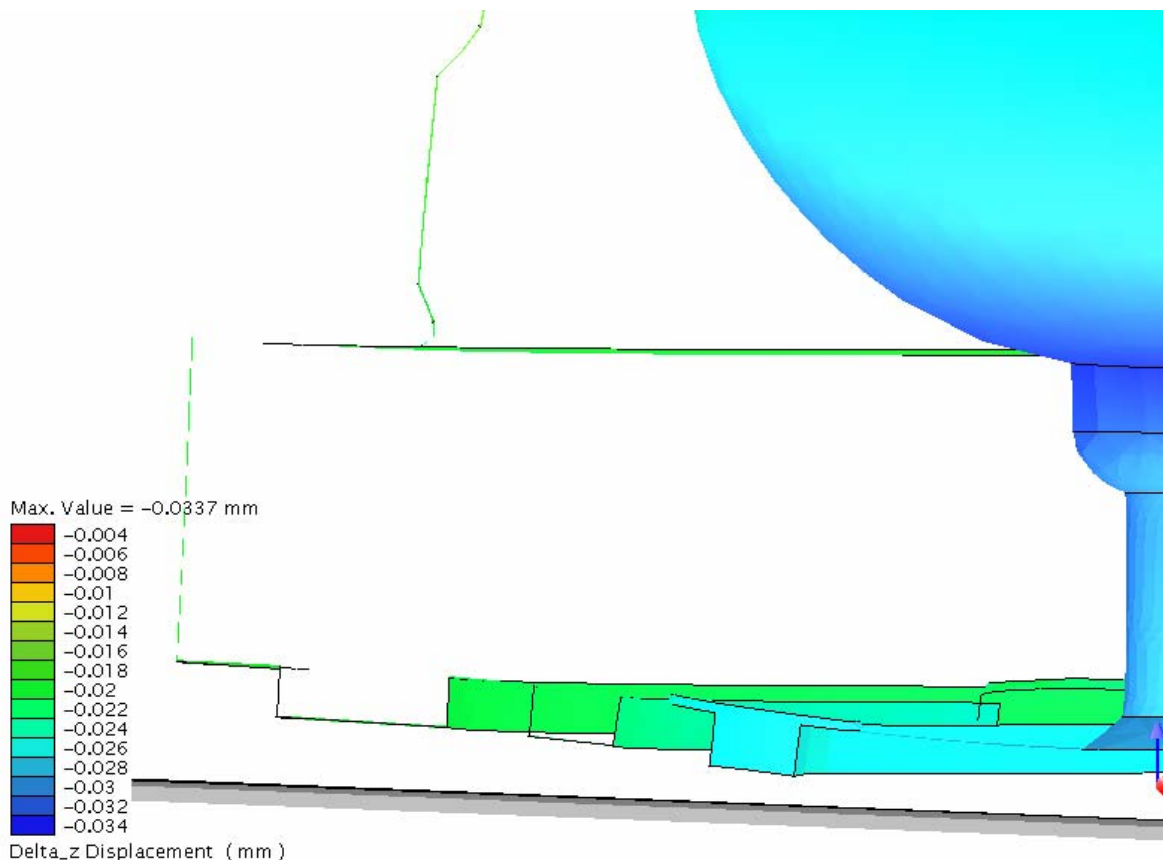


рис. 7 Деформация гидростатической опоры в осевом направлении

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЗАЗОРЕ.

Для математического моделирования процесса трехмерного течения жидкости через рабочий зазор гидростатической опоры применялась специализированная программа Flow-3d (Flow Science, Inc. США). Математическая модель, основанная на гипотезе сплошности среды, состоит из уравнения неразрывности, уравнений движения жидкости в трех координатном пространстве и уравнения энергии [14].

Применение специализированной программы для CFD-моделирования позволило получить эпюры давления жидкости в зазоре гидростатической опоры при различных значениях рабочего давления насоса, температуре рабочей жидкости, скорости вращения приводного вала, шероховатостях рабочих поверхностей. Общая картина течения жидкости в 10-ти микронном зазоре и постоянном угле деформации пояска гидростатической опоры показана на Рис. 8.



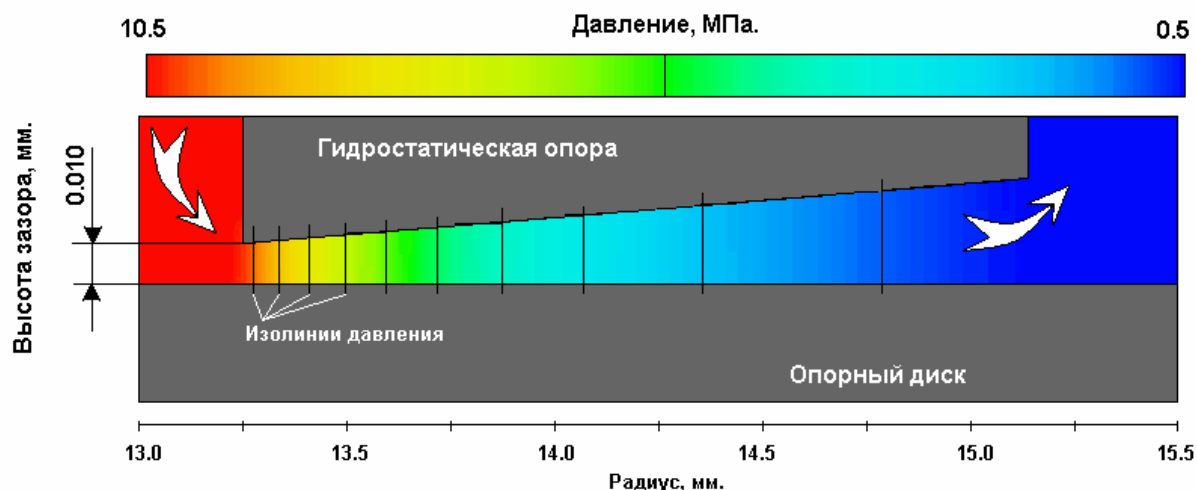


Рис. 8. Картина течения жидкости в зазоре с изолиниями давления.

На Рис. 9. показана зависимость давления в зазоре башмака от угла деформации рабочей поверхности, т.е. от рабочего давления насоса. В результате расчета установлено, что с появлением даже незначительной деформации рабочей поверхности эпюра давления сильно меняет свою форму в сторону уменьшения своей площади, а значит и отжимающей силы. Так на Рис. 9.: 1- эпюра давления при отсутствии деформации поверхности пояска; 2- эпюра давления при деформации 0.25 градуса; 3- эпюра давления при деформации 0.5 градуса).

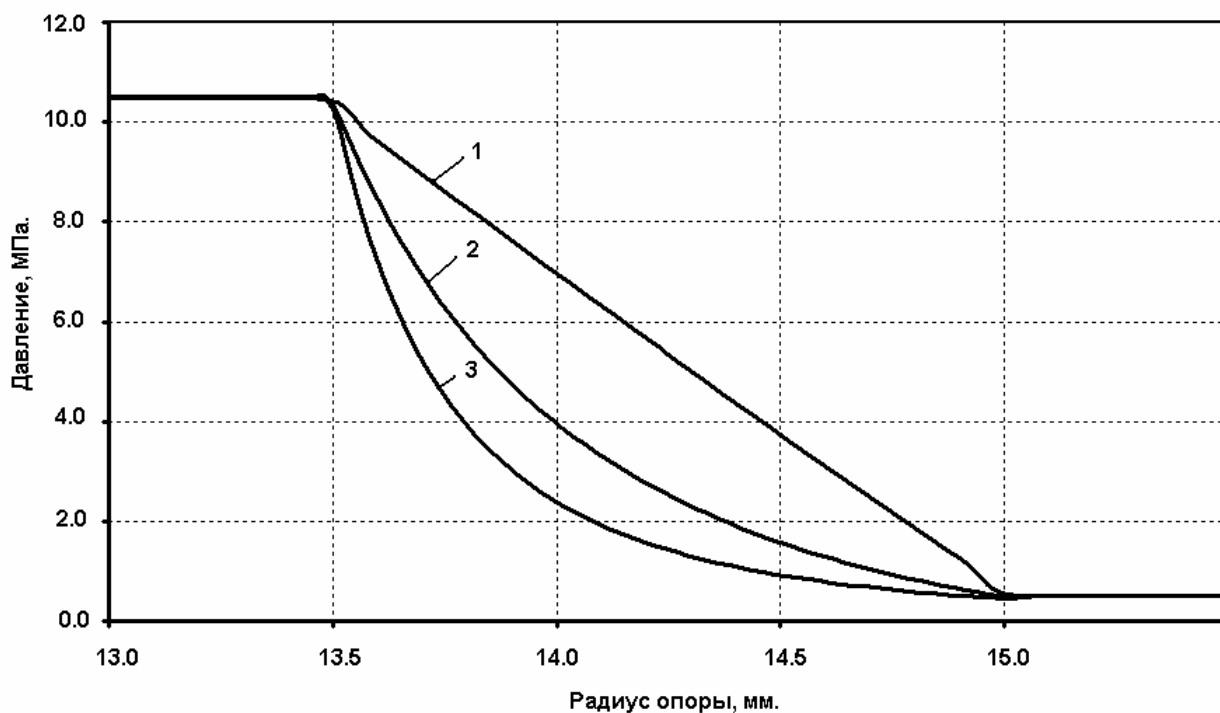


Рис. 9. Зависимость давления от угла деформации рабочей поверхности гидростатической опоры.

В конусном расширяющемся зазоре эпюра давления принимает гиперболический характер и площадь этой эпюры меньше площади эпюры плоско-параллельного зазора. Таким образом, у деформированной опоры отжимающее усилие меньше, чем у не деформированной (при том же зазоре).

На Рис. 10 представлены эпюры давления в рабочем зазоре башмака: 1- при максимальном давлении для неизношенной поверхности; 2- после 270 часов работы при максимальном рабочем давлении для изношенной поверхности.

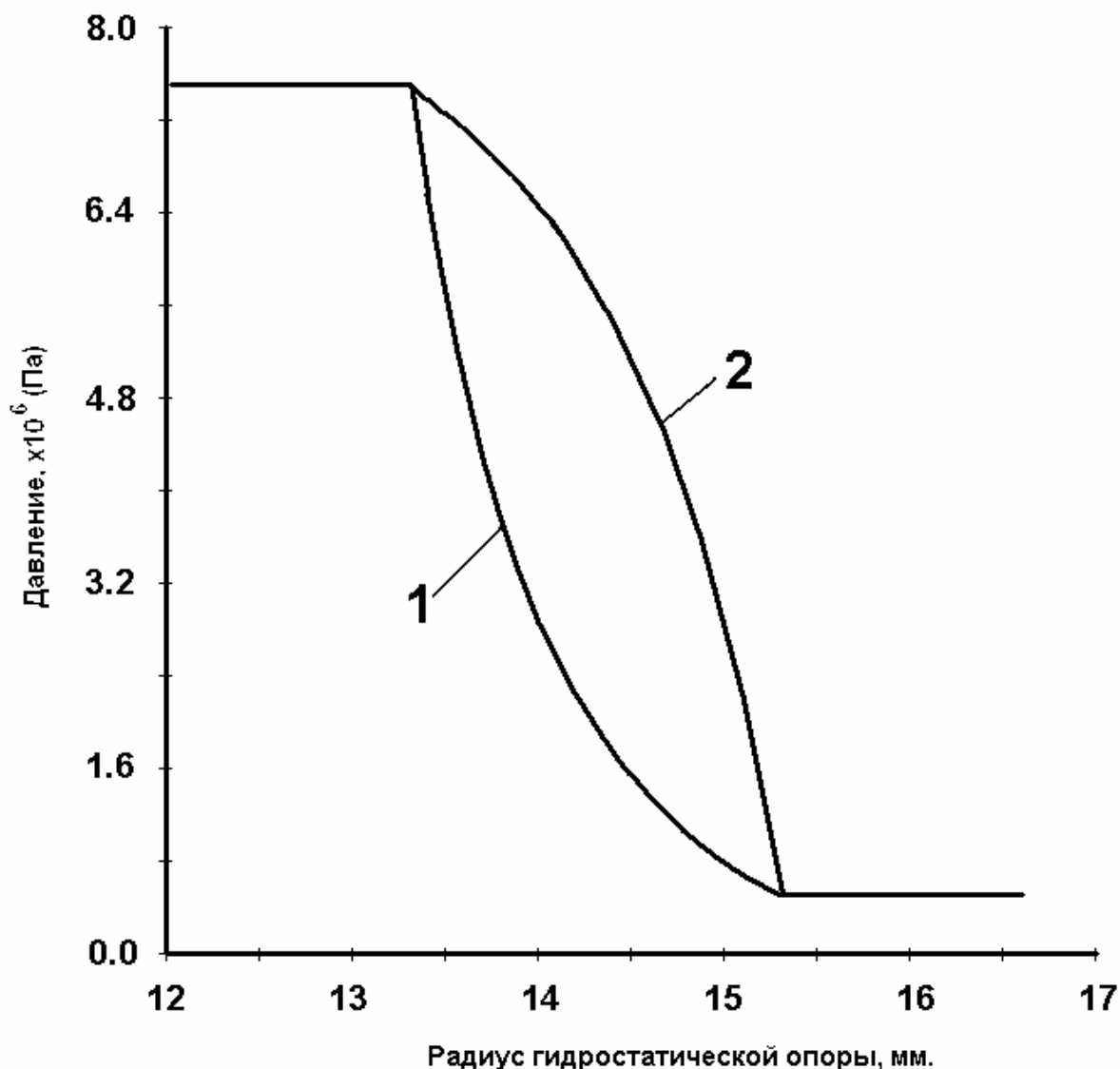


Рис. 10. Эпюры давления в рабочем зазоре башмака.

Отметим еще один важный момент. В целом площадь эпюры тем меньше, чем меньше зазор и чем больше перекося втулки. Так на Рис. 11 показаны: 1- эпюра при зазоре 10 мкм.; 2- эпюра при зазоре 20 мкм.

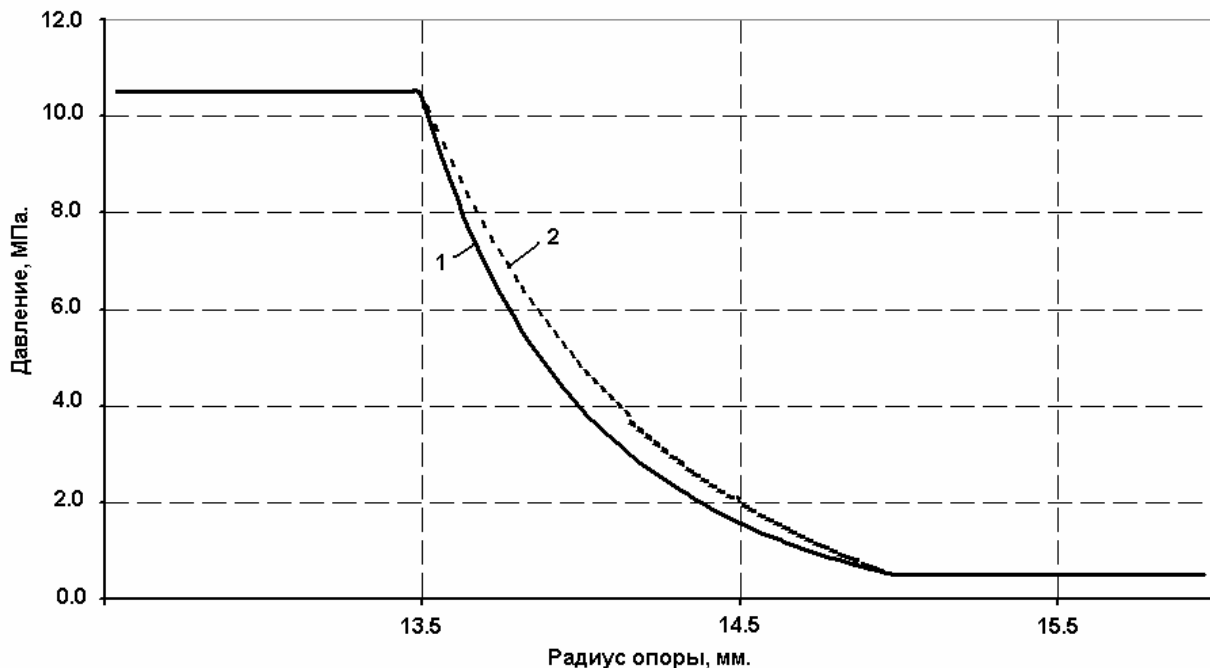


Рис. 11. Зависимость эпюры давления от высоты зазора.

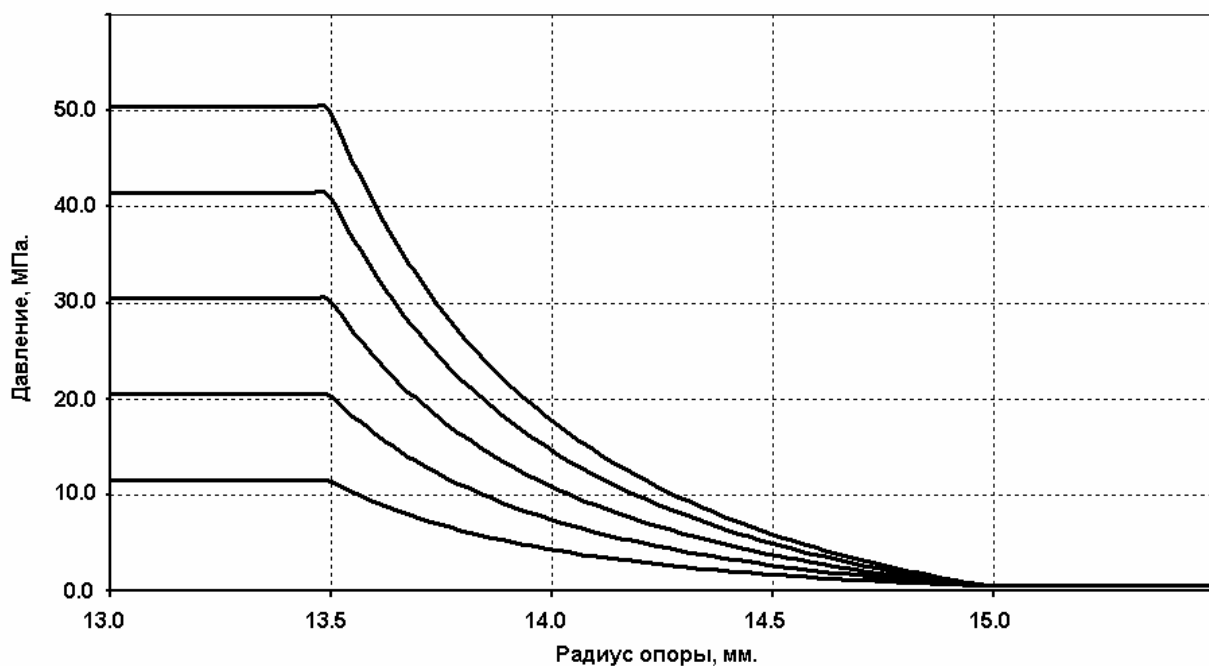


Рис. 12. Зависимость эпюры давления от уровня рабочего давления насоса при постоянном зазоре 10 мкм.

Как видно из графиков на Рис. 12, уровень давления на форме эпюры не отражается. То же можно сказать и о ширине уплотняющего пояска.

Итак, при величине угла 0.5 градуса площадь переменной части эпюры в два раза меньше, чем для плоско-параллельного зазора. В целом это приводит к уменьшению общей площади эпюры на несколько процентов.

Возникшую разницу между прижимающей и отжимающей силами гидростатическая опора автоматически пытается компенсировать, поэтому по мере деформации опорной втулки величина зазора автоматически уменьшается. Но возможности по автокомпенсации у опоры незначительны, и наступает момент, когда нарушается функционирование опоры – зазор становится равным нулю.

Отметим еще один важный момент. В целом площадь эпюры тем меньше, чем меньше зазор и чем больше перекося втулки.

Из этого следует вывод: если жесткая гидростатическая опора имеет момент самостабилизации от перекося, то по мере деформации опорной втулки этот момент меняет свой знак. В итоге это приводит к появлению одностороннего металлического контакта втулки с наклонным диском.

Точный момент нарушения функционирования опоры рассчитывается на имитационной модели.

### **ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ.**

Полное исследование функционирования гидростатической опоры возможно на разработанной и приведенной ниже имитационной модели опоры (Рис...). Модель предназначена как для исследования собственно гидростатической опоры, так и для использования ее в общей модели насоса с целью полного моделирования рабочего процесса с учетом всех взаимовлияний.

Основу имитационной математической модели гидростатической опоры составляют два уравнения: уравнение баланса расходов через зазор опоры и уравнение баланса сил на опоре.

Уравнение расходов:

$$Q_{др} = \Delta Q_{п} + Q_{ут} + Q_{h} + Q_{сж}, \quad (3)$$

где

$$Q_{др} = G_{др} \cdot \sqrt{P_{ид} - P_{мд}} \cdot \text{sign}(P_{ид} - P_{мд}) \quad (4)$$

$$\Delta Q_{п} = f_2 \cdot (x_{дм} - x_{п}) \quad (5)$$

$$Q_{ут} = k_{ут} \cdot (P_{мд} - P_{атм}) \quad (6)$$

$$Q_{сж} = \frac{W}{E(p)} \cdot \frac{dP_{мд}}{dt} \quad (7)$$

$$Q_{п} = k_h \cdot (P_{мд} - P_{атм}) \cdot h^3. \quad (8)$$

Уравнение сил действующих на поршень:

$$F_{ид} = F_{мд} + F_{ип} + F_{вт} + F_{под} + F_{реак}, \quad (9)$$

где

$$F_{ид} = f_1 \cdot P_{ид}, \quad (10)$$

$$F_{ид}(h) = f_2 \cdot P_{мд}, \quad (11)$$

$$F_{ин} = m \cdot \ddot{x}_п, \quad (12)$$

$$F_{вт} = k_{вт} \cdot x_п, \quad (13)$$

$$F_{ст} = F_{ст0} \cdot \sin g(x_п), \quad (14)$$

$$F_{под} = k_п \cdot \frac{\omega}{h^2}, \quad (15)$$

$$F_{уп}(h) = c \cdot (h - h_{max}). \quad (16)$$

Уравнение зазора:

$$h = x_д - x_п - h_0. \quad (17)$$

Уравнение перемещения поршня:

$$x_{пн} = -R \cdot \cos(\alpha) \cdot \operatorname{tg}(\gamma), \quad (18)$$

$$\frac{dx_{пн}}{dt} = -R \cdot \sin(\alpha) \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \cdot \frac{d\alpha}{dt} - R \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{1}{\cos^2(\gamma)} \cdot \frac{d\gamma}{dt}. \quad (19)$$

Давление  $P_{ид}$  формируется по подмодели "индикаторная диаграмма" и является входным сигналом для модели "поршень - гидростатическая опора".

В уравнениях (3) - (8) использованы следующие обозначения:  $Q$ - расход;  $P$ - давление;  $F$ - сила;  $f$ - площадь;  $G$ - проводимость;  $x$ - перемещение;  $h$ - величина зазора. В приведенных использованы следующие обозначения индексов: др- дроссель; ут- утечки; сж- сжатие; ид- индикаторная диаграмма; мд- междроссельное; ин- инерция; вт и ст- вязкое и сухое трение; под- подъем; реак- реакция;  $k_h$ - проводимость линейного дросселя;  $W$ - объем задрроссельного пространства гидростатической опоры;  $E(P)$ - модуль упругости жидкости;  $c$ - жесткость упоров;  $h_0$ - исходная величина зазора;  $\alpha, \gamma$  - параметры из подмодели "индикаторная диаграмма".

Выражение (8) учитывает поршневой эффект при относительном перемещении опоры поршня и наклонного диска. Учет этого расхода весьма важен, так как его относительная величина может достигать больших значений. Структурно этот расход реализует отрицательную обратную связь по относительной скорости поршня и демпфирует его колебания. При относительно малых значениях вязкого трения эта обратная связь обеспечивает устойчивость переходного процесса.

Выражение (11) в части  $f_2 \cdot P_{мп}$  является упрощением выражения:  $F = P_{мд} \cdot dr$ . Последнее выражение рассчитывается в специализированной программе Flow-3d, и определяется следующим образом:

$$f_2 = \frac{F}{P_{мд0}} = \text{const}.$$

В перспективе предполагается провести комплексное модельное исследование функции  $F$  и описать  $f_2=f_2(h, P_m, \sigma$  и др.)

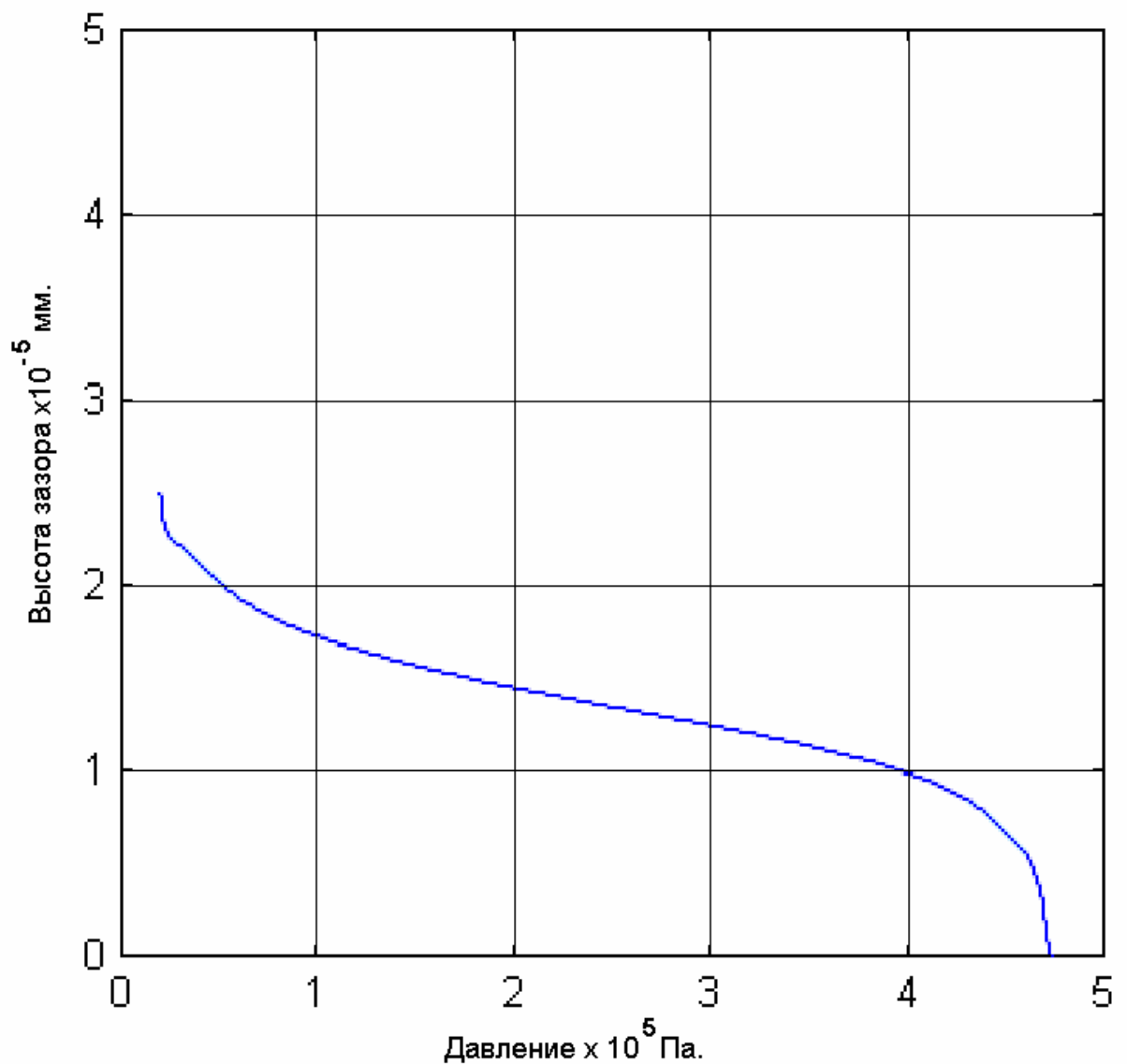
То же относится к коэффициентам  $k_h$  и  $k_n$ , значения которых в первом приближении оценены в данной статье, а уточнения предполагается сделать в дальнейшем.

Выражение (16) описывает реакцию упоров как упоров упругих. При работе с моделью нужно иметь ввиду что это допущение. Реально на упорах часть энергии удара рассеивается.

В имитационной модели применены зависимости и коэффициенты учитывающие гидродинамику потока в зазоре и коэффициенты учитывающие деформацию опоры полученные на основе обобщения результатов модельных экспериментов с использованием специализированных программ Flow-3d и visualNastran4D.

### **МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ.**

График изменения зазора от давления с учетом конкретных механических свойств опоры приведен на Рис. 13. Зависимость рассчитана для абсолютно жесткой опорной втулки. Как видно из графика при давлении подпитки зазор составляет 23 мкм, а при давлении в 400 атмосфер этот зазор уменьшается до 14 мкм. Модель позволяет рассчитать зазор при разных температурах жидкости, ее плотности, начальной вязкости, разных диаметрах дросселей и размерах опоры.



**Рис. 13. Зависимость высоты зазора от рабочего давления насоса.**

Как видно из графика, существует некое давление, при котором зазор начинает необратимо стремиться к нулю. Можно считать, что в этой точке функционирование опоры нарушается, т.к. усилие, прижимающее опору, становится больше усилия, отжимающего ее.

На Рис. 14. приведены результаты модельных исследований функционирования гидростатической опоры в составе модели насоса. Приведен график перемещения поршня при его попеременном переходе из полости нагнетания в полость всасывания.

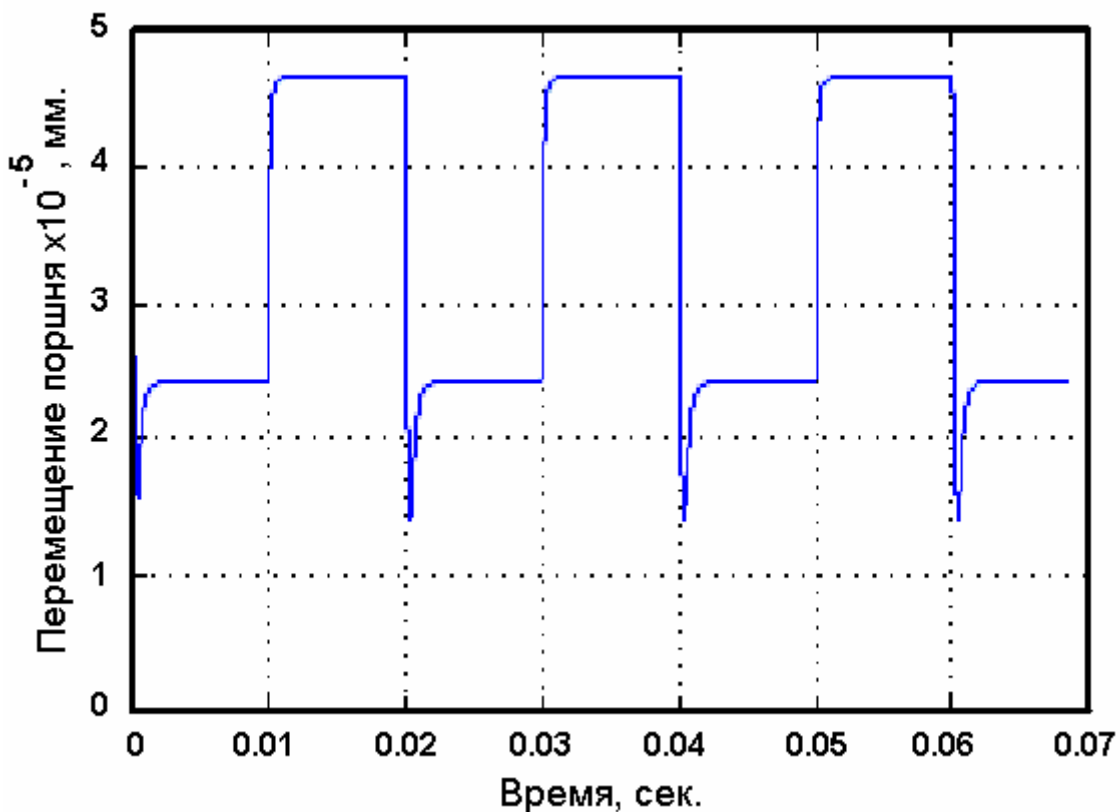


Рис. 14. Моделирование функционирования опоры при работе насоса.

#### **В качестве заключения:**

Современные методы автоматизированного компьютерного проектирования при применении специализированного программного обеспечения позволяют выявлять качественно новые возможности для улучшения рабочих характеристик как серийно выпускаемых гидромашин, так и вновь разрабатываемых;

Материальные затраты на разработку или приобретение этих программ и выполнение необходимых расчетов, как показывает опыт эксплуатации компанией ОАО «СКБ ПА» г. Ковров, окупаются, благодаря значительному сокращению экспериментальных работ и их переносу на модельные исследования.

На форсированных режимах работы оборудования детали и узлы подвергаются деформации, не учет которой снижает точность известных методик расчета. Критерием учета фактора деформации принято ее превышение допуска на изготовление характерного размера.



## ЛИТЕРАТУРА

Р.М. Пасынков. Особенности расчетов и конструирования аксиально-поршневых гидромашин. // Вестник машиностроения. 1991. № 3. с. 15-18.

Р.М. Пасынков. Численное решение уравнения Рейнольдса с учетом переменной вязкости жидкости (в приложении к торцовым распределителям, уплотнениям и упорным подшипникам скольжения). // Вестник машиностроения. 1993. № 9. с. ...

Пасынков Р. М. Особенности расчетов и конструирования аксиально-поршневых гидромашин // Вестник машиностроения. 1991. № 3. С. 20-22.

Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. 4-е изд. И перер. и доп., -М. Машиностроение. 1967.

Башта Т.М. Гидравлические следящие приводы. -М.: Машгиз. 1960. 281с.

Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. (Учебник для студентов специальности "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" Вузов), -М. Машиностроение. 1972. 320 с.

Башта Т.М., Алексеева Т.В., Бабанская В.Д. Техническая диагностика гидравлических приводов. -М. Машиностроение. 1989. 264 с.

Прокофьев В.Н. Основы теории и конструирования объемных гидropередач. -М. Высшая школа. 1968. 399 с.

Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. -М., Машиностроение, 1966, 160 с.

Машиностроительный гидропривод. / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев. М., Машиностроение, 1978 - 495 с., ил.

Ершов Б.И. Отжимающая сила в торцевом зазоре некоторых гидравлических устройств // Вестник машиностроения. 1974. №5 С. 21-23.

Ершов Б.И., Хилюта И.М., Ершов Ш.Б.. Испытания подпятников аксиальных машин // Вестник машиностроения. 1993. №1 С. 26-27.

Иванов А.Н., Круглов В.Ю. Математическая модель ходовой части аксиально-плунжерной гидромашин. Научные и методические исследования института технического и культурному прогрессу. Материалы XV научно-методической конференции. Ковровский технологический институт, 1992, с. 60-62.

Даршт Я.А., Холкин И.Н., Куванов К.Е. Моделирование потоков рабочей жидкости в каналах гидромпаратов. // Приводная техника. №9-10, 1999. С. 34-39.