

М491171

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции  
и ордена Трудового Красного Знамени Государственный  
технический университет им. Н.Э. Баумана

---

На правах рукописи

СТАРШИНИН Владимир Иванович

УДК 621.226:539.4

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ  
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва - 1989

Работа выполнена в Центральном научно-исследовательском институте автоматики и гидравлики, Всесоюзном заочном институте текстильной и легкой промышленности и Московском Государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель - кандидат технических наук,  
доцент Сухарев И.П.

*И.П.*

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Стасенко И.В.,

кандидат технических наук,  
доцент Борисов Б.П.

Ведущая организация: ВНИИ "Сигнал" (г. Ковров)

"26" февр. 1990 г.  
ованного совета К 053.15.11  
теском университете имени  
кба, 2-я Бауманская ул. 5.

заверенных печатью, просим  
ному адресу.

ться в библиотеке МГТУ им.

и.б. 1990 г.

*П.К. Попов*  
П.К. Попов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Аксиально-поршневые гидромашины в составе объемных гидроприводов широко применяются в различных отраслях народного хозяйства. Концентрация больших мощностей в малых объемах, нестационарность нагружения и обеспечение длительного ресурса предъявляют высокие требования к прочности деталей аксиально-поршневых гидромашин.

Практика показывает, что основная часть эксплуатационных отказов связана с недостаточной прочностью деталей системы распределения. Выход же на мировой уровень гидромашиностроения сопряжен, прежде всего, с форсированием рабочего давления в аксиально-поршневых гидромашин. Поэтому первоочередное значение приобретает исследование напряженного состояния блока цилиндров, накладного дна и распределителя аксиально-поршневых гидромашин современными численными и экспериментальными методами и разработка соответствующих рекомендаций по обеспечению прочности указанных деталей при работе на повышенных давлениях.

Выполненные к настоящему времени исследования и предложенные расчетные схемы относятся к гидромашинам с линзовыми распределителями. Значительно большая концентрация напряжений возникает в деталях аксиально-поршневых гидромашин с плоским торцовым распределением потока рабочей жидкости и окнами серповидной формы. Решение этих задач, а также рассмотрение концентрации напряжений в корпусных деталях объемного гидропривода составляет основной предмет исследований в диссертации.

Цель работы заключается в создании методики расчета высоконагруженных корпусных деталей объемного гидропривода и проектировании деталей системы распределения, обеспечивающих работу аксиально-поршневых гидромашин при повышенных давлениях без увеличения габаритов и материалоемкости существующих конструкций.

Научная новизна диссертации состоит:

1. В разработке эффективной инженерной методики расчета напряженно-деформированного состояния деталей системы распределения аксиально-поршневых гидромашин на основе экспериментально обоснованных допущений.
2. В получении новых результатов по концентрации напряжений,

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1491171

Старшинин В.И. Расчет и про

БИБЛИОТЕКА

имеющих общемашиностроительное приложение. В частности:

- исследована концентрация напряжений в кольцевых пластинах с регулярно расположенными в них по кругу сквозными отверстиями серповидной формы, контур которых нагружен равномерным давлением;

- изучено влияние глубины конической выточки, образованной сверлением, на концентрацию напряжений в донной части глухой осесимметричной полости высокого давления;

- теоретически и экспериментально исследованы особенности распределения контактных давлений в многосвязных областях с замкнутым кольцевым рядом напряженных посадок.

Методы исследования. Теоретические исследования осуществлялись методом конечных элементов с применением современной вычислительной техники. Экспериментальное подтверждение результатов расчетов выполнялось поляризационно-оптическим методом, тензометрированием и ресурсными испытаниями.

Практическая ценность проведенных исследований заключается в разработке конкретных рекомендаций и технических решений, позволяющих повысить максимальное рабочее давление в аксиально-поршневых гидромашинах без увеличения их габаритов и снижения других технических характеристик.

Полученные в ходе выполнения работы новые данные по концентрации напряжений в корпусных деталях с полостями высокого давления, результаты решения контактных задач, а также разработанный на базе метода конечных элементов универсальный программный комплекс с автоматизированной подготовкой исходных данных, могут быть использованы при проектировании деталей машин и их соединений в различных отраслях техники.

Реализация работы. По разработанной методике в ЦНИИ автоматик и гидравлики выполнены расчеты деталей системы распределения ряда аксиально-поршневых гидромашин 3-й модернизированной гаммы и лицензионных гидромашин с наклонным диском, установленных в гидрообъемных передачах автотракторной техники. Приняты к внедрению рекомендации и технические решения, направленные на увеличение рабочего давления и ресурса аксиально-поршневых гидромашин.

Результаты работы использованы при проектировании унифицированных корпусов клапанный-распределительной аппаратуры,

изготовленных из легких сплавов.

Разработанный программный комплекс внедрен в промышленную эксплуатацию в качестве подсистемы САПР гидроприводов. Модифицированная версия передана и внедрена во ВНИИ "Сигнал" (г. Ковров) и получила хорошую оценку специалистов.

Апробация работы. Отдельные результаты исследований докладывались на 8-й Всесоюзной конференции по методу фотоупругости (г. Таллин, 1979 г.) и на конференциях молодых специалистов ЦНИИ автоматики и гидравлики (1978, 1981 г.г.).

В целом диссертация обсуждалась:

- на расширенном заседании секции гидравлики научно-технического совета ЦНИИ автоматики и гидравлики (1989 г.);
- на заседании ученого совета электромеханического факультета Всесоюзного заочного института текстильной и легкой промышленности (1989 г.);
- на совместном научном семинаре кафедр РК-5 и РК-3 МГТУ им. Н.Э.Баумана (1989 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных работ и получено два положительных решения на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложений. Работа изложена на 212 страницах машинописного текста, включающих 84 рисунка, 5 таблиц и список литературы из 106 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, дан анализ литературных источников, рассмотрены недостатки применяемых схем и методов расчета напряженно-деформированного состояния (далее НДС) блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин с линзовым распределителем. Описаны конструктивные особенности деталей системы распределения гидромашин с плоским торцовым распределением потока рабочей жидкости и окнами серповидной формы. Сделаны необходимые допущения, позволяющие рассматривать НДС этих деталей в плоской постановке. Сформулирована цель исследований, кратко изложены структура и содержание работы по главам, перечислены основные положения диссертации, выносимые на защиту и определяющие ее научную новизну.

В первой главе предложена концепция регулярной конечно-элементной аппроксимации, на базе которой построен универсальный программный комплекс РАПР (расчет прочности), предназначенный для решения плоских и осесимметричных задач теории упругости и пластичности при различных нагружениях. Мобильность и эффективность комплекса подтверждена результатами экспериментальных исследований двух тестовых задач поляризационно-оптическим методом.

Основной трудностью при использовании метода конечных элементов (далее МКЭ) является большой объем исходной числовой информации, степень автоматизации которой определяет практическую целесообразность применения МКЭ в типовых конструкторских расчетах. Объем исходных данных должен быть минимальным, а способ их задания иметь простую физическую интерпретацию, понятную инженеру любого профиля.

Этим требованиям удовлетворяет регулярная конечно-элементная аппроксимация, основанная на представлении расчетной области в виде цепочки четырехугольников. У каждого из них по два параметра разбивки, по которым ЭВМ самостоятельно генерирует рабочую аппроксимирующую сетку, имеющую (при необходимости) сгущение к одной из сторон или вершин данной подобласти. Таким образом, объем подготавливаемых вручную топологических исходных данных определяется минимальным набором четырехугольников, достаточным для корректного описания контура расчетной схемы и зон с предполагаемой концентрацией напряжений. Регулярность сетки упрощает формирование вектора правых частей разрешающей системы уравнений МКЭ.

Рассмотренные концепции автоматизации подготовки исходных данных в среднем позволяют уменьшить объем вводимой в ЭВМ числовой информации до 50 - 150 единиц, что дает возможность эффективно использовать комплекс РАПР в качестве мобильной подсистемы любой машиностроительной САПР.

С целью проверки комплекса РАПР было рассмотрено НДС упругого цилиндра при посадке в него с натягом жесткого диска. Исследование выполнено двумя способами: численно и поляризационно-оптическим методом.

При проведении эксперимента использован метод оптически активных вклеек. В прозрачную цилиндрическую модель из оптически неактивного стекла ОНС была вклеена пластинка из

пьезооптического материала ОАСО толщиной  $d = 3,8$  мм. Оптическая постоянная клеейки составила  $\sigma_o^d = 3,17$  МПа. В полученный цилиндр на различную глубину запрессовывался с относительным натягом  $\Phi = 0,3$  % диск из сплава Д16Т толщиной  $h = 5,5$  мм. В процессе испытаний в модели регистрировались изохромы при осевой нагрузке  $P = 0$  и  $P = 1,5$  кН, составляющей около 75 % от усилия, необходимого для смещения диска в отверстии.

При расчете диск принимался абсолютно жестким вследствие большой разницы модулей упругости Д16Т и ОНС. Численное решение строилось с помощью итерационного процесса. На первом шаге во всех контактных точках задавались произвольные, но равные между собой, радиальные нагрузки и производился расчет. Затем полученные радиальные перемещения контактных точек сравнивались с заданным натягом и для каждой точки проводилась коррекция действующей радиальной нагрузки и т.д.

При наличии осевой нагрузки  $P$  на поверхности контакта возникают силы трения, которые в расчете считались пропорциональными величинам контактных радиальных нагрузок (закон Кулона). Процедура вычисления узловых сил трения включалась в общий итерационный процесс.

По результатам расчета построены эпюры контактных давлений для трех положений диска в отверстии цилиндра ( $P = 0$ ). При запрессовке диска вблизи одного из торцов цилиндра радиальные перемещения точек его внутренней поверхности у противоположного торца имели отрицательный знак и составляли около 16 % от исходного натяга.

В качестве другой тестовой задачи, часто встречающейся при расчете деталей гидроприводов, рассмотрено НДС упругого цилиндра, нагруженного по части внутренней поверхности равномерным давлением. Полученное решение использовано также для анализа влияния коэффициента Пуассона на НДС оболочки.

Эксперимент выполнен на двух объемных составных моделях, изготовленных из оптически нечувствительного оргстекла ОНС, одна из которых имела клеейку из материала ОАСО в меридиональной, а другая - в срединной радиальной плоскостях. Результаты обеих задач хорошо подтверждаются экспериментом.

Отмечается, что сочетание численного расчета с экспериментальным моделированием поляризационно-оптическим методом

дает наиболее полную информацию о НДС исследуемого объекта.

Во второй главе исследовано НДС деталей системы распределения аксиально-поршневой гидромашины с плоским торцовым распределением потока рабочей жидкости.

Рассмотрена модель блока цилиндров, в которой все цилиндры одновременно нагружены постоянным по величине высоким давлением, действующим по всей поверхности цилиндрических отверстий. Выбранная модель представляет собой регулярную систему с плоскостями симметрии, НДС которой полностью определяется сектором азимутальной периодичности с центральным углом  $\varphi$ , равным  $\varphi = \pi / z$ , где  $z$  - число цилиндрических отверстий в блоке. НДС модели близко к плоскодеформированному, поэтому в качестве расчетной схемы принят сектор срединного сечения единичной толщины.

Расчет показал, что напряженное состояние в срединном сечении блока цилиндров неоднородно. Наиболее напряжены боковая и наружная перемычки блока. При подаче давления в поршневые отверстия блок цилиндров деформируется подобно тору, увеличивая все свои первоначальные размеры. При этом поршневые отверстия приобретают овальность с максимальной осью, ориентированной в радиальном направлении блока.

Решена задача о температурной деформации блока цилиндров, работающего при больших градиентах температур.

Оценено изменение общего НДС блока цилиндров от действия поля центробежных сил. Для существующих конструкций оно не превосходит 1 %. Исследовано влияние плотности аппроксимирующей сетки на точность расчета и установлена оптимальная плотность разбивки.

Расчетная схема накладного дна аналогично блоку представлена в виде сектора (рис. 1) с окном серповидной формы, имеющим угловую ширину  $\varphi_0$ . Сектор разбит на 11 четырехугольных подобластей, обеспечивающих корректное описание области со сгущением сетки в районе перемычки. Именно здесь наблюдается высокая концентрация напряжений, зависящая, в основном, от относительной угловой ширины окна  $\varphi_0 / \varphi$ . Графически это показано на рис. 1, где эквивалентные напряжения, определенные по энергетической теории прочности, отнесены к действующему в окне давлению. При увеличении радиальной ширины окна  $2r$  концентрация напряжений несколько

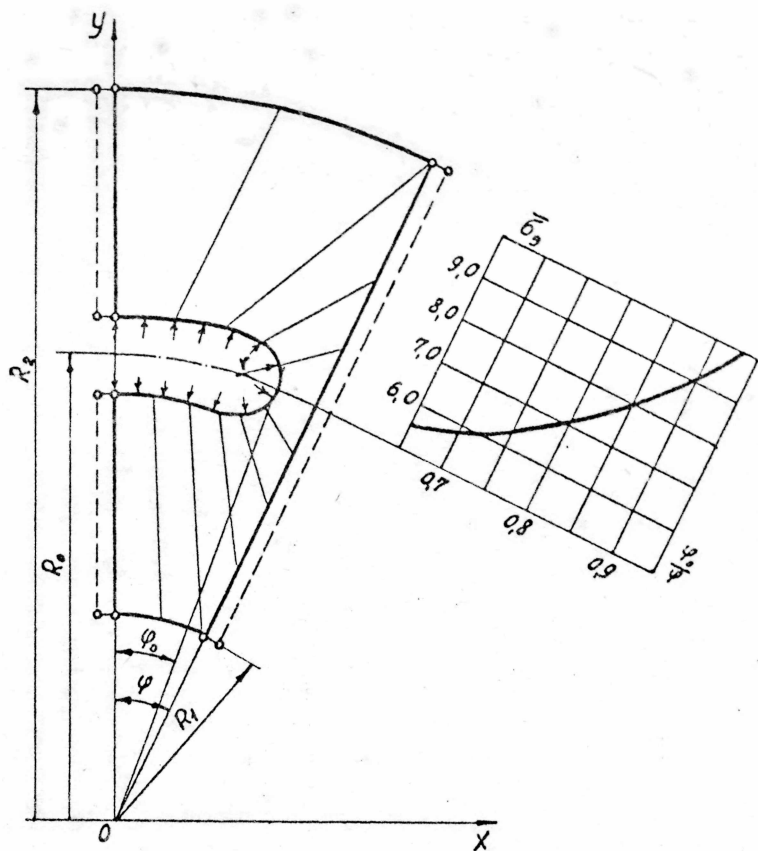


Рис. I

уменьшается. Остальные размеры ( $R_0$ ,  $R_1$ ,  $R_2$ ) практического влияния на величину максимальных эквивалентных напряжений в перемычке не оказывают.

Донная часть блока цилиндров по форме и размерам окон идентична накладному дну, но ее деформация происходит совместно с поршневой частью, имеющей меньшую удельную радиальную жесткость. Поэтому донная часть нагружается дополнительно. Совместная деформация этих частей блока исследована численно на осесимметричной модели, учитывающей соотношение удельных радиальных жесткостей и толщину донной части блока цилиндров. Построена номограмма (рис. 2), по которой можно определить поправочный коэффициент  $K_p$  в зависимости от толщины донной части  $b$  и соотношения удельных радиальных жесткостей  $m$  донной и поршневой частей блока (для гидромашин 3-й модернизированной гаммы  $m = 3$ ). Таким образом, максимальные эквивалентные напряжения в донной части блока цилиндров в  $K_p$  раз больше, чем в накладном дне того же типоразмера.

Деформация торцового распределителя аналогична деформации накладного дна. Практика показала, что для его расчета можно воспользоваться ранее полученной зависимостью (рис. 1). При этом максимальная погрешность определения напряжений составляет 7 %.

В целом проведенные расчеты показали, что поля напряжений в деталях системы распределения аксиально-поршневой гидромашин характеризуются большими градиентами. При этом области с высоким уровнем напряжений имеют сравнительно малые размеры. Более рационально распределив напряжения в указанных деталях, можно добиться реального повышения усталостной прочности без увеличения габаритных размеров гидромашин.

Третья глава посвящена расчету и проектированию перспективных модификаций деталей системы распределения аксиально-поршневой гидромашин.

Рассмотрено НДС блока цилиндров с некруглой наружной поверхностью, вес и момент инерции которого на 15-20 % ниже, чем у существующих конструкций, при той же величине максимальных эквивалентных напряжений и меньших деформационных искажениях поршневых отверстий.

Исследовано упруго-пластическое состояние блока цилинд-

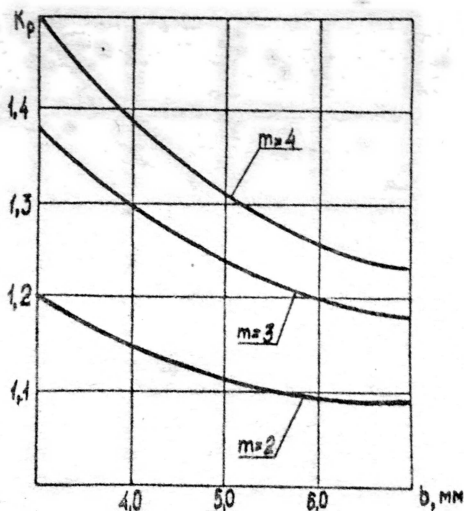


Рис. 2

ров при опрессовке. Определены границы зон пластического течения (рис. 3) для трех уровней давления опрессовки: I - 250 МПа, 2 - 300 МПа и 3 - 350 МПа. Построена эпюра окружных остаточных напряжений по контуру отверстия и круглограмма поршневого отверстия после разгрузки. Установлено, что для гидро и пневмоцилиндров со стенками переменной толщины применение опрессовки с достижением пластических деформаций ограничено из-за значительных искажений формы отверстия после разгрузки. Для деталей подобной формы в качестве упрочняющей операции целесообразно применять калибрование.

На НДС блока цилиндров с запрессованными в поршневые отверстия гильзами из антифрикционного материала влияют три фактора: сборочный натяг, давление рабочей жидкости и температурное поле. Если сборочный натяг вызывает пластическое течение гильзы в момент сборки, то при эксплуатации гидромашины на повышенных температурах латунная (или бронзовая) гильза за счет большего, чем у стали, коэффициента линейного расширения испытывает дополнительную необратимую деформацию, которая при работе на низких температурах окружающей среды

может вызвать заклинивание поршней или выpressовку гильз из отверстий блока цилиндров. Численное решение задачи было получено в предположении отсутствия проскальзывания на поверхности контакта. Натяг в соединении создавался с помощью скачка температуры между гильзой и корпусом. Определены величины минимального и максимального относительных сборочных натягов для исследованного соединения.

Выполненные для накладного дна с удвоенным против обычного числом перемычек расчеты показали, что максимальные эквивалентные напряжения в нем почти в 1,5 раза ниже, чем в исходной конструкции. Для повышения усталостной прочности наиболее эффективна замена серповидных распределительных окон (см. рис. 1) рядом отверстий круглой формы с тем же (или чуть большим) суммарным проходным сечением. Оптимальный диаметр отверстий должен удовлетворять требованиям по прочности, гидравлическому сопротивлению и всасывающей способности гидромашины.

Другой путь упрочнения накладного дна и распределителя заключается в разгрузке перемычек за счет создания в них предварительных сжимающих напряжений. В связи с этим решена задача о бандажировании накладного дна кольцом. Из полученных расчетным путем зависимостей следует, что надлежащим выбором натяга можно создать такое поле благоприятных сжимающих напряжений в перемычках, которое по абсолютной величине будет перекрывать поле растягивающих напряжений от давления рабочей жидкости.

Анализ НДС накладного дна блока цилиндров, а также имевшие место разрушения показывают, что напряжения концентрируются в перемычках, в то время как наружный и внутренний кольцевые обводы явно недогружены.

В таком случае при проектировании накладного дна (или распределителя) можно вообще отказаться от перемычек, как от несущего элемента. А именно: разъединить накладное дно по перемычкам на наружное и внутреннее кольцо, соединенные между собой на радиусе разности окон  $R_c$  (см. рис. 1) с помощью прессовой посадки. Тогда в перемычках будут возникать только сжимающие напряжения (либо посадочные, либо равные давлению рабочей жидкости при раскрытии стыка). Вся же нагрузка от давления ляжет на наружное и внутреннее кольца.

Проворот в окружном направлении вдоль зоны контакта колец исключен даже при раскрытии стыка, так как по крайней мере две перемычки (в семипоршневой гидромашине) полностью находятся в полости низкого давления и имеют плотный контакт, препятствующий случайному сдвигу.

Математическое моделирование показало, что критическая величина давления, приводящая к раскрытию стыка в соединении (при натяге, соответствующем стандартной прессовой посадке) составляет около 60 МПа. Усталостная прочность сборного накладного дна лимитируется наружным кольцом, для которого амплитуда изменения напряжений за счет их перераспределения примерно на 30 % ниже, чем для монолитного накладного дна.

Предварительные сжимающие напряжения в перемычках накладного дна и распределителя можно создать с помощью местного глубокого пластического деформирования, расположив отпечатки в центральной части перемычек на радиусе разности окон  $R_0$ . Уровень максимальных напряжений сжатия в перемычках зависит от жесткости внутреннего обвода и прочности наружного. Оптимальный технологический режим рекомендуется подбирать экспериментальным путем.

В четвертой главе исследована концентрация напряжений в корпусных деталях объемного гидропривода.

Стремление к компактности и повышению энергоемкости гидроприборов приводит к более плотному размещению соединительных каналов и гидроэлементов в корпусных деталях. При этом между смежными полостями остаются достаточно тонкие разделительные перемычки переменной толщины. Несмотря на осевую симметрию самих полостей напряженное состояние перемычек существенно отклоняется от осесимметричного.

Чаще всего в корпусах встречаются полости, расположенные у края полуплюскости, у края криволинейной поверхности положительной и отрицательной кривизны, а также квадратной формы сечения с центральным отверстием. Для всех указанных случаев была проведена серия расчетов в широком диапазоне изменения геометрических параметров областей. При анализе и обобщении результатов установлено, что величины максимальных эквивалентных напряжений для рассмотренных областей (при прочих равных условиях) отличаются друг от друга не более, чем на 10 %. Поэтому в проектировочных расчетах корпусных

деталей целесообразно пользоваться единой кривой, построенной по результатам численного расчета квадратной области с центральным отверстием.

Для изучения влияния технологического следа от сверла на концентрацию напряжений в донной части полостей высокого давления корпусных деталей клапанно-распределительной аппаратуры принята расчетная схема осесимметричной толсто-стенной оболочки, к торцу которой примыкает круглая пластина, ослабленная в центральной своей части односторонней конической выточкой, расположенной с внутренней стороны полости. Входящий угол сопряжения оболочки с пластиной имеет галтель радиусом  $R = 2$  мм. По всей внутренней поверхности действует равномерно распределенное давление. В качестве основных геометрических параметров исследования выбраны глубина конической выточки, угол при вершине сверла и толщина оболочки. Характерными точками являлись входящий угол полости, вершина конической выточки и внешняя центральная точка дна. В них по энергетической теории прочности определялись эквивалентные напряжения, которые сравнивались с одноименными напряжениями, вычисленными для области с теми же геометрическими размерами, но при отсутствии следа от сверла.

Установлено, что без ущерба для прочности глубина технологического следа от сверла может составлять половину толщины донной части полости высокого давления.

Параллельно расчетным путем исследовано влияние коэффициента Пуассона на НДС в осесимметричных задачах.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований и ресурсных испытаний.

С целью обоснования правомерности принятого в расчетах допущения об одновременном действии давления нагнетания во всех цилиндрах блока (см. главу 2) выполнены экспериментальные исследования поляризационно-оптическим методом. Плоская модель блока цилиндров с девятью отверстиями была изготовлена из пьезооптического материала ОАСО. В отверстия модели последовательно запрессовывались одна, три, пять и девять стальных шайб с относительным натягом  $\Phi = 0,345 \%$ . На рис. 4 показана осредненная картина полос в модели при посадке в нее девяти шайб. Установлено, что, начиная с запрессовки трех и более шайб, существенного изменения величин

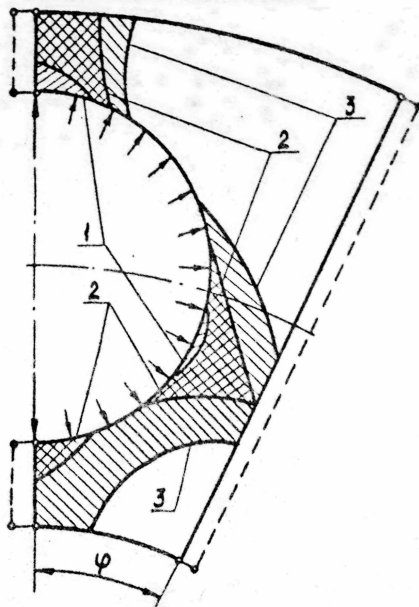


Рис. 3

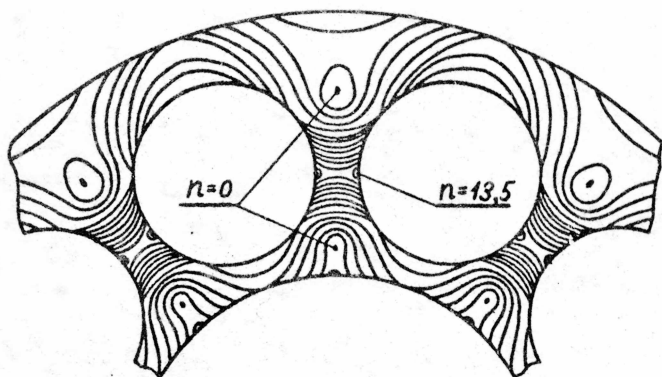


Рис. 4

максимальных напряжений в модели не происходит. Поэтому принятая в диссертации расчетная схема вполне корректна.

НДС модели при запрессовке в нее всех девяти шайб, а также при нагружении отверстий одинаковым по величине давлением исследовалось аналитически. Совпадение результатов расчета с данными эксперимента удовлетворительное. Эпюра рассчитанных контактных давлений имеет резко выраженный максимум в области перемычки между отверстиями, обусловленный наличием замкнутой круговой цепи посадок, приводящей к клиновому эффекту.

В биметаллических блоках цилиндров, изготавливаемых методом наплавки слоя бронзы, возникает поле объемных остаточных напряжений, влияющих на усталостную прочность этих деталей. Наличие высокого уровня остаточных напряжений подтвердилось экспериментальной проверкой, проведенной путем двойного замера наружного диаметра блока на границе сталь-бронза после наплавки и после полного снятия слоя бронзы. Оба замера проводились при одинаковой температуре.

Кроме того, расчетным путем на осесимметричной модели, а также экспериментально "методом полного освобождения" на двух типоразмерах реальных блоков цилиндров проведены исследования, выявившие характер распределения остаточных напряжений и их величину.

В главе также описаны основные технические требования, предъявляемые к гидромашинам, представлены результаты ресурсных испытаний гидромашин альтернативных конструктивных исполнений и дан необходимый иллюстративный материал.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана эффективная инженерная методика расчета и рассмотрены прочностные аспекты проектирования высоконагруженных корпусных деталей объемного гидропривода.

2. Серповидная форма окон, применяемая в деталях системы распределения аксиально-поршневых гидромашин приводит к высокой концентрации напряжений в перемычках. При этом определяющим конструктивным параметром является относительная угловая ширина окна.

3. За счет рационального проектирования формы наружной

поверхности блока цилиндров его вес и момент инерции снижаются на 15-20 % при одновременном уменьшении деформационного искажения поршневых отверстий.

4. Встречающиеся на практике случаи заклинивания поршней в гильзах составного блока цилиндров, а также самопроизвольная выпрессовка гильз под действием давления рабочей жидкости обусловлены различием коэффициентов линейного расширения материалов гильз и корпуса, условиями сборки блока цилиндров и температурой эксплуатации гидромашины.

5. Спроектированная новая конструкция сборного накладного дна в виде прессового соединения двух колец по диаметру разноски окон полностью исключает концентрацию напряжений в разделительных перемычках, а максимальная амплитуда действующих напряжений снижается при этом на 30 %.

6. Проведенные расчеты показывают, что изменением формы распределительных окон и другими предложенными методами усталостная прочность деталей системы распределения аксиально-поршневой гидромашины может быть повышена на 30-40 % без увеличения габаритных размеров указанных деталей.

7. В глухой осесимметричной полости высокого давления остающийся после обработки технологический след от сверла незначительно влияет на концентрацию напряжений в ее донной части. Для сверл с углом при вершине  $90^{\circ}$ - $120^{\circ}$  допустимая глубина следа при проектировании корпусных деталей может быть установлена в пределах половины толщины донной части полости высокого давления.

8. Влияние коэффициента Пуассона на НДС в осесимметричных задачах неоднозначно и зависит от напряженного состояния в конкретной точке рассматриваемой области.

9. Разработанный универсальный программный комплекс с автоматизированной подготовкой исходных данных (РАПР) дает возможность на этапе проектирования проводить оперативную оценку статической прочности и жесткости отдельных деталей машин и их соединений. В качестве подсистемы САПР гидроприводов комплекс принят в промышленную эксплуатацию, а также передан и внедрен во ВНИИ "Сигнал" (г. Ковров). Предложенные в диссертации технические решения приняты к внедрению при разработке перспективных аксиально-поршневых гидромашин 4-й гаммы с улучшенными параметрами.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Семенов-Ежов И.Е., Старшинин В.И. Моделирование напряженного состояния блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины // Вопросы прочности, надежности и механики машин, процессов и изделий текстильной и легкой промышленности. - М., 1987. - Вып. I. - С. 62-65.

2. Семенов-Ежов И.Е., Старшинин В.И. Напряженно-деформированное состояние упругого цилиндра при посадке в него с натягом жесткого диска // Расчеты на прочность (М.).- 1986.- Вып. 27. - С. 52-56.

3. Старшинин В.И. Анализ напряженно-деформированного состояния блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины //Отраслевой сборник. IX серия.- 1987.- Вып. 152.- С. 30-35.

4. Старшинин В.И. Влияние температурных и контактных деформаций на заклинивание поршней в аксиально-поршневых гидромашинах // Отраслевой сборник. IX серия. - 1988. - Вып. I(161). - С. 19-24.

5. Старшинин В.И. Пути повышения усталостной прочности накладного дна блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины // Отраслевой сборник. IX серия. - 1987.- Вып. 4(155).- С. 28-29.

6. Старшинин В.И., Семенов-Ежов И.Е., Степанов Н.А. Влияние коэффициента Пуассона на напряженное и деформированное состояние в осесимметричных задачах // Материалы 8-й Всесоюзной конференции по методу фотоупругости. - Таллин, 1979. - Т. I. - С. 96-98.

7. Старшинин В.И. Усталостная прочность блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины // Отраслевой сборник. IX серия. - 1989. - Вып. I(170). - С. 37-41.

8. Старшинин В.И. Эффективность применения метода конечных элементов в системе автоматизированного проектирования// Отраслевой сборник. IX серия.- 1979.- Вып. 81.- С. 63.

9. Положительное решение по заявке № 4697769, 29.05.89. Способ изготовления торцового распределителя / К.А. Захаров, В.А. Саков, В.И. Старшинин.

10. Положительное решение по заявке № 4707054, 15.06.89. Торцовый распределитель поршневой гидромашины /К.А. Захаров, В.А. Саков, В.И. Старшинин.

Объем I п.л. Тираж 100 экз. Типография МГТУ им. Н.Э.Баумана  
16 1-15030 Подп. к печати 17.01.90 Заказ № 57