

ПЕРМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

АШИХМИН Валерий Николаевич

УДК 539.014.13, 539.016.2

**ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОЦИЛИНДРОВ МИНИМАЛЬНОГО
ВЕСА С ЗАДАНЫМИ ПРОЧНОСТНЫМИ
СВОЙСТВАМИ**

Специальность 01.02.06 – «Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор
технических наук, профессор
Ю.И. Няшин

Пермь – 1989

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	12
1. ПОСТАНОВКА И МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ БИОПТИМИЗАЦИИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ	14
1.1. Общая математическая постановка задачи биоптимизации . . .	14
1.2. Постановка задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров	21
1.3. Вывод обобщенного критерия задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров	29
1.4. Математическая постановка задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров с использованием обобщенного критерия	37
2. ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА НА КОНСТРУКЦИОННУЮ ПРОЧНОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРОВ	39
2.1. Постановка задачи определения остаточных напряжений в телах осесимметричной формы	39
2.2. Влияние остаточных напряжений на прочность гидроцилиндров в процессе эксплуатации	42
2.3. Влияние упрочнения материала на прочность гидроцилиндров . .	47
2.4. Влияние релаксации остаточных напряжений и возврата механических свойств на прочность гидроцилиндров	49
3. ПОВЫШЕНИЕ КОНСТРУКЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ АВТОФРЕТИРОВАНИЕМ	52
3.1. Постановка и решение задачи автофретирования гидроцилиндров	52

3.2. Влияние остаточных напряжений на прочность гидроцилиндров, полученных автофретированием	56
3.3. Получение гидроцилиндров минимального веса автофретированием	63
4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ПРЕССОВАНИЯ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МИНИМАЛЬНОГО ВЕСА	68
4.1. Математическая постановка задачи оптимизации процесса прессования	68
4.2. Методика решения стационарных задач термоупругопластичности	71
4.3. Получение гидроцилиндров минимального веса при использовании процесса вытяжки с утонением	82
4.4. Получение гидроцилиндров минимального веса при использовании процесса дорнования	88
4.5. Сравнение различных процессов ОМД для получения гидроцилиндров минимального веса	95
5. ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ	97
ВЫВОДЫ	99
ЛИТЕРАТУРА	101
ПРИЛОЖЕНИЕ	110

ВВЕДЕНИЕ

От стыковочных узлов космических кораблей до простых гидравлических подъемников – таков диапазон распространения гидравлических машин и механизмов в современной технике. Главным рабочим органом во всех этих машинах являются гидроцилиндры, которые состоят из цилиндрического полого корпуса с доньшками с перемещаемым внутри штоком и поршнем. В настоящее время ежегодный объем изготовления некоторых типов гидроцилиндров измеряется миллионами штук. В дальнейшем эти объемы будут еще более увеличиваться, т.к. будет повышаться уровень механизации и автоматизации в промышленности и на транспорте.

В настоящее время практически все гидроцилиндры получают из трубных заготовок или круглого проката путем механической обработки до требуемых геометрических размеров. Такая технология изготовления имеет, по крайней мере, три существенных недостатка.

Во-первых, при проектировании гидроцилиндров конструктор вынужден исходить из существующего сортамента труб, что не позволяет ему создавать конструкцию с оптимальными весовыми и прочностными характеристиками.

Во-вторых, использование труб или круглого проката совместно с обработкой резанием приводит к низкому коэффициенту использования металла. Так для некоторых типов гидроцилиндров данный коэффициент может составлять всего 10% и даже ниже. Кроме того, сами операции резания значительно повышают трудоемкость изготовления цилиндров.

И наконец, требования к точности изготовления гидроцилиндров обычно исключают возможность использования термообработки для повышения прочностных характеристик. Это приводит к необходимости применения более прочных, а значит и более дорогостоящих материалов или к увеличению толщины стенки цилиндра, т.е. к увеличению его веса.

Итак, существующая технология изготовления не позволяет создавать оптимальные по весовым и прочностным характеристикам гидроцилиндры из дешевых материалов с низкими материальными и трудовыми затратами.

Альтернативой существующей технологии должно стать получение гидроцилиндров с помощью процессов обработки металлов давлением (ОМД). Данный подход не имеет перечисленных выше недостатков. Действительно, используя процессы обратного выдавливания или раздачи, можно из трубной или круглой сплошной заготовки получать трубу с требуемыми геометрическими параметрами. При этом потери металла будут сведены к минимуму, а деформационное упрочнение материала в процессе деформирования позволит существенно повысить прочностные характеристики гидроцилиндров.

Однако, наряду с очевидными достоинствами данной перспективной технологии, она обладает и некоторыми существенными недостатками, которые сдерживают ее внедрение в производство.

Во-первых, в настоящее время в промышленности накоплен недостаточный опыт практического использования процессов ОМД. Поэтому подбор параметров процесса (геометрии инструмента, смазки, скорости и величины обжатия) для каждого нового материала и изделия сопряжен со значительными материальными и временными издержками.

Во-вторых, в процессе обработки давлением происходит не только упрочнение материала, но и наведение в изделии остаточных напряжений. Незнание о полученном в процессе изготовления распределении остаточных напряжений приводит к незнанию о реальных прочностных характеристиках изделия. При этом остаточные напряжения могут как повышать, так и понижать прочность конкретной конструкции или детали, суммируясь с напряжениями от приложенной нагрузки в процессе эксплуатации. В настоящее время разработано и используется большое число различных экспериментальных методов исследования металлов в процессе деформирования /77, 86/.

Экспериментальные методы исследования процессов прессования и волочения подробно описаны в работах /60, 61/, а процесса дорнования в работе /57/. Однако, в настоящее время не существует надежных и недорогих неразрушающих экспериментальных методов измерения остаточных напряжений в различных изделиях. Данное обстоятельство еще более осложняет и удорожает экспериментальный подбор параметров процесса изготовления гидроцилиндров.

Единственный способ по устранению данных недостатков видится в создании математических моделей процессов ОМД и методик последующего оптимального проектирования рассматриваемых изделий с учетом распределения остаточных напряжений и прочностных свойств.

Для построения математических моделей процессов ОМД, в основном, используются приближенные численные методы. Точные аналитические решения получены лишь в немногих случаях, когда исходная система дифференциальных уравнений в частных производных приводима к обыкновенным дифференциальным уравнениям, а исследуемая область имеет каноническую форму /42, 34/. Промежуточное положение между аналитическими и приближенными методами занимает метод характеристик (метод линий скольжения) /45, 77, 74/. В тех случаях, когда поле линий скольжения удастся получить в аналитической форме, использование этого метода позволяет получить информацию о напряженном состоянии в замкнутой форме /42, 45/. К недостаткам данного метода следует отнести невозможность исследования процесса разгрузки, а значит и определения остаточных напряжений. Кроме того, данный метод применим для рассмотрения напряженного состояния жесткопластических материалов, что также является недостатком метода. Для анализа процессов ОМД большое распространение получили также методы верхней и нижней оценки /77/. Основной сложностью применения этих методов является выбор кинематически допустимых полей перемещений для метода верхней оценки или статически

допустимых полей напряжений для метода нижней оценки. Данное обстоятельство затрудняет самостоятельное применение этих методов без комбинации с экспериментальными или расчетными. Расчет остаточных напряжений с использованием методов верхней и нижней оценок также затруднен.

Наиболее перспективным для построения математических моделей процессов ОМД является метод конечных элементов (МКЭ). К настоящему времени теоретические аспекты и вопросы реализации МКЭ достаточно подробно изложены в многочисленных монографиях /19, 26, 39, 50, 54, 55, 71, 75, 76 и др./. МКЭ обладает в настоящее время весьма мощным программным обеспечением, ориентированным на сложные краевые задачи механики деформируемого твердого тела.

Обзор зарубежных работ по применению МКЭ для исследования процессов ОМД (включая процессы прессования и волочения) и некоторые результаты решения содержатся в работах /77, 39, 91, 98/, где в основном используются модели жесткопластического тела. С начала 70-х годов появляется ряд отечественных работ по вышеуказанной проблеме /20, 21, 43, 45, 70, 77, 81, 85/. Однако большинство перечисленных работ используют модели жесткопластического тела, не учитывая историю деформирования частиц металла. Данное обстоятельство не позволяет корректно определить остаточные напряжения, возникающие в процессе деформирования. Указанный недостаток отсутствует в подходе, разработанном на кафедре теоретической механики Пермского политехнического института /64, 81/. Возможность определения не только интегральных (усилие, степень деформации), но и локальных (температуры, деформации, остаточных напряжений, упрочнения и т.д.) характеристик процесса деформирования позволяют использовать данный подход в качестве основы для построения математической модели процессов ОМД, используемых при решении задач оптимального проектирования конструкций с учетом процесса изготовления.

Методика оптимального проектирования гидроцилиндров, изготавливаемых с использованием процессов ОМД, должна включать решение двух оптимальных задач: задачу оптимизации конструкции и задачу оптимизации процесса изготовления.

Как отмечается в /46/, проектирование изделия – это наиболее ответственный этап, поскольку здесь определяются габариты, форма, структура, геометрические параметры и оценивается осуществимость и значимость самой идеи, заложенной в основу создаваемого изделия. Поэтому разработке методик оптимального проектирования конструкций в настоящее время посвящено достаточно много работ. Всю литературу по данному вопросу можно условно разделить на два класса: работы, посвященные методам оптимизации конструкций и изделий, и работы, посвященные оптимизации процессов изготовления изделий. Общие вопросы оптимального проектирования конструкций рассматриваются в работах /41, 46, 65, 80, 83, 84/. Для практического использования интересны подходы, предлагаемые в работах /46, 80/. Принципы рациональной оптимизации, изложенные в этих работах, являясь не столь строгими с точки зрения математики, позволяют получать решения довольно сложных практических задач. При оптимальном проектировании конструкций в качестве критерия оптимальности выбирают вес изделия /5, 9, 13, 18, 33, 47, 90, 93/ или его форму /10, 11, 27, 79, 94/. Важность минимизации веса изделия связана с необходимостью снижения его материалоемкости, а значит к снижению затрат на его изготовление и эксплуатацию. В задачах минимизации веса в качестве ограничения обычно используют условие прочности при эксплуатации /13, 18, 47/.

Общие вопросы оптимизации процессов изготовления рассматриваются в работах /4, 15, 87, 95/. Вопросы управления механическими свойствами при термической обработке рассматривались в работах /32, 52/. В работе /63/ рассмотрены задачи оптимизации течения полимеров. Особый интерес представляют работы /16, 87, 96/, где рассмотрены вопросы оптимального

управления уровнем остаточных напряжений. При этом из решения задачи определяются такие параметры процессов изготовления, которые позволили бы получать распределение остаточных напряжений наиболее близкое к заданному. Оптимальное распределение остаточных напряжений в изделии ищется в данных работах из решения отдельной задачи. Вопросы многокритериальной оптимизации рассмотрены в работах /17, 92, 96/.

Приведенный краткий обзор литературы по вопросам оптимального проектирования конструкций позволяет сделать следующие выводы. Во-первых, задача оптимального проектирования изделия не связывается, как правило, с задачей изготовления данного изделия. Во-вторых, решая задачу оптимального проектирования конструкции, определяют такие параметры этой конструкции (например, распределение механических свойств и остаточных напряжений), которые позволили получить оптимальную конструкцию с точки зрения эксплуатации. И наконец, решая задачу оптимизации процесса изготовления, стараются получать такие параметры изделия, которые близки к некоторым оптимальным.

Как будет показано в данной работе, такое разделение решения задач проектирования и изготовления конструкций может приводить к неединственности решения задачи. Такой подход, основанный на раздельном решении задачи проектирования и изготовления, будем называть традиционным.

Целью данной работ является разработка новой методики оптимального прочностного проектирования гидроцилиндров с учетом процесса изготовления.

В процессе разработки данной методики был получен обобщенный критерий оптимальности для гидроцилиндров, сформулированы математические постановки задач оптимального прочностного проектирования, исследовано влияние остаточных напряжений на прочность гидроцилиндров, проведен выбор и математическое обоснование технологических процессов

обработки давлением, применяемых для изготовления гидроцилиндров и определены оптимальные параметры этих процессов.

Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, библиографического списка и приложения.

В главе 1 рассмотрены существующие и предложена новая методика решения задач биоптимизации конструкций. Приведена техническая и соответствующая математическая постановка задачи биоптимизации гидроцилиндров. Для задачи биоптимизации гидроцилиндров получен обобщенный критерий оптимизации и приведена математическая постановка с использованием данного критерия.

В главе 2 исследовано влияние остаточных напряжений и прочностных свойств материала на конструкционную прочность гидроцилиндров. Получены признаки самоуравновешенности остаточных напряжений в осесимметричном случае. Найдено оптимальное распределение остаточных напряжений с точки зрения повышения конструкционной прочности гидроцилиндров. Исследовано влияние релаксации остаточных напряжений и возврата механических свойств на прочность гидроцилиндров.

В главе 3 исследованы особенности применения процесса автофретирования высоким давлением при производстве гидроцилиндров. Рассмотрено влияние остаточных напряжений, полученных автофретированием, на конструкционную прочность гидроцилиндров. Получено аналитическое решение задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров для процесса автофретирования. Исследован вопрос применения существующих и предложенной методики решения задач биоптимизации. На конкретном примере показаны достоинства и недостатки данных методик.

В главе 4 рассмотрена задача биоптимизации гидроцилиндров для процесса прессования. В качестве процессов прессования исследовались два процесса: вытяжка с утонением и свободное дорнование. Приведена

математическая постановка и описана методика определения характеристик напряженно-деформированного состояния для указанных выше процессов. Приведено сравнение экспериментальных данных с результатами, полученными по разработанным алгоритмам и программам. Решены соответствующие задачи биоптимизации гидроцилиндров для процессов вытяжки с утонением и дорнования. Проведено сравнение результатов решения задачи биоптимизации для трех технологических процессов: автофретирования, вытяжки с утонением и дорнования. Сформулированы рекомендации по применению перечисленных процессов при производстве гидроцилиндров.

В главе 5 описано практическое использование разработанной методики решения задачи биоптимизации гидроцилиндров, а также результаты внедрения оптимальных режимов для процессов прессования при производстве гидроцилиндров.

В заключении приведены научные и практические выводы, вытекающие из диссертационной работы.

В библиографическом списке приведена литература, использованная автором при работе над диссертацией.

В приложении приведены акты, подтверждающие практическую ценность результатов работы.

Автор приносит свою признательность и благодарность Девятову В.В. и Писаренко С.М. за участие в проведении эксперимента, Автор особо признателен Няшину Ю.И. и Столбову В.Ю за помощь в постановке задач, организации исследований, обсуждении результатов и за полезные замечания при чтении рукописи.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

R_1	– внутренний радиус цилиндра;
R_2	– внешний радиус цилиндра;
$r \in [R_1, R_2]$	– текущее значение радиуса;
$h = R_2 - R_1$	– толщина стенки цилиндра;
$r_1 = r / R_1$	– относительный текущий радиус;
$h_1 = h / R_1$	– относительная толщина стенки;
$a = \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} = \frac{1}{h_1(2 + h_1)}$ $q = \frac{R_2^2}{R_1^2} = (1 + h_1)^2$	} – вспомогательные коэффициенты;
p	– внутреннее рабочее давление в гидроцилиндре;
σ_s	– сопротивление деформации металла;
E	– модуль упругости металла;
μ	– коэффициент Пуассона;
$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$	– модуль сдвига;
$K = \frac{E}{1 - 2\mu}$	– объемный модуль;
$\tilde{\sigma}$	– тензор напряжений при действии внутреннего рабочего давления p ;
$\tilde{\rho}$	– тензор остаточных напряжений;
$\tilde{\sigma}^* = \tilde{\sigma} + \tilde{\rho}$	– тензор полных напряжений;
$p_1 = \frac{\sqrt{3}p}{\sigma_s}, \quad \tilde{\sigma}_1 = \frac{\sqrt{3}\tilde{\sigma}}{\sigma_s}, \quad \tilde{\rho}_1 = \frac{\sqrt{3}\tilde{\rho}}{\sigma_s}$	– относительные величины давления и напряжений;
n	– коэффициент запаса прочности гидроцилиндров;
$\tilde{\varepsilon}$	– тензор деформаций;
\bar{v}	– вектор скорости перемещения частицы;

$\tilde{\xi}$	– тензор скоростей деформаций;
θ	– температура;
\vec{T}	– вектор касательных напряжений;
T	– интенсивность касательных напряжений;
ψ	– степень использования ресурса пластичности материала;
S	– степень накопленной деформации;
$\sigma = \sigma_{ii} / 3$	– среднее давление;
ξ_u	– интенсивность скоростей деформаций;
H_u	– интенсивность скоростей деформаций сдвига;
f	– коэффициент трения по поверхности контакта;
λ	– коэффициент теплопроводности;
$v_{ск}$	– скорость частиц относительно поверхности инструмента;
α_∞	– коэффициент теплоотдачи в воздух;
α_k	– коэффициент теплоотдачи с инструментом;
p_a	– давление автофретирования.

1. ПОСТАНОВКА И МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ БИОПТИМИЗАЦИИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

1.1. Общая математическая постановка задачи биоптимизации

В настоящее время оптимальное проектирование деталей и конструкций ведется без учета технологических особенностей их изготовления /8/. Решив задачу оптимизации конструкции для конкретного интервала нагрузок, конструктор передает полученные оптимальные значения параметров технологу и далее в процессе изготовления данной конструкции практически не участвует. В задачу технолога входит подбор таких оптимальных параметров процесса изготовления, которые позволили бы получить изделие с характеристиками, близкими к заданным конструктором.

Независимое решение задач оптимального проектирования изделия и задач оптимизации процесса изготовления такого изделия имеет существенные недостатки. Действительно, в этом случае оптимальные параметры изделия, определенные на этапе проектирования, не всегда могут быть получены в процессе изготовления. И наоборот, те параметры изделия, которые возможно получить в процессе изготовления, не позволят создать оптимальную конструкцию. Кроме того, обычно даже не ставится задача определения таких допустимых параметров данного конкретного процесса изготовления, которые позволили бы получить оптимальную с точки зрения эксплуатации конструкцию. Причем полученные технологом параметры изделия, довольно часто, не проверяются конструктором. Последнее обстоятельство может приводить к изменению области допустимых нагрузок для изделия и, как следствие, поломкам при эксплуатации. Особенно серьезные издержки данный подход может иметь для серийного производства. Однако, несмотря на указанные недостатки, именно этот подход до последнего времени применялся при решении задач проектирования и изготовления конструкций. Рассмотрим его более подробно.

С математической точки зрения данный подход, который в дальнейшем будем называть традиционным, сводится к последовательному решению двух оптимальных задач. В процессе решения первой задачи, которую в дальнейшем будем называть задачей эксплуатации, необходимо найти такие геометрические и прочностные характеристики изделия, которые позволили бы ему наиболее полно и с наименьшими затратами выполнять свои эксплуатационные функции. Рассмотрим вторую задачу, которую в дальнейшем будем называть задачей изготовления, мы должны подобрать такие параметры процесса изготовления, которые позволили бы получить требуемое из решения задачи эксплуатации параметры изделия. Данные оптимальные задачи связаны между собой параметрами изделия. Поэтому методика решения подобной задачи должна включать итерационную процедуру по параметрам связи. В дальнейшем задачу, когда поочередно решаются связанные между собой задачи эксплуатации и изготовления детали, будем называть задачей биоптимального проектирования.

Сформулируем общую математическую постановку задачи биоптимального проектирования для произвольной детали или конструкции при традиционном подходе. Пусть в процессе изготовления рассматриваемое изделие занимает открытую область Ω_u в евклидовом пространстве R^3 с границей Γ_u . При эксплуатации данное изделие занимает область Ω_s с границей Γ_s . Причем $\Omega_s \subset \Omega_u$. Рассмотрим вектор пространственных координат r , принимающий значения в области $\bar{\Omega}_s$ ($\bar{\Omega}_s = \Omega_s \cup \Gamma_s$) для задачи эксплуатации и из $\bar{\Omega}_u$ ($\bar{\Omega}_u = \Omega_u \cup \Gamma_u$) для задачи изготовления. Векторы внешних нагрузок обозначим через P_s и P_u , соответственно.

Рассмотрим постановку задачи эксплуатации. Введем функции $\alpha_s(r)$, определяющие форму и механические свойства изделия, которые в дальнейшем будем называть параметрами оптимизации. В качестве $\alpha_s(r)$ могут, например, выступать геометрические размеры изделия, распределение остаточных напряжений и прочностных свойств и т.п.

Пусть $U_3(r)$ – вектор-функция состояния изделия в процессе эксплуатации, включающая функции перемещений, деформаций, напряжений и т.п.

Введем через F_3 дифференциальный оператор по пространственной координате r . Тогда уравнение, связывающее параметры состояния и параметры оптимизации можно записать в виде

$$F_3(r, U_3, \alpha_3, P_3) = 0, \quad r \in \Omega_3.$$

Чаще всего при эксплуатации изделия накладывается запрет на возникновение пластических деформаций. Поэтому приведенное выше уравнение можно рассматривать как систему дифференциальных уравнений краевой задачи теории упругости. При этом оператор F_3 будет линеен относительно U_3 .

Граничные условия задачи теории упругости могут быть записаны в операторной форме следующим образом

$$F_\Gamma^3(r, U_3, P_3) = 0, \quad r \in \Gamma_3.$$

В качестве критериев оптимальности $J_k^3(U_3, \alpha_3)$, $k = \overline{1, m}$ в задаче эксплуатации чаще всего выбирают функционалы, характеризующие качество изделия. Например, если это вес изделия, то критерий оптимальности может иметь следующий интегральный вид

$$J_3(\alpha_3) = \int_{\Omega_3} \gamma d\Omega_3(\alpha_3),$$

где γ – удельный вес материала.

Могут использоваться и локальные функционалы

$$J_j^3 = \max_{r \in \Omega_3} f_j(r, U_3(r), \alpha_3(r), P_3(r)), \quad j = \overline{1, k},$$

описывающие прочность детали. Здесь f_j – некоторые заданные функции.

Требования, накладываемые на размеры и эксплуатационные свойства изделий, приводят к ограничениям типа неравенств. В общем виде такие неравенства можно записать в следующем виде

$$\Psi_3(r, U_3, \alpha_3, P_3) \leq 0.$$

Параметры оптимизации также обычно изменяются в некоторых заданных пределах. Поэтому удобно их выделить отдельно

$$\alpha_3 \in A_3,$$

где A_3 – допустимая область изменения параметров оптимизации.

Учитывая все выше изложенное, задачу эксплуатации можно сформулировать следующим образом: найти такие параметры оптимизации α_3^* , которые сообщают минимум критерию оптимальности

$$J^3(\alpha_3^*) = \min_{\alpha_3 \in A_3} J^3(\alpha_3, U_3). \quad (1.1)$$

При этом должны выполняться ограничения в виде равенств

$$F_3(r, U_3, \alpha_3, P_3) = 0, \quad r \in \Omega_3, \quad (1.2)$$

$$F_{\Gamma^3}(r, U_3, P_3) = 0, \quad r \in \Gamma_3 \quad (1.3)$$

и ограничения в виде неравенств

$$\Psi_3(r, U_3, \alpha_3, P_3) \leq 0, \quad (1.4)$$

$$\alpha_3 \in A_3. \quad (1.5)$$

Рассмотрим постановку задачи изготовления. Пусть $\alpha_u(r)$ – параметры оптимизации задачи изготовления. В качестве таких параметров могут рассматриваться геометрия и скорость инструмента, форма заготовки и ее размеры, температура и т.п.

Если при изготовлении изделия используются процессы ОМД, то задача получения детали из заготовки будет сводиться к задаче термоупругопластичности

$$F_u(r, U_u, \alpha_u, P_u) = 0, \quad r \in \Omega_u,$$

при граничных условиях

$$F_{\Gamma^u}(r, U_u, P_u) = 0, \quad r \in \Gamma_u,$$

где U_u – вектор-функция состояния изделия в процессе изготовления. В этом случае оператор F_u уже не будет линеен относительно U_u .

Наиболее трудоемок и неоднозначен выбор критерия оптимальности в задаче изготовления. Например, такой критерий может отражать близость по

некоторой норме получаемых в процессе изготовления распределений $U_u(r)$ к оптимальным значениям $\alpha_\vartheta(r)$, где $r \in \Omega_\vartheta$. В этом случае оптимизируемый функционал должен включать в себя модули разностей или квадраты соответствующих параметров. В любом случае критерий оптимальности задачи изготовления должен включать в себя оптимальные значения $\alpha_\vartheta(r)$.

Технологические требования, накладываемые на условия проведения процесса изготовления, приводят к ограничениям типа неравенств

$$\Psi_u(r, U_u, \alpha_u, P_u) \leq 0.$$

В качестве таких неравенств могут выступать ограничения на степень использования ресурса пластичности материала, максимальное удельное давление на инструмент, полное усилие и т.п. Как и в случае задачи эксплуатации, ограничения на параметры оптимизации удобно выделить отдельно:

$$\alpha_u \in A_u,$$

где A_u – допустимая область изменения параметров оптимизации задачи изготовления.

Окончательно задачу изготовления можно сформулировать следующим образом: найти параметры оптимизации α_u^* , доставляющие минимум функционалу

$$J^u(\alpha_u^*) = \min_{\alpha_u \in A_u} J^u(\alpha_\vartheta, \alpha_u, U_u) \quad (1.6)$$

при ограничениях типа равенств

$$F_u(r, U_u, \alpha_u, P_u) = 0, \quad r \in \Omega_u, \quad (1.7)$$

$$F_{\Gamma^u}(r, U_u, P_u) = 0, \quad r \in \Gamma_u \quad (1.8)$$

и ограничения в виде неравенств

$$\Psi_u(r, U_u, \alpha_u, P_u) \leq 0, \quad (1.9)$$

$$\alpha_u \in A_u. \quad (1.10)$$

Рассмотрим методику решения задачи биоптимального проектирования при традиционном подходе. Решение начинается с задачи эксплуатации.

Оптимальные параметры $\alpha_3^*(r)$ ищутся для выбранного исследователем класса аппроксимирующих функций. Например, оптимальное распределение остаточных напряжений может искажаться на классе линейных функций. Затем решается задача изготовления, где определяются оптимальные параметры процесса изготовления, позволяющие приблизиться по некоторой норме к оптимальным параметрам конструкции. Обычно, после проверки полученных в задаче изготовления параметров конструкции на выполнение ограничений задачи эксплуатации, решение задачи биоптимального проектирования заканчивается /64/. Однако, возможна организация последующих итераций. Например, по уточнению класса функций, на которых определяются параметры конструкции $\alpha_3^*(r)$.

Как уже было отмечено выше, методика решения задачи биоптимального проектирования при традиционном подходе обладает серьезными недостатками. Проиллюстрируем их на задаче проектирования и изготовления гидроцилиндров. Если гидроцилиндр изготавливается с использованием процессов ОМД, то это приводит к возникновению в стенках цилиндра остаточных напряжений значительного уровня и деформационному упрочнению материала. Из решения задачи эксплуатации можно получить такие распределения остаточных напряжений и прочностных свойств, которые позволили бы создать, например, гидроцилиндр минимального веса. Однако вполне может оказаться так, что требуемые распределения невозможно реализовать в процессе изготовления. Кроме того, серьезные сложности возникают при выборе критерия оптимизации в задаче изготовления. Что лучше? Приближаться к оптимальному распределению остаточных напряжений или к оптимальному распределению прочностных свойств? Получая одно распределение можно "испортить" другое и наоборот. Как это скажется на решении задачи оптимального проектирования гидроцилиндра в целом заранее неизвестно. Оптимальное распределение остаточных напряжений и прочностных свойств обычно ищется на определенном классе функций

(например, множество линейных функций). В конкретных технологических процессах данные распределения могут описываться совершенно другими классами функций (например, логарифмических функций). Поэтому в процессе изготовления мы можем не только не получить требуемые распределения параметров, но даже не сможем достаточно близко приблизиться к ним.

В качестве альтернативной постановки задачи биооптимального проектирования деталей, свободной от перечисленных выше недостатков, предлагается следующее. В качестве параметров оптимизации $\alpha_u(r)$ будем рассматривать параметры процесса изготовления. Пусть функции $U_c(\alpha_u, r)$ являются параметрами связи. В качестве $U_c(\alpha_u, r)$ могут, например, выступать геометрические размеры, распределения остаточных напряжений и прочностных свойств и т.п., т.е. $U_c \equiv \alpha_u$. В качестве критерия оптимальности используем критерий, аналогичный критерию задачи эксплуатации (1.1). Тогда новую постановку задачи биооптимального проектирования можно записать следующим образом.

Найти параметры процесса изготовления α_u^* , доставляющие минимум функционалу

$$J^*(\alpha_u^*) = \min_{\alpha_u \in A_u} J^u(\alpha_u, U_\vartheta, U_c) \quad (1.11)$$

при ограничениях типа равенств

$$F_\vartheta(r, U_\vartheta, P_\vartheta, U_c(\alpha_u, r)) = 0, \quad r \in \Omega_\vartheta(\alpha_u) \quad (1.12)$$

$$F_{\Gamma^\vartheta}(r, U_\vartheta, P_\vartheta) = 0, \quad r \in \Gamma_\vartheta(\alpha_u) \quad (1.13)$$

и ограничениях типа неравенств

$$\Psi_\vartheta(r, U_\vartheta, P_\vartheta, U_c(\alpha_u, r)) \leq 0, \quad (1.14)$$

где параметры связи $U_c(\alpha_u, r)$ определяются из решения задачи

$$F_u(r, U_u, \alpha_u, P_u, U_c(\alpha_u)) = 0, \quad r \in \Omega_u \quad (1.15)$$

$$F_{\Gamma^u}(r, U_u, P_u) = 0, \quad r \in \Gamma_u \quad (1.16)$$

при дополнительных ограничениях

$$\Psi_u(r, U_u, \alpha_u, P_u, U_c(\alpha_u, r)) \leq 0, \quad (1.17)$$

$$\alpha_u \in A_u. \quad (1.18)$$

Методика решения задачи биооптимального проектирования в данной постановке состоит в следующем.. Для фиксированных параметров процесса изготовления α_u из области допустимых значений A_u решается задача (1.15), (1.16) и определяются параметры связи U_c . Проверяются ограничения (1.17). Далее решается задача (1.12), (1.13) и проверяются ограничения (1.14). Определяется значение функционала (1.11). Просматривая все α_u из A_u , можно найти минимум функционала (1.11).

Постановка задачи биооптимального проектирования (1.11)-(1.18) не имеет недостатков постановки (1.1)-(1.10). Действительно, критерий оптимальности (1.11) имеет простой физический смысл. Снимаются вопросы о выборе критерия оптимальности в задаче изготовления и о выборе класса функций для параметров оптимизации в задаче эксплуатации. В процессе решения мы получаем оптимальную конструкцию, которую можно получить в данном конкретном процессе изготовления из данного конкретного материала. Найденные оптимальные параметры процесса изготовления принадлежат области допустимых значений. Поэтому данное оптимальное изделие всегда можно изготовить. Т.к. найденное оптимальное решение удовлетворяет всем эксплуатационным ограничениям (1.14), то снимется вероятность поломки изделия при эксплуатации. Более достоверными становятся наши знания о запасе и распределении прочностных свойств изделия.

В следующем разделе конкретизируем постановку (1.11)-(1.18) для задачи биооптимального проектирования гидроцилиндров.

1.2. Постановка задачи биооптимального проектирования гидроцилиндров

Как уже было отмечено выше, гидроцилиндр состоит из цилиндрического полого корпуса с доньшками с перемещаемым внутри цилиндра штоком и поршнем. Перемещение штока обусловлено разностью давлений до поршня и

после него. В данной работе рассматриваются только гладкие цилиндры. Расчетная схема такого цилиндра представлена на рис.1.1. Расчет на прочность такого гидроцилиндра выполняется по максимально возможному внутреннему давлению P . Внутреннее давление действует как на боковую поверхность, так и на доньшки цилиндра. Учитывая, что длина цилиндра L обычно в 5 и более раз превосходит его диаметр и пренебрегая краевыми эффектами, можно в качестве задачи определения характеристик напряженно-деформированного состояния (НДС) гидроцилиндра рассматривать обычную задачу Ламе. В этом случае Ω_3 эквивалентна интервалу (R_1, R_2) .

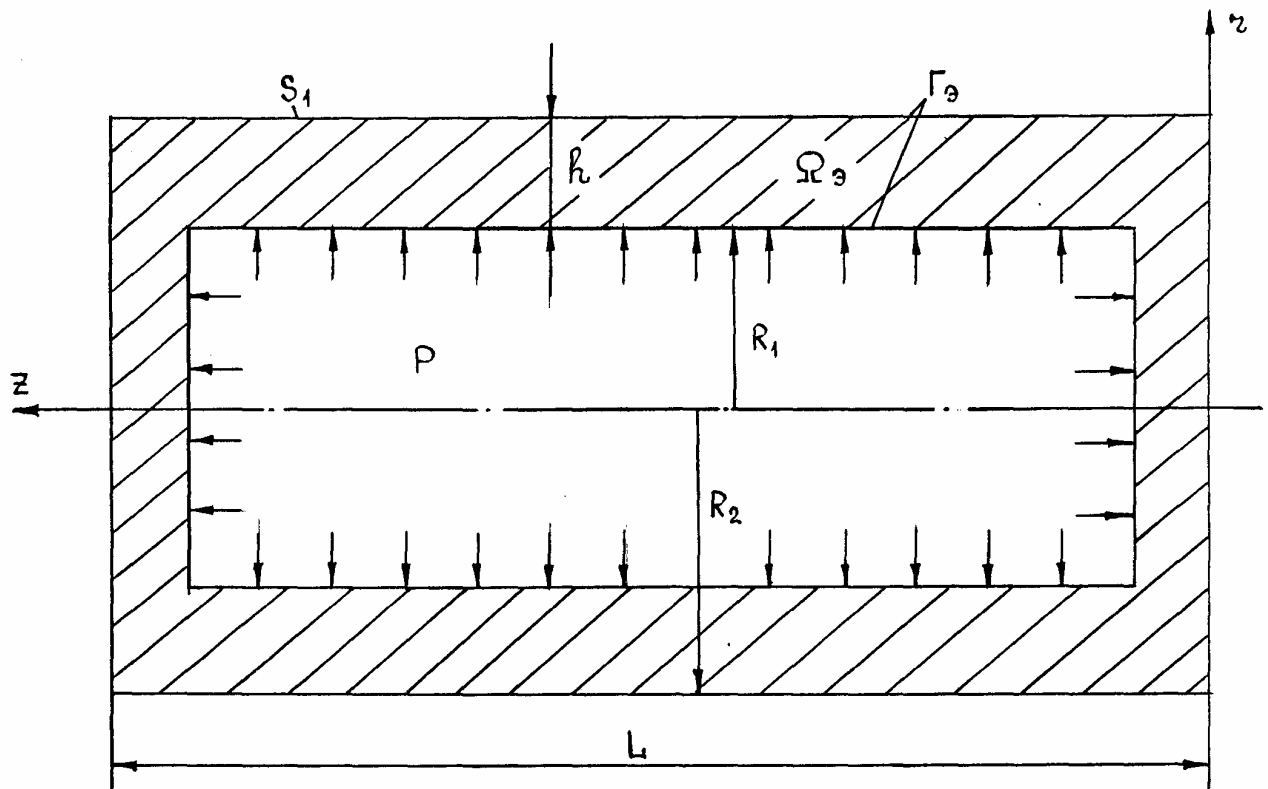


Рис.1.1. Расчетная схема

Для гладкого цилиндра характерно постоянство геометрических размеров по длине. Т.к. в условиях массового производства остро стоит вопрос о снижении материалоемкости, то в качестве критерия оптимальности (1.11) выбираем вес изделия. Для гладкого цилиндра данный критерий сводится к минимизации площади поперечного сечения гидроцилиндра. Т.к.

гидроцилиндры делятся по типоразмерам, то минимум площади поперечного сечения необходимо искать, зафиксировав один из радиусов цилиндра. В данной работе минимум площади поперечного сечения ищется для фиксированного внутреннего радиуса R_1 цилиндра. Окончательно критерий оптимальности (1.11) для гидроцилиндров сводится к минимизации толщины стенки h при фиксированном внутреннем радиусе R_1 .

В качестве ограничения (1.14) задачи эксплуатации используем критерий Губера-Мизеса-Генки /31/:

$$\sigma_i^*(r) \leq \sigma_S(r) / n \quad \forall r \in [R_1, R_2]$$

который выражает недопустимость появления при эксплуатации пластических деформаций.

Можно показать, что выбор в качестве критерия оптимальности веса гидроцилиндра, является не единственно возможным. Пусть задан некоторый функционал, задающий вес гидроцилиндра в виде $J_o(h)$, где

$$h(\cdot) \in U = \{h \in R \mid h_A \leq h \leq h_B\}.$$

Ограничения на прочность задаются с помощью следующего функционала

$$J_1(h) = n - \sigma_S(h) / \sigma_i^*(h) \leq 0.$$

Тогда можно сформулировать задачу оптимизации в следующем виде:

а) найти функцию $h(\cdot)$, сообщающую $\inf_{h \in U} J_o(h)$

при ограничении $J_1(h) \leq 0, \quad \forall h \in U.$

Построим Лагранжиан для данной задачи /2/

$$L(h, \lambda) = J_o(h) + \lambda J_1(h),$$

где $\lambda \geq 0$ – множитель Лагранжа.

Отметим, что функционалы J_o и J_1 зависят только от h и не зависят от \dot{h} . Тогда уравнение Эйлера имеет вид $Lh = 0$. Предположим, что данное уравнение Эйлера имеет решение $\hat{h}(\lambda)$, зависящее от множителя λ , причем, это решение

единственное. Подставляя это решение в ограничение на J_1 , находим λ . Тогда будет известно оптимальное решение $\hat{h}(\cdot)$ задачи (а).

Теперь рассмотрим другую задачу, где в качестве критерия оптимальности выберем запас прочности $J_1(h)$, а ограничением будет выступать вес цилиндра $G^* = J_0(\hat{h})$. Здесь \hat{h} является решением задачи (а). Тогда задачу оптимизации можно сформулировать в следующем виде:

б) найти функцию $h(\cdot)$, доставляющую $\sup_{h \in U} J_1(h)$

при ограничении $J_2(h) = J_0(h) - G^* \leq 0$.

Составим Лагранжиан данной задачи:

$$L_1(h, \mu) = J_1(h) + \mu J_2(\mu),$$

где $\mu \geq 0$. Отметим, что уравнение Эйлера также будет иметь вид $L_1 h = 0$, т.к. уравнения L и L_1 идентичны. Тогда решение уравнения Эйлера будет иметь вид $\tilde{h}(\mu)$. Подставляя его в ограничение для J_2 , найдем $\hat{\mu}$, а значит $\tilde{h}(\cdot)$.

Учитывая, что вид функций $\hat{h}(\cdot)$ и $\tilde{h}(\cdot)$ идентичен, а в ограничении для J_2 использовалась величина $J_0(\hat{h})$, то очевидно, что $\hat{h}(\cdot) = \tilde{h}(\cdot)$. Значит решения задач (а) и (б), если они существуют, совпадают, а сами эти задачи являются двойственными [2]. В данной работе используются обе постановки в зависимости от конкретной задачи.

Во введении были рассмотрены особенности применения технологий резания и ОМД при производстве гидроцилиндров. Неэнергоёмкое и сравнительно дешёвое оборудование, высокий коэффициент использования материала и возможность получения гидроцилиндров практически любой конфигурации – всё это заставляет искать пути внедрения процессов ОМД в производство.

Наиболее перспективной, по-видимому, можно считать технологию, состоящую из двух основных операций: полугорячее обратное выдавливание из круглой сплошной заготовки цилиндрического полого стакана (рис.1.2) и его

холодная обработка давлением с целью получения требуемых рабочих поверхностей и прочностных свойств материала (рис.1.3). В качестве последней операции, которую следует считать финишной, в данной работе рассматриваются три альтернативных процесса: автофретирование, вытяжка с утонением и дорнование /22, 23/.

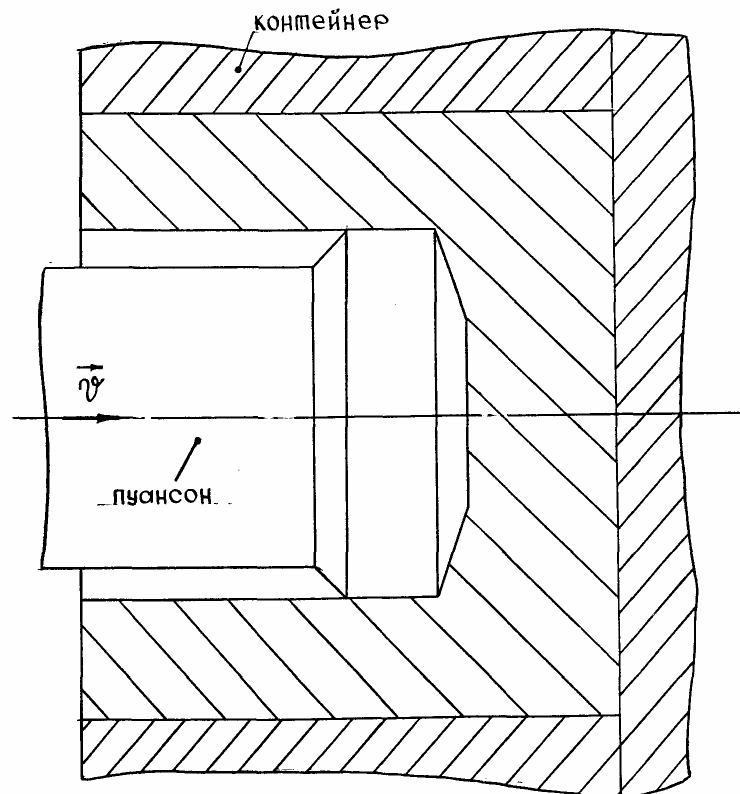


Рис.1.2. Обратное выдавливание

Первая операция позволяет из круглой заготовки получать полый стакан с требуемыми геометрическими параметрами. Использование операций обратного выдавливания позволяет отказаться от трубных заготовок, значительно повысить коэффициент использования металла. Вторая операция позволяет сформировать рабочие поверхности цилиндра с высокой точностью размеров и чистотой обработки (вытяжка с утонением, дорнование) или значительно повысить прочность (автофретирование). Так шероховатость поверхности детали, полученной холодным выдавливанием составляет 0,3-3,5 мкм, т.о. соответствует шероховатости шлифованной поверхности,

составляющей 1-10 мкм [22]. Следует отметить, что чистовая обработка резанием позволяет получать поверхности с шероховатостью лишь 10-15 мкм.

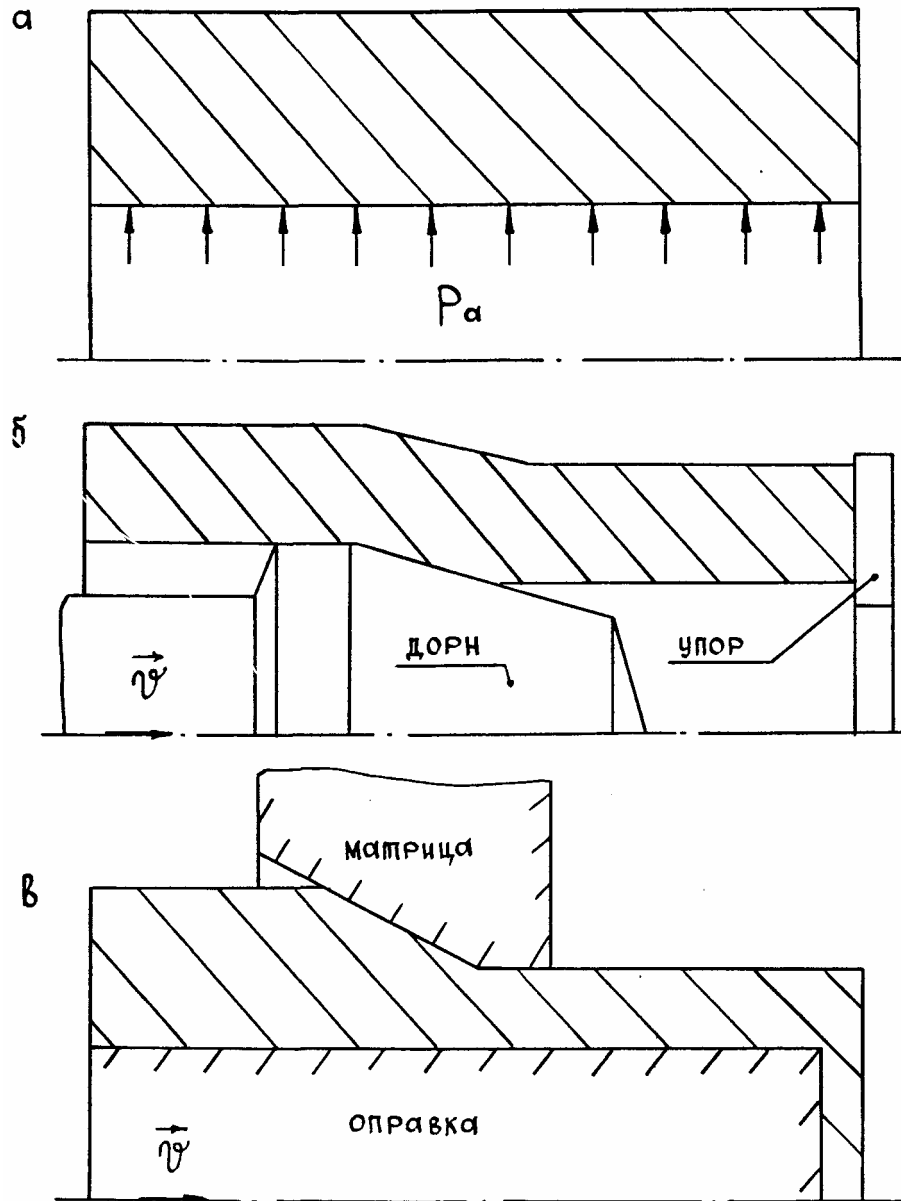


Рис.1.3. Финишные операции: а) автофретирование внутренним давлением;
 б) дорнование; в) вытяжка с утонением

Недостатком данной технологий можно считать относительную дороговизну внедрения операции полугорячего обратного выдавливания. Необходимость нагрева заготовок до 800-900°C требует установки дополнительного оборудования и сдерживает внедрение данного перспективного процесса в производство. Удешевить процесс внедрения

данной технологической цепочки может её поэтапная реализация. На первом этапе реализуется только последняя операция холодной обработки цилиндра давлением. В качестве исходной используется трубная заготовка. Внедрение данной операции позволит отказаться от обработки резанием и полирования внутренних поверхностей гидроцилиндра, которые являются наиболее трудоемкими. Кроме того, значительно повышаются прочностные характеристики, а значит возможно снижение веса гидроцилиндра.

Прочностные характеристики гидроцилиндра полностью определяются параметрами последней операции. Действительно, после процесса полугорячего деформирования степень упрочнения материала незначительна. Как было отмечено в работе /64/, уровень остаточных напряжений определяется только параметрами последнего процесса пластического деформирования и слабо зависит от предыдущих этапов нагружения. Поэтому исследование операций финишной обработки можно рассматривать независимо от черновой обработки гидроцилиндров.

Т.к. финишные операции вносят основной вклад в формирование окончательных прочностных свойств гидроцилиндра, то именно они рассматриваются в данной работе в качестве процессов изготовления. При этом не конкретизируется, как была получена исходная заготовка. В качестве такой заготовки может быть как трубная заготовка, так и стакан, полученный полугорячим обратным выдавливанием.

Итак, в качестве процессов изготовления гидроцилиндров в данной работе рассматриваются автофретирование внутренним давлением, вызывающим появление пластических деформаций, вытяжка с утонением и дорнование. Именно эти три процесса чаще других используются при производстве гидроцилиндров методами ОМД. Одной из целей работы является сравнение этих процессов между собой и выбор наиболее эффективного при производстве гидроцилиндров. В зависимости от используемого процесса изменяется набор параметров процесса изготовления

α_u . Так для автофретирования в качестве таких параметров могут выступать внешний радиус цилиндра R_2 и давление автофретирования P_a . Для процессов дорнования и вытяжки с утонением – геометрические параметры инструмента и заготовки, величина обжатия.

В данном разделе соотношения (1.15)-(1.17) конкретизироваться не будут. Это будет сделано в последующих главах при рассмотрении перечисленных выше процессов.

В качестве параметров связи $U_c(\alpha_u)$ выбираем распределение остаточных напряжений $\tilde{\rho}(r, \alpha_u)$ и прочностных свойств $\sigma_S(r, \alpha_u)$ по толщине стенки цилиндра.

Учитывая все выше изложенное, постановку задачи биооптимального проектирования гидроцилиндров запишем следующим образом. Найти параметры процесса изготовления α_i^* , доставляющие минимум функционалу

$$H^*(\alpha_u^*) = \min_{\alpha_u \in A_u} H(\alpha_u, \tilde{\sigma}(r), \tilde{\rho}(r), \sigma_S(r)) \quad (1.19)$$

при ограничениях типа равенств

$$F_3(r, \tilde{\sigma}(r), p, \tilde{\rho}(r, \alpha_u), \sigma_S(r, \alpha_u)) = 0, \quad r \in [R_1, R_2(\alpha_u)] \quad (1.20)$$

$$F_7^3(r, p) = 0, \quad r = R_1, \quad r = R_2(\alpha_u) \quad (1.21)$$

и ограничениях типа неравенств

$$\sigma_i^*(r, \alpha_u) \leq \sigma_S(r, \alpha_u) / n \quad \forall r \in [R_1, R_2] \quad (1.22)$$

где $\tilde{\rho}(r, \alpha_u)$ и $\sigma_S(r, \alpha_u)$ ищутся из решения задачи

$$F_u(r, U_u, \alpha_u, p_u, \tilde{\rho}(r, \alpha_u), \sigma_S(r, \alpha_u)) = 0, \quad r \in \Omega_u \quad (1.23)$$

$$F_7^u(r, U_u, P_u) = 0, \quad r \in \Gamma_u \quad (1.24)$$

при дополнительных ограничениях

$$\Psi_u(r, U_u, \alpha_u, p_u, \tilde{\rho}(r, \alpha_u), \sigma_S(r, \alpha_u)) \leq 0 \quad (1.25)$$

$$\alpha_u \in A_u. \quad (1.26)$$

В следующем разделе рассмотрим построение функционала (1.19) для задачи биооптимального проектирования гидроцилиндров.

1.3. Вывод обобщенного критерия задач биоптимального проектирования гидроцилиндров

Для получения обобщенного критерия (1.19) задачи бпоптимального проектирования гидроцилиндров остановимся более подробно на задаче определения характеристик НДС. Как было отмечено в предыдущем разделе, для гидроцилиндров в качестве такой задачи можно рассматривать задачу Ламе, имеющую аналитическое решение [8]. Согласно этому решению под действием внутреннего давления p в цилиндрических стенках гидроцилиндра возникают следующие напряжения:

$$\sigma_r = pa\left(1 - q/r_1^2\right), \quad \sigma_\theta = pa\left(1 + q/r_1^2\right), \quad \sigma_z = pa. \quad (1.27)$$

С учетом остаточных напряжений полные напряжения имеют вид

$$\sigma_r^* = \sigma_r + \rho_r; \quad \sigma_\theta^* = \sigma_\theta + \rho_\theta; \quad \sigma_z^* = \sigma_z + \rho_z; \quad \sigma_{rz}^* = \rho_{rz}.$$

Для интенсивности полных напряжений получим

$$\begin{aligned} \sigma_i^{*2} &= \frac{1}{2} \left[(\sigma_r^* - \sigma_\theta^*)^2 + (\sigma_\theta^* - \sigma_z^*)^2 + (\sigma_z^* - \sigma_r^*)^2 + 6\sigma_{rz}^{*2} \right] = \\ &= \sigma_i^2 + \rho_i^2 + \sigma_r(2\rho_r - \rho_\theta - \rho_z) + \sigma_\theta(2\rho_\theta - \rho_r - \rho_z) + \sigma_z(2\rho_z - \rho_\theta - \rho_r), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_i^2 &= \sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 + \sigma_z^2 - \sigma_r\sigma_\theta - \sigma_\theta\sigma_z - \sigma_z\sigma_r; \\ \rho_i^2 &= \rho_r^2 + \rho_\theta^2 + \rho_z^2 - \rho_r\rho_\theta - \rho_\theta\rho_z - \rho_z\rho_r + 3\rho_{rz}^2. \end{aligned}$$

Подставляя (1.27), получим

$$\sigma_i^{*2} = 3p^2a^2q^2/r_1^4 - 3paq(\rho_r - \rho_\theta)/r_1^2 + \rho_i^2. \quad (1.28)$$

Рассмотрим несколько частных случаев определения минимально допустимой толщины стенки гидроцилиндра.

$$\text{а) } \sigma_s(r_1) = \text{const}, \quad \tilde{\rho} \equiv \tilde{0}, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1]$$

В этом случае из (1.28) имеем $\sigma_i^{*2} = \sigma_i^2 = 3p^2a^2q^2/r_1^4$ или

$$\sigma_i = \sqrt{3}paq/r_1^2, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad (1.29)$$

Очевидно, что максимум функции $\sigma_i(r_1)$ наблюдается на внутренней поверхности цилиндра при $r_1=1$. Используя в качестве условия прочности (1.22), имеем для $r_1=1$:

$$\begin{aligned} \sqrt{3}paq \leq \sigma_s/n \quad \text{или} \\ p_1aqn \leq 1. \end{aligned} \quad (1.30)$$

Рассматривая в (1.30) предельный случай и подставляя значения a и q , получаем квадратное уравнение:

$$(p_1n - 1)h_1^2 + 2(p_1n - 1)h_1 + p_1n = 0. \quad (1.31)$$

Решая это уравнение, находим относительную толщину цилиндра

$$h_1 = \sqrt{Q} - 1, \quad (1.32)$$

где $Q = 1/(1 - p_1n)$.

Очевидно, что решение уравнения (1.31) существует при условии

$$p_1n < 1 \quad \text{или} \quad p < \sigma_s/\sqrt{3}n.$$

Как можно заметить, величина h_1 определяется произведением p_1 на коэффициент запаса n . На рис.1.4 показана зависимость h_1 от p_1n , с помощью которой можно подобрать минимально допустимые толщины гидроцилиндра.

$$\text{б) } \sigma_s(r_1) \neq const, \quad \tilde{\rho} \equiv \tilde{0}, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1].$$

В этом случае из (1.28) и (1.22) получим

$$\begin{aligned} \sigma_i = \sqrt{3}paq/r_1^2 \leq \sigma_s(r_1)/n, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad \text{или} \\ K(r_1) \left(1 - 1/(1 + h_1)^2\right) \geq 1, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \end{aligned} \quad (1.33)$$

где $K(r_1) = \sigma_s(r_1)r_1^2/\sqrt{3}pn$.

Считая p , n , h_1 и $\sigma_s(r_1)$ фиксированными, для любой точки поперечного сечения цилиндра всегда можно подобрать такое $h_1^*(r_1)$, которое переводило бы неравенство (1.33) в равенство. Величину $h_1^*(r_1)$ назовем "псевдотолщиной" для данной точки поперечного сечения цилиндра. Очевидно, что для каждой точки сечения значение псевдотолщины будет свое.

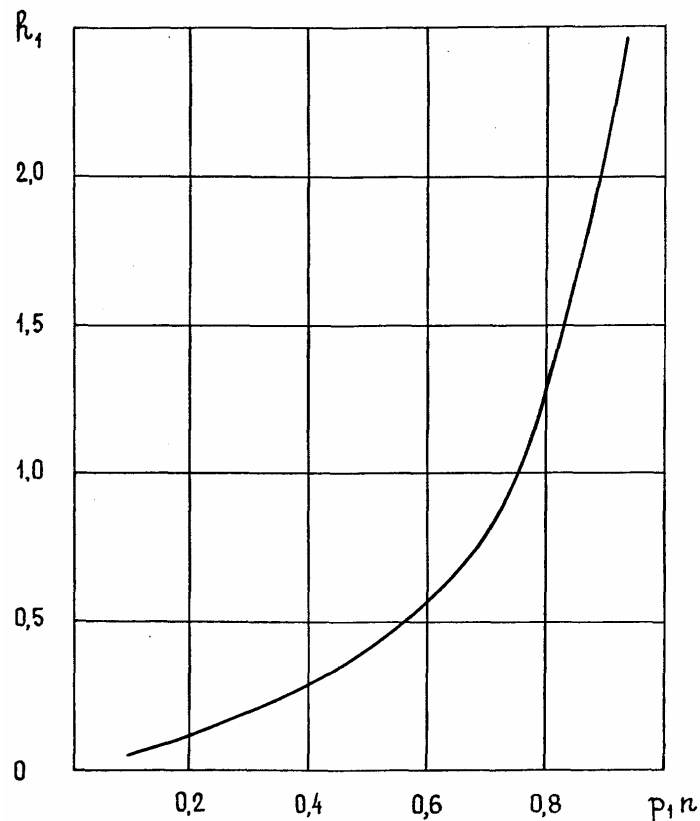


Рис.1.4. Зависимость относительной толщины h_1 от величины произведения относительного давления p_1 на коэффициент запаса n .

Заменяя в (1.33) h_1 на $h_1^*(r_1)$, получим следующее квадратное уравнение

$$(1 - K(r_1))h_1^{*2}(r_1) + 2(1 - K(r_1))h_1^*(r_1) + 1 = 0, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1].$$

Решая это уравнение, находим относительную псевдотолщину цилиндра в каждой точке сечения:

$$h_1^*(r_1) = \sqrt{Q(r_1)} - 1, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad (1.34)$$

где $Q(r_1) = K(r_1)/(K(r_1) - 1) > 1$, $K(r_1) > 1$.

Исследуем свойства псевдотолщины. Для этого введем понятие коэффициента запаса прочности в данной точке:

$$N(r_1) = \sigma_s(r_1) / \sigma_i(r_1), \quad r_1 \in [1, 1 + h_1]$$

Рассмотрим условие $N(r_1) < n$. Подставляя в него значение $N(r_1)$ и $\sigma_i(r_1)$, получим неравенство, аналогичное (1.33):

$$1 + \frac{1}{2h_1 + h_1^2} > K(r_1)$$

Чтобы данное неравенство сделать равенством, необходимо уменьшить его левую часть, т.е. увеличить h_1 . Т.к. для псевдотолщины справедливо

$$1 + \frac{1}{2h_1^*(r_1) + h_1^{*2}(r_1)} = K(r_1),$$

то должно выполняться условие

$$h_1^*(r_1) > h_1. \quad (1.35)$$

Итак, показана эквивалентность следующих утверждений

$$N_1(r_1) < n \quad \Leftrightarrow \quad h_1^*(r_1) > h_1. \quad (1.36)$$

Аналогично можно показать

$$N_1(r_1) \geq n \quad \Leftrightarrow \quad h_1^*(r_1) \leq h_1. \quad (1.37)$$

Т.е., $h_1^*(r_1)$ следует рассматривать как аналог коэффициента запаса прочности $N_1(r_1)$ в данной точке.

При проведении прочностного расчета гидроцилиндра необходимо потребовать выполнение условия

$$\max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} h_1^*(r_1) \leq h_1,$$

из которого можно определить минимально допустимую величину стенки гидроцилиндра.

$$в) \quad \sigma_S(r_1) \neq const, \quad \tilde{\rho}(r_1) \neq const, \quad r_1 \in [1, 1+h_1].$$

В этом случае из (1.28) и (1.22) получим:

$$\frac{3p^2 a^2 q^2}{r_1^4} - \frac{3paq(\rho_r - \rho_\theta)}{r_1^2} + \rho_i^2 \leq \left(\frac{\sigma_S(r_1)}{n} \right)^2, \quad \forall r_1 \in [1, 1+h_1].$$

Введем обозначения:

$$\Delta_1(r_1) = \rho_r(r_1) - \rho_\theta(r_1); \quad \Delta(r_1) = \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_S}{n} \right)^2 - \frac{1}{3} \rho_i^2(r_1).$$

Подставляя значения a и q и переходя к псевдотолщине $h_1^*(r_1)$, получим:

$$\begin{aligned}
& p^2(1 + 4h_1^*(r_1) + 6h_1^{*2}(r_1) + 4h_1^{*3}(r_1) + h_1^{*4}(r_1)) - \\
& - p(2h_1^*(r_1) + 5h_1^{*2}(r_1) + 4h_1^{*3}(r_1) + h_1^{*4}(r_1))r_1^2\Delta_1(r_1) - \\
& - (4h_1^{*2}(r_1) + 4h_1^{*3}(r_1) + h_1^{*4}(r_1))r_1^4\Delta(r_1) = 0, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1]
\end{aligned}$$

Сделав преобразования, получим

$$h_1^{*4}(r_1) + 4h_1^{*3}(r_1) + K_1h_1^{*2}(r_1) + K_2h_1^*(r_1) + K_3 = 0, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad (1.38)$$

где

$$\begin{aligned}
K_1(r_1) &= \frac{6p^2 - 5pr_1^2\Delta_1(r_1) - 4r_1^2\Delta(r_1)}{K_4(r_1)}; & K_2(r_1) &= 2p \frac{2p - r_1^2\Delta_1(r_1)}{K_4(r_1)}; \\
K_3(r_1) &= \frac{p^2}{K_4(r_1)}; & K_4(r_1) &= p^2 - pr_1^2\Delta_1(r_1) - r_1^2\Delta(r_1).
\end{aligned}$$

В соответствие с /38/ приведем уравнение (1.38) к "неполному" виду, сделав подстановку $h_1^*(r_1) = y - 1$. В итоге получим биквадратное уравнение

$$(K^2(r_1) - K(r_1)\Delta_1(r_1) - \Delta(r_1))y^4 + (K(r_1)\Delta_1(r_1) + 2\Delta(r_1))y^2 - \Delta(r_1) = 0,$$

где $K(r_1) = p / r_1^2$.

Требование положительности дискриминанта данного уравнения накладывает ограничения на распределения остаточных напряжений и прочностных свойств

$$D(r_1) = \Delta_1^2(r_1) + 4\Delta(r_1) \geq 0, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad (1.39)$$

Из условия неотрицательности псевдотолщины получаем ещё одно ограничение:

$$\frac{D_1(r_1) \pm \sqrt{D(r_1)}}{D_2(r_1)} > 1, \quad (1.40)$$

где $D_1(r_1) = -\Delta_1(r_1) - 2\Delta(r_1)/K(r_1)$; $D_2(r_1) = 2K(r_1) - \Delta_1(r_1) + D_1(r_1)$.

Введем обозначения:

$$Q^+(r_1) = (D_1(r_1) + \sqrt{D(r_1)})/D_2(r_1), \quad (1.41)$$

$$Q^-(r_1) = (D_1(r_1) - \sqrt{D(r_1)})/D_2(r_1). \quad (1.42)$$

Исследуем поведение функции Q^+ и Q^- в зависимости от Δ_1 и Δ . На рис. 1.5 и 1.6 показаны изолинии этих функций при изменении Δ_1 и Δ в окрестности нуля, именно вблизи нуля выявляются наиболее характерные особенности данных функций.

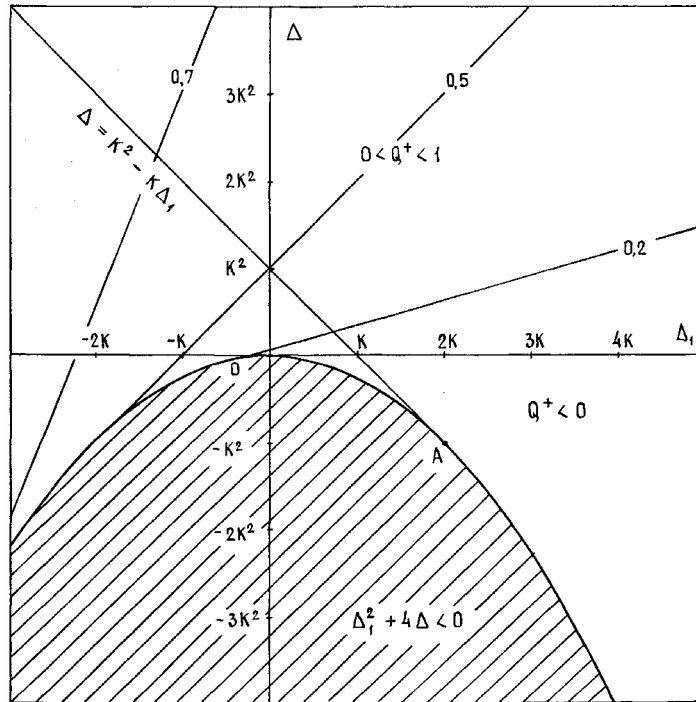


Рис.1.5. Изменение Q^+ в зависимости от Δ_1 и Δ .

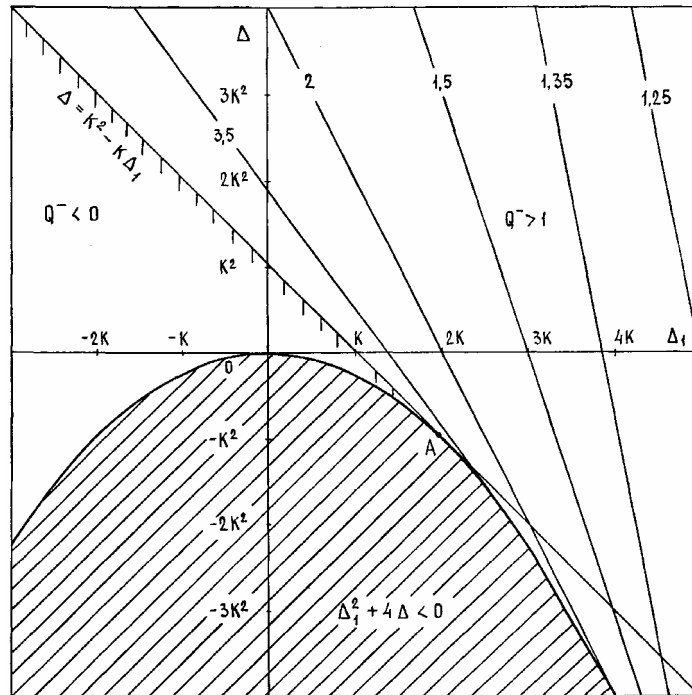


Рис.1.6. Изменение Q^- в зависимости от Δ_1 и Δ .

Ограничение (1.39) выделяет подобласть, ограниченную параболой, проходящей через начало координат. Следует отметить линию $\Delta = K^2 - K\Delta_l$, где знаменатель (1.40) равен нулю. Анализ приведенных результатов показывает, что ограничение (1.40) не выполняется при всех допустимых Δ_l и Δ для величины $Q^+(r_l)$. Величина $Q^-(r_l)$ уменьшается при увеличении Δ_l и Δ . Ограничение (1.40) выполняется для всех значений $Q^-(r_l)$, лежащих правее линии $\Delta = K^2 - K\Delta_l$. Т.е. выражение (1.41) несправедливо при любых значениях Δ_l и Δ и в дальнейших рассуждениях не участвует. Далее величину $Q^-(r_l)$ будем обозначать просто $Q(r_l)$. С учетом данного факта можно записать окончательное решение уравнения (1.38):

$$h_1^*(r_l) = \sqrt{Q(r_l)} - 1, \quad \forall r_l \in [1, 1 + h_1]. \quad (1.43)$$

Как и в предыдущем случае, покажем эквивалентность утверждений

$$N_l(r_l) \geq n \quad \Leftrightarrow \quad h_1^*(r_l) \leq h_1.$$

Учитывая, что распределение $\tilde{\rho}(r_l)$ и $\sigma_S(r_l)$, а также p , n и h_1 для данных параметров изготовления фиксированы, из ограничения $\sigma_S(r_l)/\sigma_i^*(r_l) \geq n$ можно получить неравенство в виде:

$$\frac{p^2}{r_l^4} \left(1 + \frac{1}{2h_1 + h_1^2} \right)^2 - \frac{p}{r_l^2} \Delta_l(r_l) \left(1 + \frac{1}{2h_1 + h_1^2} \right) \leq \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_S(r_l)}{n} \right)^2 - \frac{1}{3} \rho_i^2(r_l)$$

Для получения равенства нужно увеличить левую часть, т.е. уменьшить знаменатели для выражений в скобках. Т.к. для псевдотолщины данное неравенство должно перейти в равенство, то получим $h_1^*(r_l) \leq h_1$. Аналогично можно показать справедливость утверждения (1.36) для рассматриваемого случая распределений $\tilde{\rho}(r_l)$ и $\sigma_S(r_l)$.

Рассмотрим ограничение (1.37) подробнее. Подставим в него (1.43):

$$Q(r_l) \leq (1 + h_1)^2 \equiv q. \quad (1.44)$$

Объединяя (1.40) и (1.44), получаем ограничение на $Q(r_l)$:

$$1 < Q(r_l) \leq q, \quad \forall r_l \in [1, 1 + h_1] \quad (1.45)$$

или на $h_1^*(r_1)$:

$$0 < h_1^*(r_1) \leq h_1, \quad \forall r_1 \in [1, 1 + h_1] \quad (1.46)$$

Введем функцию $H_1 = \max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} h_1^*(r_1)$. Очевидно, что минимальная относительная толщина h_1 при фиксированных параметрах процесса изготовления будет соответствовать предельному случаю (1.46):

$$H_1(\alpha_u) = h_1(\alpha_u), \quad (1.47)$$

т.к. H_1 и h_1 являются функциями параметров процесса изготовления $\alpha_u \in A_u$. Таким образом, минимуму толщины h_1 соответствует минимум функции $H_1(\alpha_u)$ по α_u . Лежит данный минимум на пересечении поверхностей $H_1(\alpha_u)$ и $h_1(\alpha_u)$. Функционал $H_1(\alpha_u)$ можно использовать в качестве критерия оптимальности (1.19) в задаче (1.19)-(1.26). Данный критерий будем называть обобщенным, в том смысле, что он позволяет искать минимум толщины гидроцилиндра с учетом неоднородного распределения прочностных свойств и остаточных напряжений.

Полученный обобщенный критерий имеет ряд достоинств. Во-первых, с его помощью можно построить общую методику расчета на прочность и оптимального проектирования гидроцилиндров с учетом неоднородного распределения остаточных напряжений и прочностных свойств. Во-вторых, данный критерий не зависит от процесса изготовления. Для его использования достаточно знать функциональные зависимости распределений остаточных напряжений и прочностных свойств от параметров процесса изготовления, а также рабочее давление и коэффициент запаса прочности гидроцилиндра. И наконец, данный критерий позволяет сравнивать эффективность использования различных процессов изготовления гидроцилиндров и выбирать оптимальный.

1.4. Математическая постановка задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров с использованием обобщенного критерия

Используя обобщенный критерий, запишем окончательную постановку задачи биоптимального проектирования (1.19)-(1.26) гидроцилиндров.

Найти параметры процесса изготовления α_u , доставляющие минимум функционалу

$$H_1(\alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) \xrightarrow{\alpha_u \in A_u} \min, \quad (1.48)$$

где $H_1(\alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = R_1 \left(\max_{r \in [R_1, R_2(\alpha_u)]} \sqrt{Q} - 1 \right);$

$$Q(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = \frac{D_1 - \sqrt{D}}{D_2};$$

$$D_1 = -\Delta_I - 2\Delta/K; \quad D_2 = 2K - \Delta_I + D_I; \quad K(r) = pR_1^2/r^2;$$

$$\Delta_1(r, \alpha_u, \tilde{\rho}) = \rho_r(r) - \rho_\theta(r);$$

$$\Delta(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_S(r, \alpha_u)}{n} \right)^2 - \frac{1}{3} \rho_i^2(r, \alpha_u); \quad r \in [R_1, R_2(\alpha_u)]$$

при ограничении типа равенств

$$\max_{r \in [R_1, R_2(\alpha_u)]} Q(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = q(\alpha_u) \quad (1.49)$$

и ограничении типа неравенств

$$\Delta_1^2(r, \alpha_u, \tilde{\rho}) + 4\Delta(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) \geq 0, \quad r \in [R_1, R_2(\alpha_u)] \quad (1.50)$$

где $\tilde{\rho}(r, \alpha_u)$ и $\sigma_S(r, \alpha_u)$ определяются из решения задачи

$$F_u(r, \alpha_u, U_u, p_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = 0, \quad r \in \Omega_u \quad (1.51)$$

$$F_u^\Gamma(r, \alpha_u, U_u, p_u) = 0, \quad r \in \Gamma_u \quad (1.52)$$

и ограничения в виде неравенств

$$\Psi_u(r, \alpha_u, U_u, p_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) \leq 0, \quad (1.53)$$

$$\alpha_u \in A_u. \quad (1.54)$$

Одним из основных элементов, влияющих на прочность гидроцилиндров, являются остаточные напряжения. Поэтому особенно важно уметь правильно

определять, а затем проверять полученные распределения остаточных напряжений в численных или натуральных экспериментах. Вопросам контроля остаточных напряжений и их влиянию на прочность гидроцилиндра посвящена следующая глава.

2. ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА НА КОНСТРУКЦИОННУЮ ПРОЧНОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

2.1. Постановка задачи определения остаточных напряжений в телах осесимметричной формы

В [12] показано, что если длина цилиндра более чем в два раза превосходит его диаметр, то на расстоянии радиуса от торцевых поверхностей остаточные напряжения можно считать, функциями только радиуса.

$$\rho_r = \rho_r(r); \quad \rho_\theta = \rho_\theta(r); \quad \rho_z = \rho_z(r); \quad \rho_{rz} = \rho_{rz}(r), \quad r \in [R_1, R_2]. \quad (2.1)$$

Постановка краевой задачи определения остаточных напряжений для общего случая приведена в работе [64]. Если выполняются соотношения (2.1), то остаточные напряжения удовлетворяют:

уравнениям равновесия

$$r \frac{d\rho_r}{dr} + \rho_r = \rho_\theta, \quad r \in (R_1, R_2) \quad (2.2)$$

$$r \frac{d\rho_{rz}}{dr} + \rho_{rz} = 0, \quad r \in (R_1, R_2) \quad (2.3)$$

определяющим уравнениям

$$\begin{aligned} \eta_r^{(e)}(r)E &= \rho_r - \mu(\rho_\theta + \rho_z), \\ \eta_\theta^{(e)}(r)E &= \rho_\theta - \mu(\rho_r + \rho_z), \\ \eta_z^{(e)}(r)E &= \rho_z - \mu(\rho_r + \rho_\theta), \\ 2G\eta_{rz}^{(e)}(r) &= \rho_{rz}, \end{aligned} \quad r \in [R_1, R_2] \quad (2.4)$$

уравнениям совместности деформаций

$$r \frac{d^2\eta_\theta(r)}{dr^2} + 2 \frac{d\eta_\theta(r)}{dr} - \frac{d\eta_r(r)}{dr} = 0, \quad \eta_z = const, \quad r \in [R_1, R_2] \quad (2.5)$$

и граничным условиям

$$\rho_r(R_1) = \rho_r(R_2) = \rho_{rz}(R_1) = \rho_{rz}(R_2) = 0, \quad (2.6)$$

$$\int_{R_1}^{R_2} \rho_z(r)rdr = 0. \quad (2.7)$$

Здесь $\tilde{\eta}^{(e)}$ – тензор упругих остаточных деформаций, $\tilde{\eta} = \tilde{\eta}^{(e)} + \tilde{\eta}^{(p)} + \tilde{\eta}^{(T)}$ – тензор полных остаточных деформаций, $\tilde{\eta}^{(p)}$ и $\tilde{\eta}^{(T)}$ – известные тензоры остаточной пластической и температурной деформации.

Отметим, что условие (2.7) позволяет совместно с условием $\eta_z(r) = const$ определить напряжения $\rho_z(r)$ для любого значения r .

Одним из важнейших критериев проверки правильности полученных распределений остаточных напряжений в натурном или численном эксперименте является самоуравновешенность эпюр этих напряжений, т.е. равенство нулю главного вектора и главного момента. Обычно проверка самоуравновешенности остаточных напряжений довольно трудоемка. Попробуем для рассматриваемого одномерного распределения (2.1) остаточных напряжений сформулировать признаки самоуравновешенности эпюр.

Проинтегрируем уравнения (2.2) и (2.3) по радиусу, учитывая условия (2.6) на боковой поверхности цилиндра. Получим следующие выражения:

$$\int_{R_1}^{R_2} \rho_\theta(r) dr = 0; \quad \rho_{rz}(r) = 0, \quad r \in [R_1, R_2]$$

Из равенства нулю главного вектора остаточных напряжений для любого поперечного сечения должно быть справедливо условие (2.7) для осевых остаточных напряжений.

Для получения дополнительных условий на распределение $\rho_r(r)$ рассмотрим уравнение (2.2). При приближении к поверхности значение $\rho_r(r)$ стремится к нулю: (считаем, что функция $\rho_r(r)$ – непрерывна). Тогда в малой окрестности от поверхности уравнение (2.2) можно записать в виде

$$\frac{d\rho_r(r)}{dr} \Big|_{r=R_1} = \frac{\rho_\theta(R_1)}{R_1}, \quad \frac{d\rho_r(r)}{dr} \Big|_{r=R_2} = \frac{\rho_\theta(R_2)}{R_2}.$$

Наконец, в точке экстремума функции $\rho_r(r)$ должно выполняться условие $\frac{d\rho_r(r)}{dr} = 0$. Тогда из уравнения (2.2) имеем $\rho_r = \rho_\theta$.

Итак, учитывая всё вышеизложенное, можно сформулировать шесть признаков самоуравновешенности эпюр остаточных напряжений в осесимметричном случае:

1. Эпюра $\rho_\theta(r)$ самоуравновешена по радиусу поперечного сечения.
2. Эпюра $\rho_z(r)$ самоуравновешена по площади поперечного сечения.
3. Остаточные напряжения $\rho_{rz}(r)$ равны нулю в любой точке поперечного сечения цилиндра.
4. Остаточные напряжения $\rho_r(r)$ равны нулю на боковой поверхности цилиндра.
5. Градиент функции $\rho_r(r)$ на боковой поверхности цилиндра прямо пропорционален значению $\rho_\theta(r)$ на этой поверхности и обратно пропорционален величине радиуса. Для сплошного цилиндра при $r=0$ выполняется $\rho_r(0) = \rho_\theta(0)$.
6. Точки пересечения эпюр $\rho_r(r)$ и $\rho_\theta(r)$ соответствуют точкам экстремума функции $\rho_r(r)$.

Аналогичные признаки самоуравновешенности эпюр остаточных напряжений для осесимметричного случая приведены в работе /35/.

Из уравнения равновесия (2.2) с учетом четвертого признака следует выражение для определения радиальных остаточных напряжений $\rho_r(r)$ по распределению окружных напряжений $\rho_\theta(r)$

$$\rho_r(r) = \frac{1}{r} \int_{R_1}^r \rho_\theta(r) dr, \quad r \in [R_1, R_2] \quad (2.8)$$

Последнее соотношение позволяет по распределению окружных напряжений построить распределение радиальных. Соотношение (2.8) используется в некоторых экспериментальных методах определения остаточных напряжений.

Например, используя метод канавок /59/, достаточно просто определяется распределение окружных напряжений, а соотношение (2.8) позволяет определить распределение и радиальных напряжений.

2.2. Влияние остаточных напряжений на прочность гидроцилиндров в процессе эксплуатации

Признаки самоуравновешенности, рассмотренные в предыдущем разделе, позволяют значительно сузить класс функций, описывающих распределение остаточных напряжений. Для соотношений (2.1) должны выполняться следующие уравнения:

$$\rho_r(r) = \frac{1}{r} \int_{R_1}^r \rho_\theta(r) dr, \quad r \in [R_1, R_2] \quad (2.9)$$

$$\rho_r(R_1) = \rho_r(R_2) = 0, \quad (2.10)$$

$$\int_{R_1}^{R_2} \rho_\theta(r) dr = 0, \quad \int_{R_1}^{R_2} \rho_z(r) r dr = 0 \quad (2.11)$$

Функции, удовлетворяющие соотношениям (2.9)-(2.11), будем называть самоуравновешенными. Очевидно, простейший набор таких функций можно получить, принимая распределения $\rho_\theta(r)$ и $\rho_z(r)$ линейными:

$$\rho_\theta(r) = A_1 r + A_2; \quad \rho_z(r) = B_1 r + B_2, \quad r \in [R_1, R_2] \quad (2.12)$$

Для определения четырех коэффициентов в выражениях (2.12) добавим к соотношениям (2.11) условия на внутренней поверхности цилиндра. Причем выразим значения $\rho_\theta(R_1)$ и $\rho_z(R_1)$ как линейные функции внутреннего давления:

$$\rho_\theta(R_1) = -px, \quad \rho_z(R_1) = -py, \quad (2.13)$$

где $x, y \in R..$

Используя (2.9)-(2.13) и переходя к относительным величинам, получим следующие функции распределения остаточных напряжений

$$\begin{aligned}
\rho_r(r_1) &= px \frac{(r_1 - 1)}{r_1} \left(\frac{r_1 - 1}{h_1} - 1 \right), \\
\rho_\theta(r_1) &= px \left(2 \frac{r_1 - 1}{h_1} - 1 \right), \\
\rho_z(r_1) &= py \left(\frac{6 + 3h_1}{3h_1 + 2h_1^2} (r_1 - 1) - 1 \right), \quad r_1 \in [R_1, R_2]
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Пусть $\sigma_s(r) = const$. Тогда основное влияние на прочностные характеристики цилиндра оказывают остаточные напряжения, т.к. правая часть в условии прочности (1.22) будет неизменной. Поэтому увеличение прочности будет достигаться только за счет уменьшения левой части, т.е. за счет интенсивности полных напряжений. Для исследования влияния остаточных напряжений на прочность гидроцилиндра рассмотрим следующую задачу:

Найти x и $y \in R$, доставляющие минимум максимуму σ_i^* , т.е.

$$\max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} \sigma_i^*(r_1, x, y) \xrightarrow{x, y} \min, \tag{2.15}$$

где интенсивность полных напряжений определяется соотношением (1.28), а остаточные напряжения – (2.14).

Несложно показать, что для линейного распределения остаточных напряжений минимум по r_1 от σ_i^* достигается во внутренней точке, т.е. для $r_1 \in (1, 1+h_1)$. Тогда максимум σ_i^* может достигаться лишь на поверхностях цилиндра. Вычислим значения $\sigma_i^*(r_1, x, y)$ в этих точках:

$$\begin{aligned}
\sigma_i^{*2}(1, x, y) &= 3p^2 \left[K_1^2 - xK_1 + \frac{x^2 - xy + y^2}{3} \right], \\
\sigma_i^{*2}(1 + h_1, x, y) &= 3p^2 \left[a^2 + xa + \frac{x^2 - xyK_2 + y^2K_2^2}{3} \right],
\end{aligned}$$

где

$$K_1 = \frac{(1 + h_1)^2}{h_1(2 + h_1)}; \quad K_2 = \frac{3 + h_1}{3 + 2h_1}.$$

От x и y зависят только выражения в квадратных скобках, поэтому введем следующие функции:

$$f_1(x, y) = K_1^2 - xK_1 + \frac{x^2 - xy + y^2}{3},$$

$$f_2(x, y) = a^2 + xa + \frac{x^2 - xyK_2 + y^2K_2^2}{3}.$$

Функция $f_1(x, y)$ имеет минимум в точке $x^{(1)} = 2K_1; y^{(1)} = K_1; f_1(2K_1, K_1) = 0$.
 Функция $f_2(x, y)$ имеет максимум в точке $x^{(2)} = -2a; y^{(2)} = -a/K_2; f_2(-2a, -a/K_2) = 0$.
 То, что в найденных точках достигается минимум функций $f_1(x, y)$ и $f_2(x, y)$, можно проверить по выполнению следующих условий [28]:

$$\frac{\partial^2 f_i}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 f_i}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 f_i}{\partial x \partial y} > 0, \quad \frac{\partial^2 f_i}{\partial x^2} > 0, \quad i = 1, 2.$$

Т.к. $f_1(x, y)$ и $f_2(x, y)$ являются функциями второго порядка от x и y и их экстремумы не совпадают, то минимум σ_i^* следует искать на линии пересечения поверхностей $f_1(x, y)$ и $f_2(x, y)$:

$$x = \frac{3(K_1^2 - a^2) + (1 - K_2^2)y^2}{3(K_1 - a) + (1 - K_2)y}. \quad (2.16)$$

Поэтому в дальнейшем минимум σ_i^* искался для x и y , удовлетворяющих уравнению (2.16). На рис.2.1 показано распределение линий пересечения плоскостей $f_1(x, y)$ и $f_2(x, y)$ в зависимости от h_1 . Численное решение задачи (2.15) показало, что минимум функции σ_i^* не зависит от относительной толщины h_1 и достигается в точке

$$x^* = 1; y^* = 0,5,$$

т.е. когда на внутренней поверхности цилиндра окружные и осевые остаточные напряжения являются сжимающими и по величине равны внутреннему давлению для окружных и половине его для осевых напряжений. Найденное решение задачи (2.15) справедливо только в случае, если напряжения σ_r, σ_θ и σ_z описываются соотношениями (1.27), т.е. нет давления по внешней поверхности цилиндра и $\sigma_z = (\sigma_r + \sigma_\theta) / 2$.

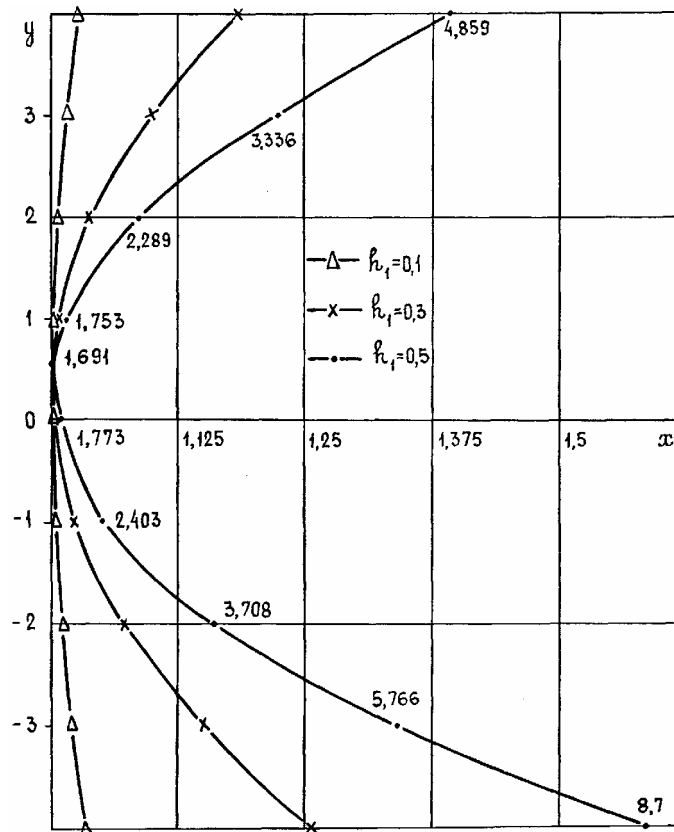


Рис.2.1. Линии пересечения поверхностей $f_1(x,y)$ и $f_2(x,y)$ в зависимости от h_1 .

Для $h_1=0,5$ показаны значения $f_1(x,y)$.

В дополнение к задаче (2.15) рассмотрим задачу о чувствительности прочностных характеристик цилиндра на изменение остаточных напряжений. Пусть $\sigma_s = const$, а остаточные напряжения описываются соотношениями (2.14). Рассмотрим следующую функцию

$$f(x, y) = \frac{\max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} \sigma_i^{*l}(r_1, x, y)}{\max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} \sigma_i^{*o}(r_1)}, \quad (2.17)$$

где $\sigma_i^{*(l)}(r_1, x, y)$ – интенсивность полных напряжений при линейном распределении остаточных напряжений; $\sigma_i^{*(o)}(r_1)$ – интенсивность напряжений (1.29) при отсутствии остаточных напряжений. Если $f(x,y) < 1$, то распределение остаточных напряжений при данных x и y повышает прочностные характеристики цилиндра, а при $f(x,y) > 1$ – ухудшает. На рис.2.2 показаны линии $f(x,y)=1$ при различных значениях относительной толщины

гидроцилиндра. Таким образом, если значения x и y лежат внутри области, ограниченной линией $f(x,y)=1$, то полученные остаточные напряжения играют положительную роль.

Анализируя результаты, приведенные на рис.2.2, можно сделать следующие выводы. При увеличении относительной толщины h_1 гидроцилиндра происходит увеличение влияния осевых остаточных напряжений на прочностные характеристики. Область допустимых значений для окружных напряжений практически не изменяется с увеличением h_1 . При этом влияние изменения окружных напряжений на прочностные характеристики более значительно, чем влияние изменения осевых напряжений.

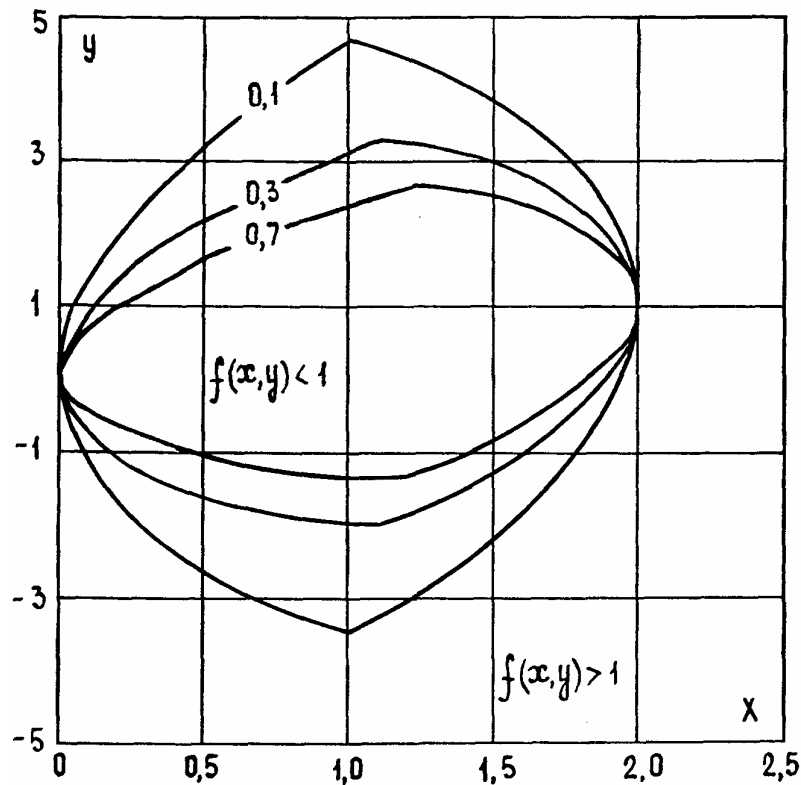


Рис.2.2. Функция $f(x,y)=1$ для относительных толщин 0,1; 0,3; 0,7.

Итак, если распределение остаточных напряжений описывается соотношениями (2.14), а $\sigma_s = const$, тогда справедливы следующие утверждения.

1. Окружные остаточные напряжения повышают прочностные характеристики в случае, если на внутренней поверхности они являются сжимающими, а их модуль изменяется от 0 до $2p$.
2. Влияние осевых остаточных напряжений существенным образом зависит от относительной толщины цилиндра. С увеличением относительной толщины цилиндра происходят уменьшение области, где осевые остаточные напряжения повышают прочностные свойства изделия.
3. Наибольшее увеличение прочности достигается, если на внутренней поверхности цилиндра окружные и осевые остаточные напряжения сжимающие и равны по модулю p и $p/2$ соответственно.

2.3. Влияние упрочнения материала на прочность гидроцилиндров

Очевидно, что с увеличением упрочнения материала повышаются прочностные характеристики гидроцилиндра. В соответствии с диаграммой деформирования материала упрочнение может изменяться от величины предела текучести σ_T до предела прочности σ_B материала. Таким образом, предел прочности материала характеризует максимально возможные прочностные характеристики изделия.

Используя предел прочности материала, можно ввести понятие минимально допустимой толщины гидроцилиндра h_{min} . При отсутствии остаточных напряжений по соотношению (1.32) получим

$$h_{1min}^{(0)} = \sqrt{Q^{(0)}} - 1,$$

где $Q^{(0)} = 1 / (1 - n P_{1max}), \quad P_{1min} = \sqrt{3}p / \sigma_B . \quad (2.18)$

В случае линейного распределения остаточных напряжений максимально возможные прочностные характеристики, как было показано в предыдущем разделе, достигаются при сжимающих окружных и осевых напряжениях на внутренней поверхности цилиндра и равных по модулю величине внутреннего давления для окружных и его половине для осевых напряжений.

Тогда, принимая $\sigma_s(r) = \sigma_B$, запишем для линейного распределения (2.14)

минимально возможную относительную толщину $h_{1\min}^{(n)}$:

$$h_{1\min}^{(n)} = \sqrt{Q^{(n)}} - 1,$$

$$\text{где } Q^{(n)} = \frac{2 + nP_{1\min}}{2 - nP_{1\min}}, \quad P_{1\min} = \sqrt{3}p/\sigma_B. \quad (2.19)$$

На рис.2.3 показаны зависимости $h_{1\min}^{(0)}$ и $h_{1\min}^{(n)}$ от величины $P_{1\max}$ и коэффициента запаса n . Анализ влияния $P_{1\max}$ и n на $h_{1\min}$ показывает, что с увеличением $P_{1\max}$ роль остаточных напряжений в повышении прочностных характеристик увеличивается. При этом с помощью создания благоприятного распределения остаточных напряжений возможно эксплуатировать гидроцилиндры при нагрузках, превышающих допустимые для цилиндров без остаточных напряжений.

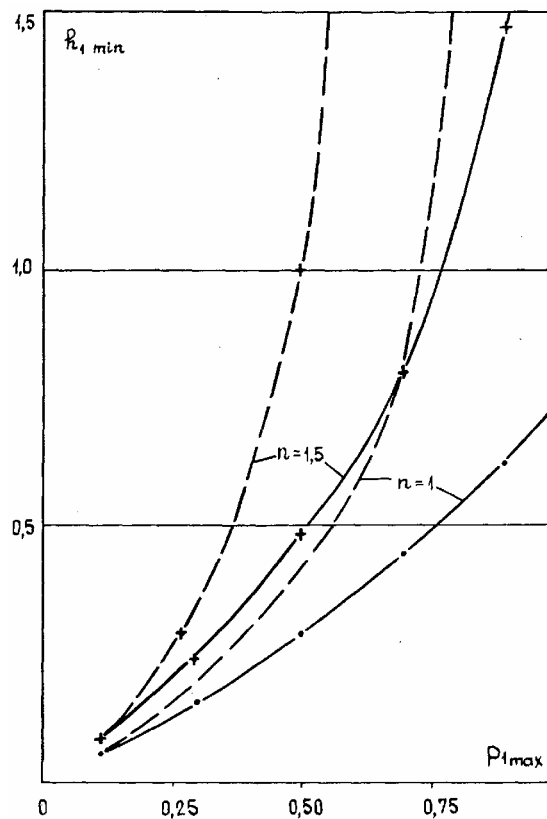


Рис.2.3. Влияние $P_{1\max}$ и n на минимально допустимую относительную толщину

— — — — без остаточных напряжений,
 ————— — линейные остаточные напряжения

2.4. Влияние релаксации остаточных напряжений и возврата механических свойств на прочность гидроцилиндра

Рабочий диапазон температур для серийных гидроцилиндров изменяется в пределах от -40 до $+40^{\circ}\text{C}$, т.е. соответствует температуре окружающей среды. Релаксация остаточных напряжений и возврат механических свойств наблюдается при температурах обычно выше 100°C . Так отжиг для снятия остаточных напряжений ведется при температурах выше 400°C /1/. Низкий отпуск также применяют при температурах выше 150°C . Механизм релаксации остаточных напряжений и возврат механических свойств связан с плотностью, расположением и подвижностью дислокаций в материале /82/. Степень возврата в металле существенным образом связана со степенью его деформации: чем больше последняя, тем меньшего разупрочнения следует ожидать. Кроме того, на степень релаксации и возврата сильное влияние оказывает наличие различных примесных атомов, которые препятствуют движению дислокаций.

Приведенные выше рассуждения позволяют сделать вывод, что в гидроцилиндрах не следует ожидать значительных изменений в распределении прочностных характеристик и остаточных напряжений в период эксплуатации. Развитые пластические деформации при изготовлении и низкие эксплуатационные температуры не способствуют активному протеканию процессов релаксации и возврата. Заметим, что в соответствии с результатами разделов 2.2 и 2.3 релаксация остаточных напряжений для случая низких внутренних давлений лишь в незначительной степени может снизить прочностные характеристики гидроцилиндра. При высоких относительных внутренних давлениях необходимо использовать высоколегированные материалы, которые обеспечивают низкую степень релаксации напряжений при обычных температурах /82/.

Определенный интерес представляет изучение чувствительности коэффициента запаса прочности при изменении (возврате) сопротивления

материала σ_S пластическому деформированию. Соотношения (2.18) и (2.19) можно разрешить относительно коэффициента запаса прочности

$$n^{(0)} = \frac{q-1}{p_1 q}; \quad n^{(n)} = \frac{2(q-1)}{p_1(q+1)}.$$

Пусть величина σ_S изменилась в k раз. Тогда можно определить величину изменения коэффициента запаса прочности:

$$n_k^{(0)} = \frac{q-1}{p_1 q} k; \quad n_k^{(n)} = \frac{2(q-1)}{p_1(q+1)} k. \quad (2.20)$$

Анализ соотношений (2.20) показывает, что чувствительность коэффициента запаса при изменении σ_S увеличивается с уменьшением относительного давления p_1 и с увеличением относительной толщины h_1 . На рис.2.4. показана величина чувствительности $n_k^{(0)}$ и $n_k^{(n)}$ при $k = 0,1$.

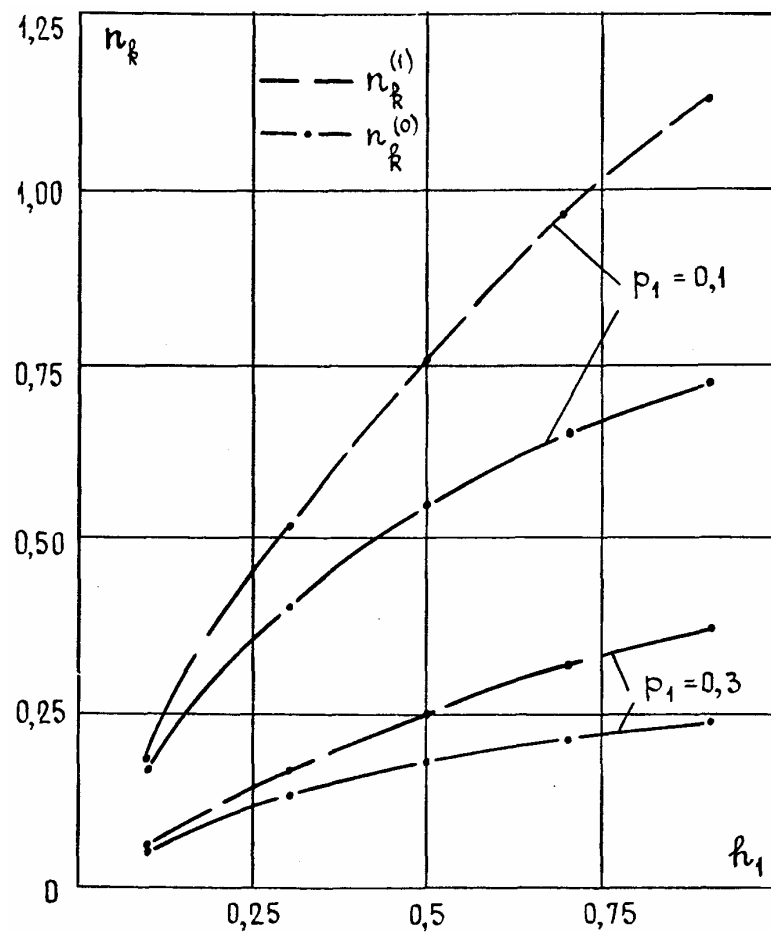


Рис.2.4. Чувствительность коэффициента запаса прочности в зависимости от относительной толщины h_1 и относительного давления p_1 при $k = 0,1$.

При наличии оптимального распределения остаточных напряжений изменение механических свойств вызывает большое изменение коэффициента запаса прочности. Так при снижении σ_s на 10 % запас прочности уменьшится для $h_l = 0,1$ и $p_l = 0,1$ на 0,174 для гидроцилиндра без остаточных напряжений и на 0,190 при линейном распределении последних. Для $h_l = 0,7$ и $p_l = 0,1$ снижение произойдет на 0,653 и 0,972 соответственно. Учитывая, что гидроцилиндры массовых серий обычно имеют относительную толщину менее 0,2, а коэффициент запаса прочности принимается равным 2, то возможный возврат механических свойств в период эксплуатации не является опасным.

3. ПОВЫШЕНИЕ КОНСТРУКЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ АВТОФРЕТИРОВАНИЕМ

3.1. Постановка и решение задачи автофретирования гидроцилиндров

В настоящее время в технике с особой остротой встал вопрос о построении конструкций с оптимальными свойствами. Для гидроцилиндров поставленный вопрос выливается в постановку двух различных задач: при заданных геометрических размерах и заданном внутреннем давлении получить гидроцилиндр максимальной прочности или при заданной эксплуатационном давлении, заданном внутреннем объеме и заданной прочности получить цилиндр минимального веса. В данной главе рассматривается решение данных биоптимальных задач для процесса автофретирования. Решение задач автофретирования цилиндра давно известно в литературе /3, 42, 53, 66/. Однако задача биоптимального проектирования цилиндров для процесса автофретирования еще не решалась. В работе /47/ приводятся результаты численного решения задачи получения автофретированием сферического сосуда минимального веса с заданным внутренним объемом, прочностью и заданным эксплуатационным давлением.

Для труб в настоящее время отсутствует методика подбора оптимального давления автофретирования. Существующие рекомендации сводятся, фактически, к подбору рационального давления автофретирования и к экспериментальной проверке эффективности выбранного давления /42/, что приводит к значительным материальным издержкам. Кроме того, необходимо отметить, что на современном этапе резко возрастают требования к прочности гидроцилиндров в ответственных конструкциях специального назначения. Для изготовления подобных гидроцилиндров используются сплавы с высокими механическими свойствами. Поэтому процесс автофретирования в данном случае требует создания сверхвысоких давлений автофретирования, что еще более усложняет экспериментальный подбор рациональной величины этого

давления. В связи с этим остро возникает проблема получения аналитических зависимостей оптимальной величины давления автофретирования от геометрических параметров цилиндра и величины эксплуатационного давления. Это, в свою очередь, обуславливает необходимость постановки и решения задачи биоптимального проектирования для автофретирования. С другой стороны, найденное аналитическое решение позволило бы не только проверить предложенную методику, но и сравнить ее с традиционными подходами к решению подобных задач.

С точки зрения механики деформируемого твердого тела данный способ приводит к осесимметричной упругопластической задаче для трубы под внутренним давлением (см. Рис. 3.1). Как отмечалось выше, упрочнение материала в процессе нагружения незначительно. Поэтому им можно пренебречь. Решение подобной задачи с целью определения характеристик напряженно-деформированного состояния приводится во многих монографиях, например, в [3, 42]. Рассмотрим данную задачу в предположении о плоско-деформированном состоянии и $\sigma_s = const$.

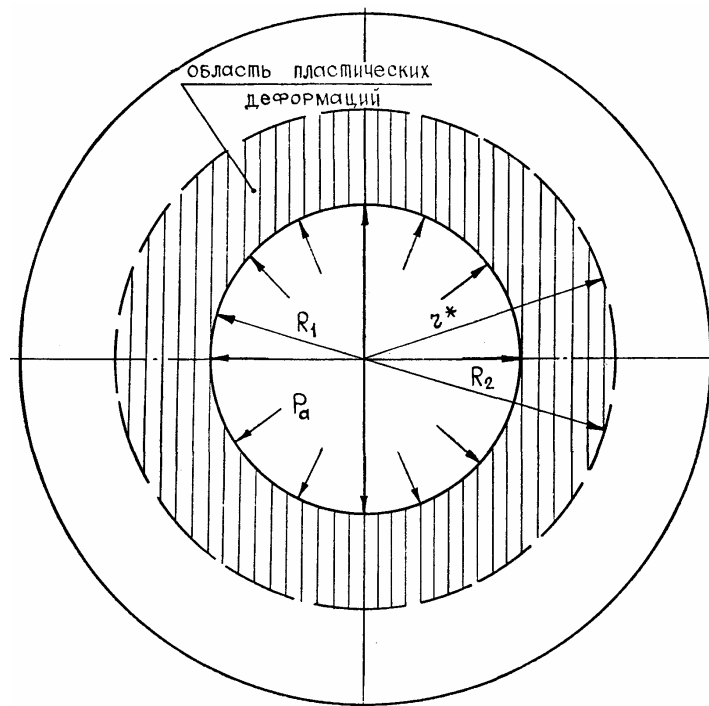


Рис.3.1. Схема автофретирования.

Условие появления пластической деформации

$$p_{a1} = \frac{\sqrt{3}p_a}{\sigma_s} \geq 1 - \frac{1}{q}. \quad (3.1)$$

Радиус пластической области r_1^* можно найти из решения трансцендентного уравнения

$$p_{a1} = 1 + 2 \ln r_1^* - \frac{r_1^{*2}}{q}, \quad r_1^* \in [1, 1 + h_1] \quad (3.2)$$

Тогда напряжения в области пластических деформаций

$$\begin{aligned} \sigma_{r1}^p &= -p_{a1} + 2 \ln r_1, \\ \sigma_{\theta1}^p &= -p_{a1} + 2(1 + \ln r_1), \\ \sigma_{z1}^p &= (\sigma_{r1}^p + \sigma_{\theta1}^p)/2, \quad r_1 \in [1, r_1^*] \end{aligned}$$

В области упругих деформаций

$$\begin{aligned} \sigma_{r1}^y &= p_1^* (1 - q/r_1^2), \\ \sigma_{\theta1}^y &= p_1^* (1 + q/r_1^2), \\ \sigma_{z1}^y &= (\sigma_{r1}^y + \sigma_{\theta1}^y)/2, \quad r_1 \in (r_1^*, 1 + h_1] \end{aligned}$$

где
$$p_1^* = \frac{(p_{a1} - 2 \ln r_1^*)r_1^{*2}}{q - r_1^{*2}} = \frac{r_1^{*2}}{q}.$$

Для неупрочнящего материала из (3.1) и (3.2) можно найти область изменения относительного давления автофретирования

$$1 - \frac{1}{q} \leq p_{a1} < 2 \ln \sqrt{q}. \quad (3.3)$$

Остаточные напряжения определяем по теореме о разгрузке А.А.Ильюшина /29/: вычесть из действительных напряжений, соответствующих данной нагрузке, величины напряжений, вычисленные для той же нагрузки в предположении об упругом поведении материала, т.е. следующие напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_{r1} &= p_{a1} a (1 - q/r_1^2), & \sigma_{\theta1} &= p_{a1} a (1 + q/r_1^2), \\ \sigma_{z1}^y &= p_{a1} a, & r_1 &\in [1, 1 + h_1] \end{aligned}$$

Используя приведенное выше правило, для области пластических деформаций получим следующие остаточные напряжения

$$\begin{aligned}\rho_{r1}^p &= -p_{a1} + 2 \ln r_1 - p_{a1} a (1 - q / r_1^2), \\ \rho_{\theta 1}^p &= -p_{a1} + 2 \ln r_1 + 2 - p_{a1} a (1 + q / r_1^2), \\ \rho_{z1}^p &= -p_{a1} + 2 \ln r_1 + 1 - p_{a1} a, \quad r_1 \in [1, r_1^*]\end{aligned}\quad (3.4)$$

Для области упругих деформаций

$$\begin{aligned}\rho_{r1}^y &= (p_1^* - p_{a1} a) (1 - q / r_1^2), \\ \rho_{\theta 1}^y &= (p_1^* - p_{a1} a) (1 + q / r_1^2), \\ \rho_{z1}^y &= p_1^* - p_{a1} a, \quad r_1 \in (r_1^*, 1 + h_1]\end{aligned}\quad (3.5)$$

Вычислим интенсивность остаточных напряжений в рассматриваемом случае

$$\rho_{i1}^2 = \rho_{r1}^2 + \rho_{\theta 1}^2 + \rho_{z1}^2 - \rho_{r1} \rho_{\theta 1} - \rho_{\theta 1} \rho_{z1} - \rho_{z1} \rho_{r1} = \frac{3}{4} (\rho_{r1} - \rho_{\theta 1})^2$$

или $\rho_{i1} = \frac{\sqrt{3}}{2} |\rho_{r1} - \rho_{\theta 1}|.$

Введем обозначение $\Delta_I = \rho_{r1} - \rho_{\theta 1}.$

В области пластических деформаций $\Delta_1^p = 2 \left(\frac{p_{a1} a q}{r_1^2} - 1 \right), \quad r_1 \in [1, r_1^*].$

В области упругих деформаций $\Delta_1^y = \frac{2(p_{a1} a - p_1^*) q}{r_1^2}, \quad r_1 \in (r_1^*, 1 + h_1]$

Окончательно для интенсивности остаточных напряжений имеем

$$\begin{aligned}\rho_{i1}^p(r_1) &= \sqrt{3} \frac{p_{a1} a q - r_1^2}{r_1^2}, \quad r_1 \in [1, r_1^*] \\ \rho_{i1}^y(r_1) &= \sqrt{3} \frac{p_{a1} a q - r_1^{*2}}{r_1^2}, \quad r_1 \in (r_1^*, 1 + h_1]\end{aligned}\quad (3.6)$$

На рис.3.2 показан пример распределения остаточных напряжений в цилиндре после автофретирования. На внутренней поверхности цилиндра образуются сжимающие окружные и осевые напряжения, а на внешней – растягивающие. Как было показано в предыдущей главе, наличие сжимающих напряжений на

внутренней поверхности повышает несущую способность цилиндра. Появление подобного распределения остаточных напряжений можно объяснить следующим образом. При приложении давления автофретирования все слои растягиваются в окружном направлении и сжимаются в радиальном. После разгрузки внутренние слои, деформированные пластически, не позволяют до конца разгрузиться внешним слоям. Поэтому для внешних слоев характерны растягивающие остаточные напряжения. Действие внешних слоев на внутренние приводит к возникновению в последних сжимающих остаточных напряжений.

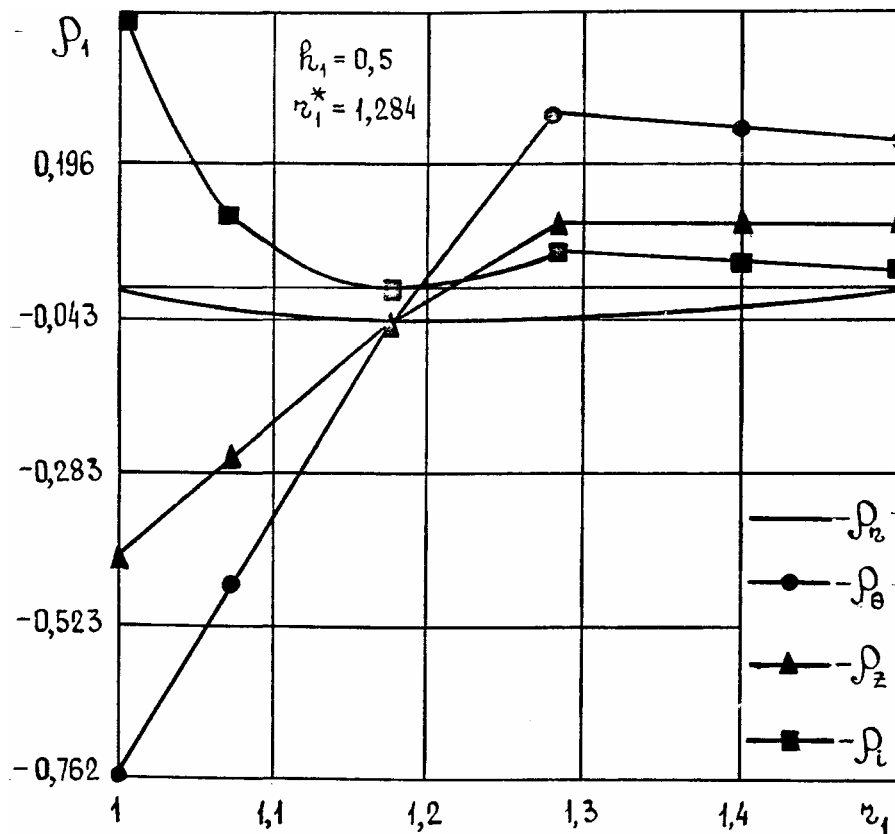


Рис.3.2. Распределение остаточных напряжений после автофретирования.

3.2. Влияние остаточных напряжений на прочность гидроцилиндров, полученных автофретированием

Рассмотрим задачу, аналогичную (2.15): найти такое значение давления автофретирования p_{a1} , которое доставляет минимум

$$\max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} \sigma_{i1}^*(r_1, p_1, p_{a1}) \rightarrow \min, \quad (3.7)$$

где интенсивность полных напряжений определяется соотношением (1.28), а остаточные напряжения – (3.4)-(3.5).

Подставляя (3.4)-(3.5) в (1.28), последнее можно, привести к виду

$$\begin{aligned}\sigma_{il}^{*p} &= \sqrt{3} \left| 1 - \frac{A}{r_1^2} \right| \frac{p_{a1} a q - r_1^2}{r_1^2}, & r_1 \in [1, r_1^*] \\ \sigma_{il}^{*y} &= \sqrt{3} \frac{|r_1^{*2} - A|}{r_1^2}, & r_1 \in (r_1^*, 1 + h_1]\end{aligned}\quad (3.8)$$

где $A = (p_{a1} - p_l) a q$.

Т.к. $r_l \geq 1$, то в упругой области максимум функции $\sigma_{il}^{*y}(r_1)$ достигается в точке $r_1 = r_1^*$. Поэтому более детально исследуем поведение функции $\sigma_{il}^{*p}(r_1)$, т.к. $\sigma_{il}^{*p}(r_1^*) = \sigma_{il}^{*y}(r_1)$.

Из условия прочности (1.22) и первого из уравнений (3.8) следует ограничение на A

$$r_1^2 \left(1 - \frac{1}{n} \right) \leq A \leq r_1^2 \left(1 + \frac{1}{n} \right), \quad \forall r_1 \in [1, r_1^*].$$

Учитывая, что данное ограничение должно выполняться для любого $\forall r_1 \in [1, r_1^*]$, то выберем наименьшую оценку при $r_l = 1$:

$$1 - \frac{1}{n} \leq A \leq 1 + \frac{1}{n}, \quad n \geq 1. \quad (3.9)$$

Из полученного ограничения следует, что $A \geq 0$, что будет выполняться при условии $p_{a1} \geq p_l$. Таким образом, для выполнения условия прочности (1.22) необходимо, чтобы давление автофретирования было не меньше рабочего давления.

Выясним соотношение между значениями функции $\sigma_{il}^{*p}(r_1)$ в точках $r_l=1$ и $r_l = r_1^*$. Т.к. $\sigma_{il}^{*p}(r_1)$ является монотонно убывающей или монотонно возрастающей функцией, то её максимум может лежать лишь на границах области определения. Найдем значение A^* , при котором выполняется равенство

$\sigma_{il}^{*p}(1) = \sigma_{il}^{*p}(r_1^*)$. Учитывая, что $1 - A < 0$, получим $A^* - 1 = 1 - \frac{A^*}{r_1^{*2}}$ или

$$A^* = \frac{2r_1^{*2}}{1 + r_1^{*2}}. \quad (3.10)$$

Т.к. $r_l^* \geq 1$, то несложно показать, что A^* изменяется от 1 до 2. Таким образом, для интенсивности полных напряжений справедливы следующие соотношения:

$$\sigma_{il}^{*p}(1) < \sigma_{il}^{*p}(r_1^*), \quad \text{если} \quad 1 - \frac{1}{n} \leq A < \frac{2r_1^{*2}}{1 + r_1^{*2}} \quad (3.11)$$

$$\sigma_{il}^{*p}(1) \geq \sigma_{il}^{*p}(r_1^*), \quad \text{если} \quad \frac{2r_1^{*2}}{1 + r_1^{*2}} \leq A \leq 1 + \frac{1}{n} \quad (3.12)$$

Исследуем поведение функции $\sigma_{il}^*(r_l, p_1, p_{a1})$ при выполнении ограничения (3.11), т.е. когда максимум по r_l расположен в точке $r_l = r_l^*$. Для этого рассмотрим функцию

$$f = 1 - \frac{A}{r_1^{*2}}. \quad (3.13)$$

При выполнении ограничения (3.11) справедливо неравенство $\frac{A}{r_1^{*2}} < 1$.

Поэтому первое из уравнений (3.8) можно записать в виде

$$\sigma_{il}^{*p}(r_1^*) = \sqrt{3} \left(1 - \frac{A}{r_1^{*2}} \right) = \sqrt{3} f(r_1^*).$$

Тогда с учетом соотношений (3.2), (3.11) и (3.13) задачу (3.7) можно записать в следующем виде: найти значение r_l^* , доставляющее минимум функции

$$f(r_1^*) \xrightarrow{r_1^*} \min \quad (3.14)$$

при ограничениях типа неравенств

$$1 - \frac{1}{n} \leq A(r_1^*) < \frac{2r_1^{*2}}{1 + r_1^{*2}}, \quad (3.15)$$

$$1 \leq r_1^* \leq \sqrt{q}, \quad (3.16)$$

где величину q можно найти, рассматривая предельный случай ограничения (1.22):

$$\sigma_{i1}^*(r_1^*) = \sigma_S / n.$$

Проведя необходимые преобразования, можно получить выражение для q :

$$q = \frac{1}{1 - n \left(1 - \left(1 - p_1 + 2 \ln r_1^* \right) / r_1^{*2} \right)} > 0. \quad (3.17)$$

Для решения задачи (3.14)-(3.16) можно воспользоваться общим алгоритмом решения задач с ограничениями [70], используя метод Лагранжа. Однако реализация данного алгоритма в рассматриваемой задаче ведет к громоздким вычислениям. Поэтому решим задачу (3.14) без ограничений (3.15)-(3.16), а затем проверим найденное решение на данных ограничениях.

Подставляя значение A и p_{al} , получим следующее выражение для функции $f(r_1^*)$:

$$f(r_1^*) = \frac{q}{q-1} \left(1 - \frac{1 - p_1 + 2 \ln r_1^*}{r_1^{*2}} \right).$$

Первая производная этой функции по r_1^* равна

$$\frac{df}{dr_1^*} = \frac{2q}{q-1} \cdot \frac{2 \ln r_1^* - p_1}{r_1^{*3}}$$

Приравняв $\frac{df}{dr_1^*}$ к нулю, находим стационарную точку

$$r_1^* = \exp(p_1/2). \quad (3.18)$$

Значение второй производной в этой точке

$$\frac{d^2 f}{dr_1^{*2}} \Big|_{\exp(p_1/2)} = \frac{2q}{q-1} \cdot \frac{2 + 6 \ln r_1^* - 3p_1}{r_1^{*4}} \Big|_{\exp(p_1/2)} = \frac{4q}{\exp(2p_1)(q-1)} > 0.$$

Значит точка $r_1^* = \exp(p_1/2)$ является точкой минимума функции $f(r_1^*)$.

Из (3.17) найдем соответствующее (3.18) значение q :

$$q^* = \frac{\exp(p_1)}{\exp(p_1) + n - n \exp(p_1)}. \quad (3.19)$$

Т.к. $p_1 > 0$ и $n > 1$, то справедливо следующее соотношение

$$1 < \exp(p_1/2) < \frac{\exp(p_1/2)}{\sqrt{\exp(p_1) + n - n \exp(p_1)}}?$$

т.е. ограничение (3.16) выполняется. Проверим выполнение ограничения (3.15).

Подставляя значение $r_1^* = \exp(p_1/2)$ и q^* из (3.19), можно вычислить A и A^* :

$$A = \exp(p_1) \frac{n-1}{n}, \quad A^* = \frac{2 \exp(p_1)}{\exp(p_1) - 1}.$$

На рис 3.3 показана линия $A = A^*$. Ниже этой линии лежит область, где справедливо, ограничение (3.11).

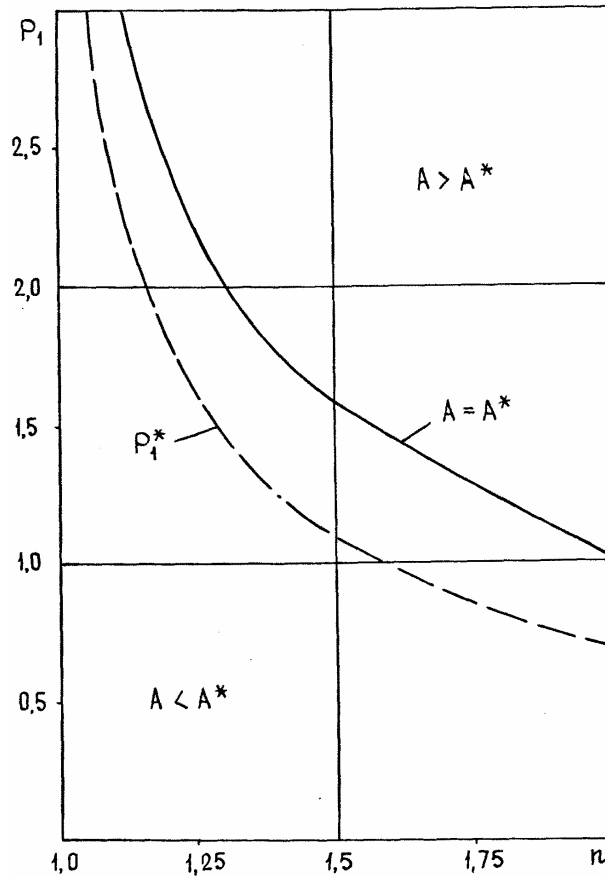


Рис.3.3. Соотношение величин A , A^* и p_1^*

Т.к. $q > 0$, то из (3.19) получаем ограничение на p_1 :

$$p_1 < \ln \frac{n}{n-1} = p_1^*. \quad (3.20)$$

На рис.3.3 показано изменение p_l^* в зависимости от n . Как можно видеть из приведенных: результатов, линия $p_l^* = p_l^*(n)$ лежит ниже линии $A = A^*$, т.е. при $r_1^* = \exp(p_l/2)$ всегда выполняется ограничение (3.15), если величина p_l меньше p_l^* .

Таким образом, решение (3.18) соответствует внутренней точке области допустимых значений и является решением задачи (3.14)-(3.16).

Исследуем поведение функции $\sigma_{il}^*(r_1, p_1, p_{a1})$ при выполнении ограничения (3.12), т.е. когда максимум по r_l расположен в точке $r_l=1$. Для этого рассмотрим функцию

$$f_1 = A - 1 = (1 + 2 \ln r_1^* - r_1^{*2} / q - p_1) a q - 1.$$

Первая производная этой функции по r_l^* равна нулю в точке

$$r_1^* = \sqrt{q}. \quad (3.21)$$

Вторая производная в этой точке равна

$$\frac{d f_1}{d r_1^{*2}} \Big|_{r_1^* = \sqrt{q}} = -4a < 0,$$

т.е. имеем точку максимума. Учитывая, что $r_1^* \in [1, \sqrt{q}]$, можно заключить, что функция f_1 является возрастающей при увеличении r_l^* и достигает максимума при $r_1^* = \sqrt{q}$. Т.к. $A \geq A^*$, то очевидно минимум функции f_1 достигается при $A=A^*$, т.е. когда интенсивности полных напряжений при $r_l=1$ и при $r_l = r_l^*$ равны. Таким образом, при выполнении ограничения (3.12) нельзя получить значение $\sigma_{il}^{*p}(1)$ менее, чем $\sigma_{il}^{*p}(r_1^*)$ при $A=A^*$. Если заменить ограничение (3.15) в задаче (3.14)-(3.16) на ограничение (3.9), то, учитывая выше изложенное, решение такой новой задачи будет совпадать с решением (3.18). Для иллюстрации данного вывода рассмотрим функцию

$$F(r_1^*, h_1) = \max(\sigma_{il}^*(1) / \sqrt{3}, \sigma_{il}^*(r_1^*) / \sqrt{3}),$$

где $r_l^* \in [1, 1+h_l]$.

На рис.3.4 приведены изолинии данной функции при $p_I=0,1$. Штриховой линией показано изменение функции $F(\exp(p_I/2), h_I)$. Заштрихованная область соответствует выполнению ограничения (3.12). Как показали численные исследования, при увеличении p_I область выполнения условия (3.12) сдвигается вправо. Качественная картина распределения $F(r_I^*, h_I)$ при этом не изменяется.

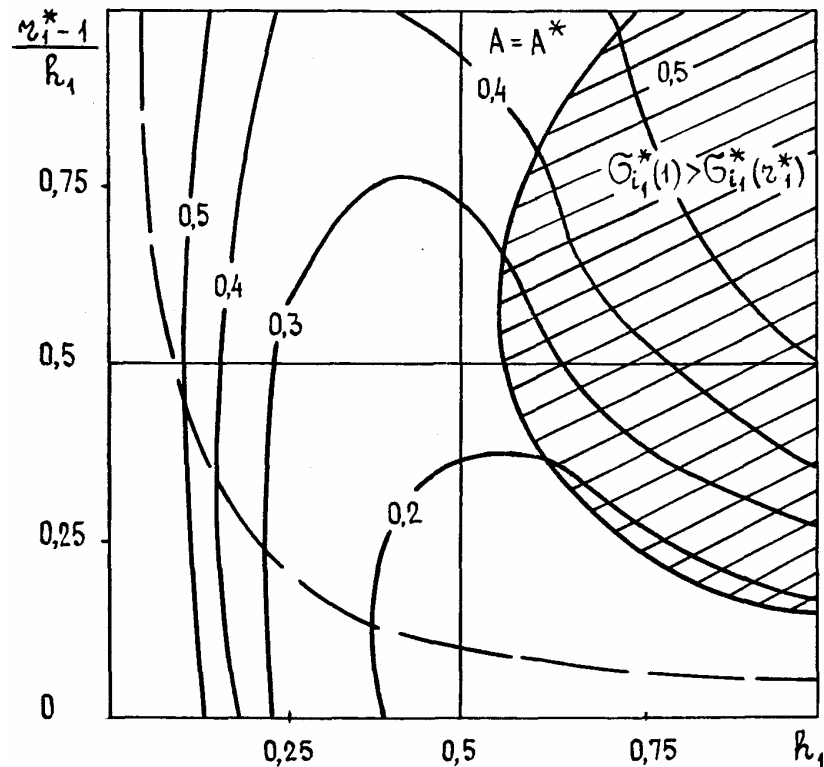


Рис. 3.4. Зависимость функции $F(r_I^*, h_I)$ от h_I и r_I^* для $p_I=0,1$.

Приведенные результаты позволяют сделать вывод о нецелесообразности создания распределений остаточных напряжений, удовлетворяющих ограничению (3.12). Действительно, данные распределения реализуются на относительно толстостенных цилиндрах и требуют для своего создания значительных давлений автофретирования.

Таким образом, величина радиуса зоны пластичности (3.18) является оптимальной с точки зрения повышения несущей способности цилиндра.

3.3. Получение гидроцилиндров минимального веса автофретированием

В предыдущем разделе рассмотрен вопрос о влиянии остаточных напряжений, возникающих после автофретирования, на конструкционную прочность гидроцилиндров. Оптимальное распределение остаточных напряжений получается, если радиус зоны пластичности равен $\exp(p_1/2)$. Данный результат показывает зависимость r_I^* только от рабочего относительного давления. Поэтому его удобно использовать для проектирования гидроцилиндров минимального веса. В силу двойственности рассматриваемой задачи минимум веса можно получить, рассматривая предельный случай ограничения (1.22). Именно для предельного случая получены соотношения (3.17) и (3.19) для q . Подставляя в последнее соотношение значение $q = (1+h_I)^2$, можно найти $h_I^{(A)}$:

$$h_I^{(A)} = \sqrt{q^*} - 1, \quad (3.22)$$

где $q^* = \frac{\exp(p_1)}{\exp(p_1) + n - n \exp(p_1)}$.

Т.к. q^* соответствует предельному случаю (1.22), то соотношение (3.22) позволяет вычислить наименьшую относительную толщину для данного рабочего давления.

Интересные результаты дает сравнение относительной толщины $h_I^{(A)}$ с минимально допустимыми толщинами при отсутствии остаточных напряжений (2.18) и при линейном распределении последних (2.19). На рис.3.5 и 3.6 показаны распределения предельных относительных толщин $h_I^{(0)}$, $h_I^{(л)}$ и $h_I^{(A)}$ в зависимости от относительного рабочего давления p_1 и коэффициента запаса прочности n . Данные результаты показывают, что оптимальное распределение остаточных напряжений, полученных автофретированием, позволяет спроектировать более тонкостенный цилиндр при коэффициентах запаса прочности, близких к единице. При коэффициенте запаса прочности 1,5

линейное распределение остаточных напряжений является более предпочтительным.

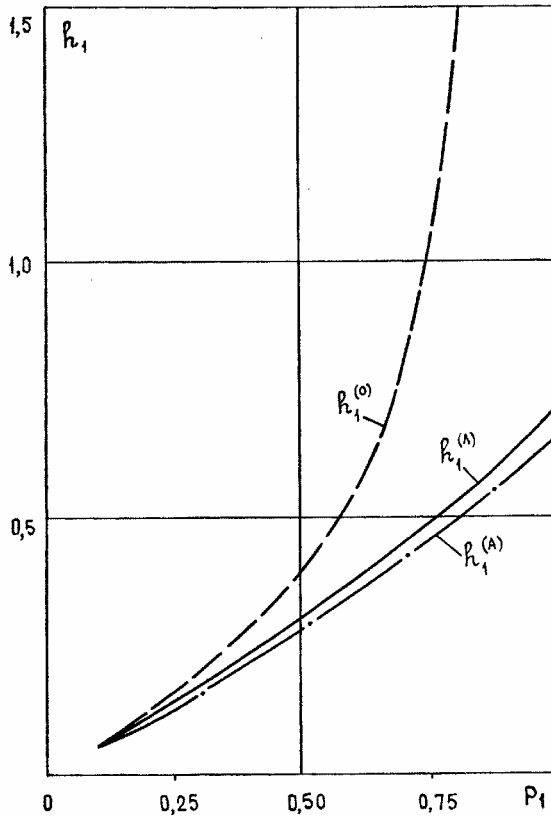


Рис. 3.5. Минимальная относительная толщина $h_1^{(0)}$, $h_1^{(n)}$ и $h_1^{(A)}$ в зависимости от p_1 при $n=1$.

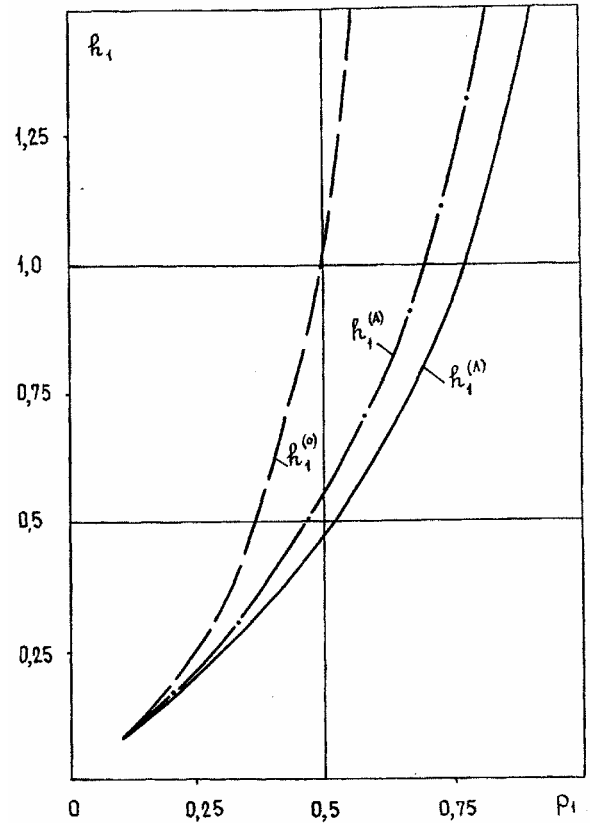


Рис. 3.6. Минимальная относительная толщина $h_1^{(0)}$, $h_1^{(n)}$ и $h_1^{(A)}$ в зависимости от p_1 при $n=1,5$.

Решение (3.22) является аналитическим. Поэтому его можно использовать в качестве тестового для предложенной методики решения задачи биоптимального проектирования. Рассмотрим на задаче автофретирования традиционную постановку задачи биоптимального проектирования (1.1)-(1.10). В качестве решения задачи эксплуатации (1.1)-(1.5) примем найденное в главе 2 оптимальное линейное распределение остаточных напряжений (2.14), где $x = 1$, $y = 0,5$. Рассмотрим решение задачи изготовления (1.6)-(1.10). В качестве критерия оптимальности (1.6) выберем норму приближения полученного в процессе изготовления распределения остаточных напряжений к оптимальному линейному распределению. Рассмотрим два типа критерия оптимальности:

а) норма по Лебегу

$$J_1 = \frac{1}{h_1} \int_1^{1+h_1} |\rho_{\theta 1}^{(A)}(r_1) - \rho_{\theta 1}^{(n)}(r_1)| dr_1 \quad (3.23)$$

б) норма по Чебышеву

$$J_2 = \max_{r_1 \in [1, 1+h_1]} |\rho_{\theta 1}^{(A)}(r_1) - \rho_{\theta 1}^{(n)}(r_1)| \quad (3.24)$$

В критериях используются только окружные напряжения, как определяющие при автофретировании.

В качестве параметров оптимизации используем радиус зоны пластичности r_1^* величину относительной толщины h_1 .

На рис.3.7а,б показано изменение величины приближения остаточных напряжений к оптимальному линейному распределению в зависимости от величины r_1^* и h_1 . Показано оптимальное значение радиуса зоны пластичности, полученное из решения (3.22).

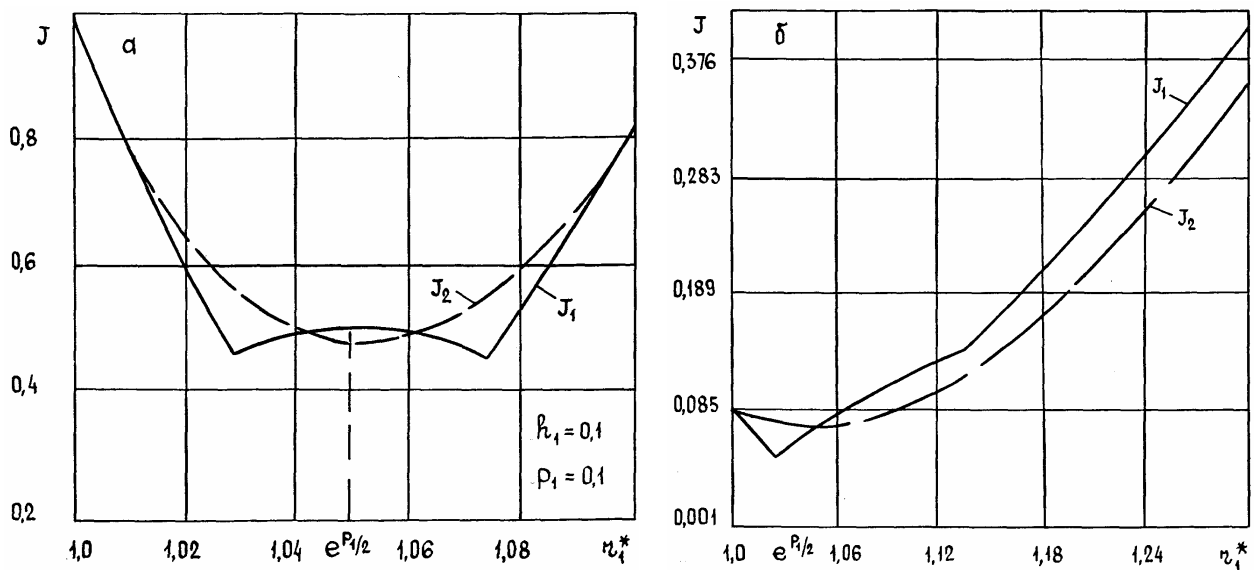


Рис. 3.7. Изменение величины приближения остаточных напряжений к оптимальному распределению.

Рассмотрение приведенных на рис.3.7 результатов позволяет предварительно сделать вывод о том, что наилучшее приближение к оптимальному решению (3.22) следует ожидать при использовании критерия (3.23). Сравнение полученных результатов проведем для цилиндра,

рассчитанного на рабочее давление $p=20$ МПа, с внутренним радиусом $R_I=40$ мм, коэффициентом запаса прочности $n = 2$ и предела текучести $\sigma_S = 320$ МПа.

Данному рабочему давлению соответствует $p_I = 0,108$. Используя (3.18) и (3.22), вычислим r_I^* и $h_I^{(A)}$:

$$r_I^* = 1,055; \quad h_I^{(A)} = 0,121. \quad (3.25)$$

Используя метод прямого поиска, решалась задача в традиционной постановке. Для критерия J_1 минимальное значение относительной толщины составило $h_{1J_1}^{(A)} = 0,123$. Для критерия J_2 соответствующее решение позволило получить $h_{1J_2}^{(A)} = 0,127$. Отсюда видно, что критерий (3.23) позволяет получить решение более близкое к аналитическому (3.22).

Рассмотрим решение задачи биоптимального проектирования в постановке (1.48)-(1.54). В качестве параметров оптимизации также рассмотрим r_I^* и h_I . На рис.3.8 показана линия, удовлетворяющая ограничению (1.49) или (1.47): $H_I(\alpha_u) = h_I(\alpha_u)$. Точка M на этой кривой соответствует точке оптимума:

$$r_I^* = 1,056; \quad h_I^{(A)} = 0,122. \quad (3.26)$$

Данное решение получено методом прямого поиска. Как видно, полученный результат практически совпадает с результатом аналитического решения (3.25).

Итак, приведенные результаты позволяют сделать следующие выводы:

- впервые получено аналитическое решение задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров для автофретирования;
- показано, что раздельное решение задачи оптимального проектирования и изготовления может приводить к неединственности решения;
- сравнение результатов по предложенной методике с результатами аналитического решения позволяют сделать вывод о правильности предлагаемого подхода;

- полученное аналитическое решение задачи биоптимального проектирования позволяет получить гидроцилиндр максимальной прочности при заданном эксплуатационном давлении и геометрии или гидроцилиндр минимального веса при заданном эксплуатационном давлении, внутреннем давлении и прочности, а также позволяет снизить затраты на разработку технологии для конкретного типа гидроцилиндров.

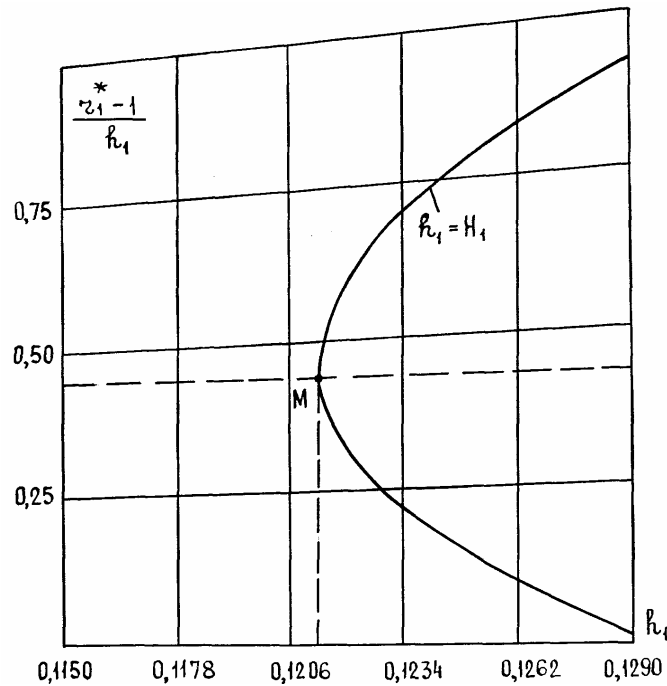


Рис. 3.8. Линия $H_1(\alpha_{ul}) = h_1(\alpha_{ul})$.

Результаты решения указанных биоптимальных задач использованы при разработке автоматизированного рабочего места технолога и переданы на Пермский машиностроительный завод им. В.И.Ленина.

4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ПРЕССОВАНИЯ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МИНИМАЛЬНОГО ВЕСА

В данной главе рассматриваются процессы вытяжки с утонением и дорнования и проводится сравнение данных процессов и процесса автофретирования с точки зрения эффективности применения для получения гидроцилиндров. В отличие от процесса автофретирования процессы вытяжки с утонением и дорнования не имеют аналитического решения для определения характеристик напряженно-деформированного состояния. Поэтому приходится использовать довольно сложные программные комплексы по решению нелинейных стационарных термоупругопластических задач, основанных на использовании метода конечных элементов [25,71]. Данное обстоятельство, конечно, усложняет решение задачи биоптимального проектирования.

4.1. Математическая постановка задачи оптимизации процесса прессования

Для подавляющего числа гидроцилиндров длина цилиндра во много раз превосходит величину диаметра. Поэтому процесс изготовления прессованием можно рассматривать как установившийся стационарный процесс, т.е. как стационарную осесимметричную задачу термоупругопластичности. Конкретизируем соотношения (1.51)-(1.54) для данного класса задач изготовления. С математической точки зрения задачи по определению остаточных напряжений и упрочнения в процессах вытяжки с утонением и дорнования отличаются только конфигурацией области и граничными условиями. Поэтому постановку задачи биоптимального проектирования рассмотрим на примере процесса вытяжки с утонением (рис.4.1).

Пусть исследуемое тело занимает область Ω с границей Γ ($\bar{\Omega} = \Omega \cup \Gamma$). Используя соотношения теории течения, рассмотрим следующую задачу:

Найти параметры процесса прессования α_u , доставляющие минимум функционалу

$$H(\alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) \xrightarrow{\alpha_u \in A_u} \min, \quad (4.1)$$

где $H(\alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = R_1 \left(\max_{r \in [R_1, R_2]} \sqrt{Q} - 1 \right);$

$$Q(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = \frac{D_1 - \sqrt{D}}{D_2};$$

$$D = \Delta_1^2 - 4\Delta; \quad D_1 = -\Delta_1 - 2\Delta/K; \quad D_2 = 2K - \Delta_1 + D_1; \quad K(r) = pR_1^2/r^2;$$

$$\Delta_1(r, \alpha_u, \tilde{\rho}) = \rho_r(r, \alpha_u) - \rho_\theta(r, \alpha_u);$$

$$\Delta(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_S(r, \alpha_u)}{n} \right)^2 - \frac{1}{3} \rho_i^2(r, \alpha_u); \quad r \in [R_1, R_2(\alpha_u)].$$

при ограничении типа равенств

$$\max_{r \in [R_1, R_2(\alpha_u)]} Q(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) = q(\alpha_u) \quad (4.2)$$

и ограничении типа неравенств

$$\Delta_1^2(r, \alpha_u, \tilde{\rho}) + 4\Delta(r, \alpha_u, \tilde{\rho}, \sigma_S) \geq 0, \quad \forall r \in [R_1, R_2(\alpha_u)] \quad (4.3)$$

где $\tilde{\rho}(r, \alpha_u)$ и $\sigma_S(r, \alpha_u)$ определяются из решения задачи:

$$\sigma_{ij,j} = 0, \quad x \in \Omega \quad (4.4)$$

$$S_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma = \frac{2\sigma_S(\theta, S, \xi_u)}{3H_u} \xi_{ij}, \quad \xi_{ii} = 0, \quad x \in \bar{\Omega}^p \quad (4.5)$$

$$S_{ij} = 2G(\xi_{ij} - \xi \delta_{ij}), \quad \sigma_{ii} = K \xi_{ii}, \quad x \in \bar{\Omega}^e \quad (4.6)$$

$$\xi_{ij} = \frac{1}{2}(v_{i,j} + v_{j,i}), \quad x \in \bar{\Omega} \quad (4.7)$$

$$(\lambda \theta_{,j})_{,i} + W = 0, \quad x \in \bar{\Omega} \quad (4.8)$$

при граничных условиях

$$v_i = \hat{v}, \quad x \in \Gamma_u; \quad \theta = \hat{\theta}, \quad x \in \Gamma_\theta \quad (4.9)$$

$$\sigma_{ij} n_j = 0, \quad \lambda \frac{\partial \theta}{\partial n} = -\alpha_\infty (\theta - \theta_\infty), \quad x \in \Gamma \setminus (\Gamma_u \cup \Gamma_\kappa \cup \Gamma_\theta) \quad (4.10)$$

$$\tau_{\kappa} = f\sigma_u, \quad v_n = 0, \quad \lambda \frac{\partial \theta}{\partial n} = -\alpha_0(\theta - \theta_{\infty}) + W_T, \quad x \in \Gamma_{\kappa} \quad (4.11)$$

при дополнительных ограничениях

$$\Psi(r, \alpha_u) < \hat{\Psi}(\rho(r, \alpha_u), \sigma_S(r, \alpha_u)), \quad (4.12)$$

$$\alpha_u \in A_u. \quad (4.13)$$

Здесь приняты следующие ограничения:

$\bar{\Omega}^p, \bar{\Omega}^e$ – пластические и упругие области;

Γ_u – граница с кинематическими условиями;

Γ_{κ} – граница с контактными условиями;

Γ_{θ} – граница с заданной температурой;

$W_T = \int_{\Gamma_{\kappa}} \tau_{\kappa} v_{\kappa} d\Gamma$ – мощность поверхностных тепловых источников;

$W = \int_{\Omega} TH_u d\Omega$ – мощность тепловых источников при пластическом

деформировании.

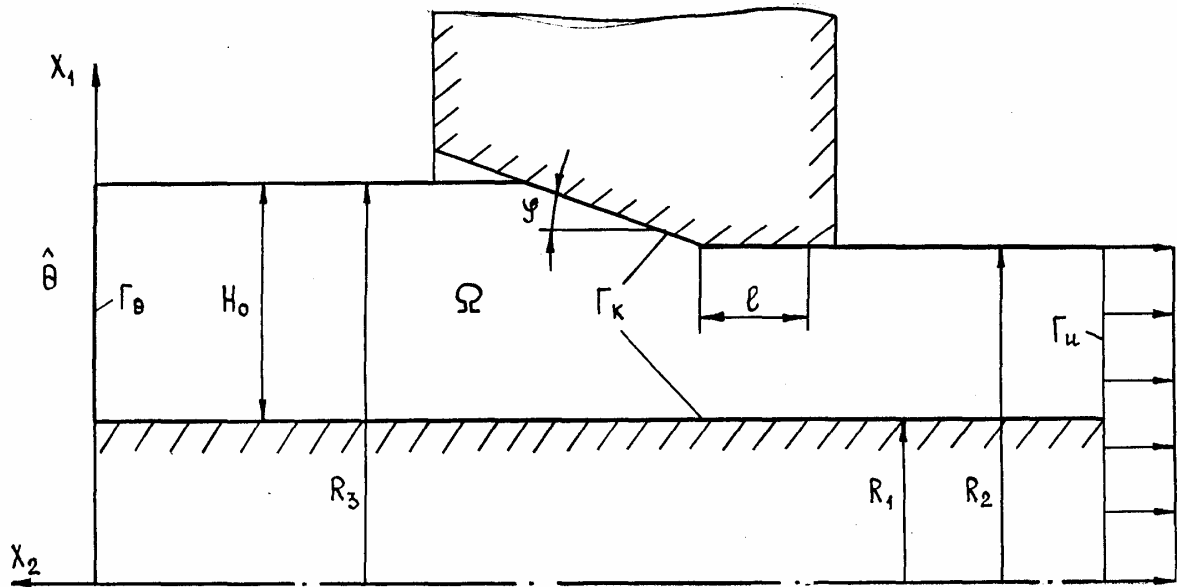


Рис. 4.1. Схема процесса вытяжки с утонением.

В качестве параметров процесса изготовления можно выбрать самые различные характеристики:

- угол конусности матрицы или дорна;
- степень обжатия;
- относительная начальная толщина стенки заготовки;
- скорость движения инструмента;
- коэффициент трения между материалом и инструментом;
- длина калибрующего пояска инструмента.

Для решения задачи биоптимального проектирования (4.1)-(4.13) необходимо многократное решение задачи упругопластичности (4.4)-(4.13), методика которой рассмотрена в следующем параграфе.

4.2. Методика решения стационарных задач термоупругопластичности

В основу алгоритма решения стационарных термоупругопластических задач положен смешанный эйлерово-лагранжев подход, разработанный на кафедре теоретической механики Пермского политехнического института [72, 82]. Численная реализация проводилась с помощью метода конечных элементов. Решение задачи велось в предположении малости углов поворота частиц материала в упругой зоне и малости деформаций в исследуемой области. Поведение частицы материала в соответствии с теорией течения описывалось системой дифференциальных уравнений (4.4)-(4.11).

В начальном приближении принималось, что исследуемая область ограничена поверхностью инструмента в зоне геометрического очага деформации и приближенно заданными поверхностями заготовки и готового изделия (рис.4.2). Линии тока в нулевом приближении задавались пропорциональной делением отрезков в поперечном сечении области. В начальном приближении предполагается, что материал находится в упругом состоянии, а температура равна некоторой заданной.

Под материальной частицей понималась четырехугольная ячейка *abcd*, образованная двумя соседними треугольными элементами. При этом компоненты тензоров напряжений и скоростей деформаций для частицы

вычислялись путем осреднения соответствующих компонент для смежных элементов. Используя соотношения (4.4)-(4.11) и вариационный принцип, приведенный в /72/, можно получить разрешающие соотношения метода конечных элементов

$$[K] \begin{Bmatrix} \vec{v} \\ \sigma \end{Bmatrix} = \{F\}. \quad (4.14)$$

Здесь искомыми являются значения составляющих вектора скоростей перемещений \vec{v} в каждом узле и величина среднего давления G в каждой ячейке.

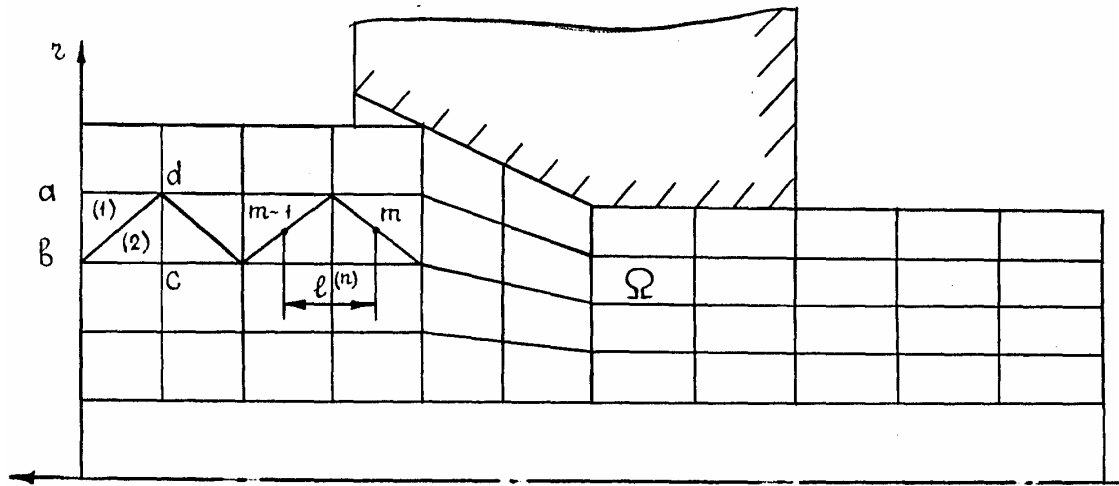


Рис. 4.2. Расчетная схема

Из решения (4.14) определяются поля скоростей узлов и давления для частиц. Предполагая, что перемещая материальную частицу (ячейку) из одного сечения в другое в соответствии с конечно-элементной сеткой, мы моделируем движение этой частицы по линии тока, можно проинтегрировать скорости деформаций и определить накопленную деформацию. Предположение о гладкости поля скоростей деформаций и малости интервалов времени перехода частицы в соседнее положение интегрирование можно заменить суммированием:

$$\varepsilon_{ij}^{(m)} = \sum_{n=1}^{m-1} \xi_{ij}^{(n)} \Delta t^{(n)},$$

где m – номер частицы по линии тока;

$\Delta t^{(n)}$ – время перехода частицы в соседнее положение (если частица в упругом состоянии, то принимаем $\Delta t^{(n)} = 0$).

Аналогично определяется степень деформации:

$$S^{(m)} = \sum_{n=1}^{m-1} \xi_u^{(n)} \Delta t^{(n)},$$

где $\xi_u^{(n)}$ – интенсивность скоростей деформаций.

Зная $S^{(n)}$, $\xi_u^{(n)}$ и $\theta^{(n)}$ можно определить значение предела текучести данной частицы /65/:

$$\sigma_S^{(m)} = \Phi_S(\bar{S}, \bar{\xi}_u, \theta^{(m)}),$$

где $\bar{S} = \max_{n=\overline{1,m}} S^{(n)}$, $\bar{\xi}_u = \max_{n=\overline{1,m}} \xi_u^{(n)}$.

Введем понятие секущего модуля, определяющего свойства частицы:

$$E_c^{(m)} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_S^{(m)}}{(\xi_u^{(m)} + 10^{-8})}, \quad \text{если частица в пластическом состоянии;}$$

$$E_c^{(m)} = 2G\Delta t, \quad \text{если частица в упругом состоянии,}$$

где Δt – малый параметр, влияющий на сходимость итерационного процесса.

Зависит от рассматриваемой задачи и лежит в пределах от 0,05 до 0,001.

В начальном приближении секущий модуль для всех частиц принимается равным $2G$.

Компоненты тензора девиатора напряжений определяются следующим образом

$$S_{ij}^{(m)} = \bar{S}_{ij} + E_c^{(m)} \xi_{ij}^{(m)},$$

где $\bar{S}_{ij} = S_{ij}^{(m-1)}$, если частица m в упругом состоянии;

$$\bar{S}_{ij} = 0, \quad \text{если частица } m \text{ в пластическом состоянии.}$$

Зная $S_{ij}^{(m)}$, $\sigma^{(m)}$, $\sigma_S^{(m)}$ и вычислив интенсивность напряжений $\sigma_u^{(m)}$, можно провести разделение исследуемой области на упругие и пластические зоны и

переопределить секущий модуль частицы. Т.к. в пластической зоне E_c обратно пропорционален ξ_u , то приходится вводить ограничение на E_c при $\xi_u \rightarrow 0$. В данном алгоритме такое ограничение вводится следующим образом:

$$E_c \leq 2GK_E.$$

Учитывая, что $E_c = \frac{2}{3} \frac{\sigma_S}{\xi_u}$, получаем ограничение на ξ_u : $\xi_u \geq \frac{\sigma_S}{3GK_E}$.

Коэффициент K_E обычно выбирается из интервала от 0,1 до 1.

После перераспределения механических свойств решение задачи повторяется с новыми значениями E_c . Условием окончания итерационной процедуры по напряжениям является попадание точек, которым соответствует напряженное состояние на данной итерации, в дельта-полоску по σ_S . Введение дельта-полоски по σ_S связано с невозможностью точно "посадить" на кривую $\Phi_c(S, \theta, \xi_u)$ за приемлемое число итераций все материальные частицы.

Кроме итерационного цикла по напряжениям в рассматриваемом алгоритме используются ещё три вложенные последовательно друг в друга итерационные процедуры. После сходимости по напряжениям организуется цикл по температуре. Затем по конфигурации области. И самый внешний – по остаточным напряжениям. Критерием окончания итерационной процедуры по температуре служит близость распределений температур на смежных итерациях. Алгоритм уточнения конфигурации области заключается в интегрировании поля скоростей с целью более точного определения положения свободной поверхности и линий тока области. Новые координаты материальной частицы m определяются следующим образом:

$$x_1^{(m)} = \frac{1}{K_k} \int_{L^{(m)}} v_n(x) dx,$$

где $L^{(m)}$ – длина линия тока;

v_n – нормальная составляющая скорости к линии тока;

K_k – коэффициент запаздывания, вводимый для повышения устойчивости итерационной процедуры.

Критерием окончания итерационной процедуры служит близость конфигураций на смежных итерациях.

Цикл по остаточным напряжениям является самым внешним циклом. Контроль сходимости осуществляется по изменению интенсивности остаточных напряжений в последних сечениях области для всех линий тока. За счет суммирования напряжений при движении частицы по линии тока в упругой области происходит нарастание интенсивности остаточных напряжений в последних сечениях. После окончания нарастания происходит завершение итерационной процедуры по остаточным напряжениям.

Расчет остаточных напряжений требует наибольших затрат машинного времени. Суммарное число решений задачи термоупругопластичности для определения остаточных напряжений составляет 50-60 раз и занимает 5-6 минут на ЭВМ ЕС1060, 30-40 минут на ЭВМ ЕС1033 или 50-60 минут на ПЭВМ IBM PC/AT.

В работах /60,61,67/ показано, что в процессах обработка металлов давлением можно выделить три стадии:

- первая – начальная стадия процесса, когда происходит заполнение инструмента металлом;
- вторая – основная стадия процесса, характеризующаяся установившимся течением металла;
- третья – заключительная стадия, когда установившееся течение металла нарушается и процесс обработки заканчивается.

Исследование деформирования металла для процесса вытяжки с утонением /60/ и дорнования /67/ показало, что длительность первой и последней стадии зависит от конкретного процесса. Так для процесса вытяжка длительность этих стадий меньше, чем для процесса дорнования. Однако для практически всех процессов обработка металлов можно утверждать, что

длительность этих стадий не превышает величину диаметра для сплошных и величину радиуса для трубчатых изделий /64/.

Таким образом, при производстве гидроцилиндров на расстоянии радиуса от торцевых поверхностей процесс обработки можно считать установившимся или стационарным.

Рассмотрим характер изменения интенсивности напряжений по линиям тока (рис.4.) для процесса вытяжки с утонением. Величина интенсивности напряжений увеличивается при приближении к очагу деформации и достигает максимума перед калибрующим пояском. Затем идет зона разгрузки, где величина интенсивности вначале снижается, а затем немного повышается. Величина зоны разгрузки примерно равна длине зоны деформации. После зоны разгрузки величина интенсивности напряжений не изменяется вдоль линии тока. Именно в этой зоне следует определять остаточные напряжения. Таким образом, для определения остаточных напряжений длину исследуемой области после выхода из калибрующего пояса следует выбирать равной 3-4 зонам деформирования. Все это значительно повышает затраты при расчете остаточных напряжений.

Для процесса вытяжки с утонением на оправке для вычисления остаточных напряжений дополнительно следует смоделировать операцию снятия с оправки. После разгрузки гидроцилиндра поле остаточных напряжений станет неоднородным в осевом направлении вблизи торцевых поверхностей. Для оценки длины неоднородной области была решена следующая упругая задача. К торцевой поверхности длинного полого цилиндра прикладывалась самоуравновешенная по площади торцевой поверхности

нагрузка, т.е.
$$\int_{R_1}^{R_2} p_z(r) r dr = 0.$$

Решение задачи выполнялось с использованием метода конечных элементов. Исследовалось влияние параметров цилиндра и прикладываемой нагрузки на величину напряжений и деформаций. Анализ результатов решения дайной

задача позволяет сделать вывод о том, что при приложении самоуравновешенной по площади поперечного сечения нагрузки отличные от нуля деформации и напряжения получаются на расстоянии не более радиуса цилиндра.

С учетом приведенных результатов можно сделать вывод о том, что на расстоянии диаметра от торцевой поверхности цилиндра поле остаточных напряжений является однородным вдоль оси цилиндра. На меньших расстояниях от торцевой поверхности поле остаточных напряжений неоднородно в осевом направлении. Неоднородность вызывается двумя основными причинами: нестационарностью процесса деформирования и разгрузкой после окончания процесса. В данной работе влияние краевых эффектов не учитывается и, поэтому, все полученные результаты справедливы лишь для средней части гидроцилиндров.

Рассмотренная методика решения стационарных термоупругопластических задач обработка металлов давлением реализована в программой комплексе «Компромисс-1» /64/. Разработка данного комплекса велась при участии автора. Программное обеспечение, написанное на языке FORTRAN-IV, предназначено для использования на ЕС ЭВМ. Автором данная методика реализована на ПЭВМ IBM PC/AT на языке Турбо-Паскаль. Оба комплекса отличает удобство и простота ввода исходной информации, широкие возможности по отображению результатов расчета.

Результаты расчетов с использованием пакета программ "Компромисс-1" сравнивались с результатами, полученными другими методами. Было проведено сравнение с экспериментально-расчетным методом определения характеристик напряженно-деформированного состояния /64/. Суть данного подхода основана на экспериментальном определении кинематических характеристик процесса, а расчет напряжений и давлений выполняется численными методами. Сравнение данных двух методик проводилось на процессе прямого выдавливания в контейнере прутка из меди М1 с диаметра

36 мм до диаметра 18,6 мм. Полуугол конусности матрицы составлял 45° . Скорость пуансона равнялась 10 мм/с. Зависимость напряжения течения материала σ_S от накопленной степени деформации S принималась в виде:

$$\sigma_S(S) = 771 S^{0,136} - 350, \quad \text{если } S > 0,01;$$

$$\sigma_S(S) = 55 \text{ МПа}, \quad \text{если } S \leq 0,01.$$

Предельная степень деформации сдвига меди выражалась соотношением

$$\Lambda_p = 4 \exp(-3\sigma_0 / \sigma_u),$$

где $\sigma_0 = (\sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z)/3$ – среднее напряжение;

σ_u – интенсивность напряжений.

Коэффициент трения на контактных поверхностях принимался равным 0,07.

Температура заготовки и инструмента равнялась 20°C .

На рис.4.3-4.5 приведены некоторые результаты, полученные по сравниваемым методикам. Результаты по экспериментально-расчетному методу получены в Виницком политехническом институте Покрасом В.Д.

При анализе данных результатов можно отметить хорошее не только качественное, но и количественное совпадение, что подтверждает достоверность приведенных результатов.

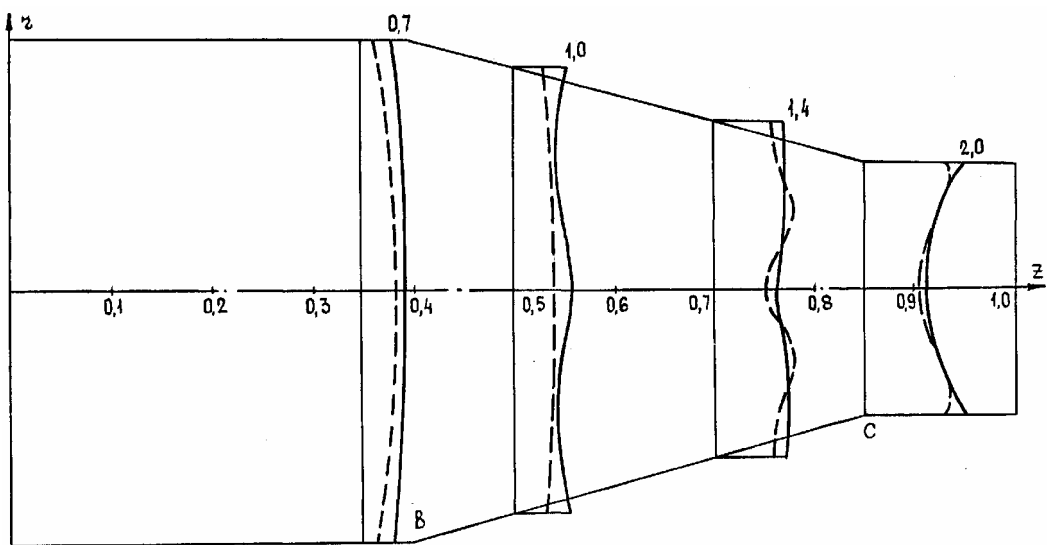


Рис. 4.3. Степень деформации (————— — расчетный метод,
 — — — — экспериментально-расчетный метод)

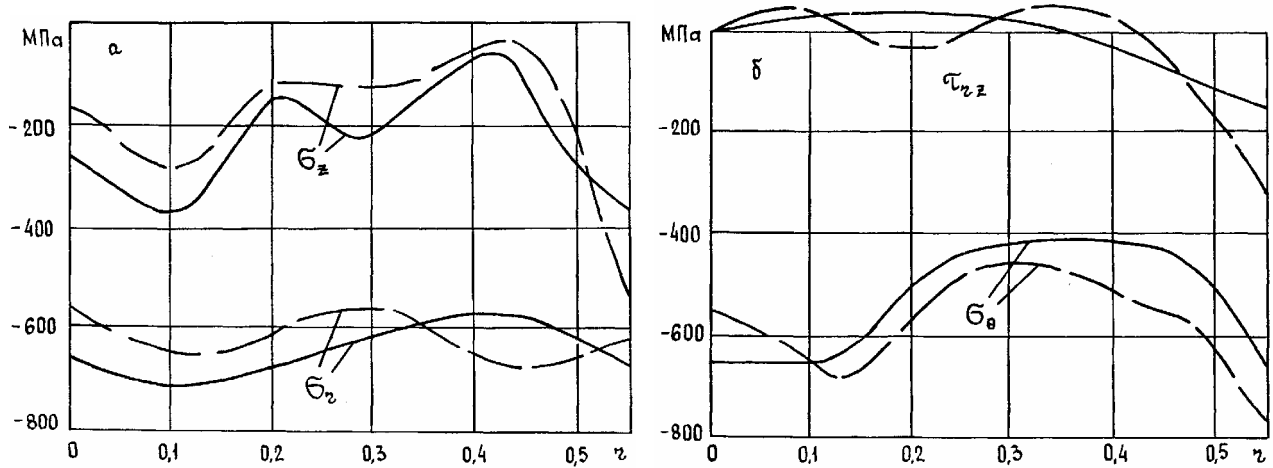


Рис. 4.4. Напряжения при $z=0,85$ (———— — расчетный метод, — — — — экспериментально-расчетный метод)

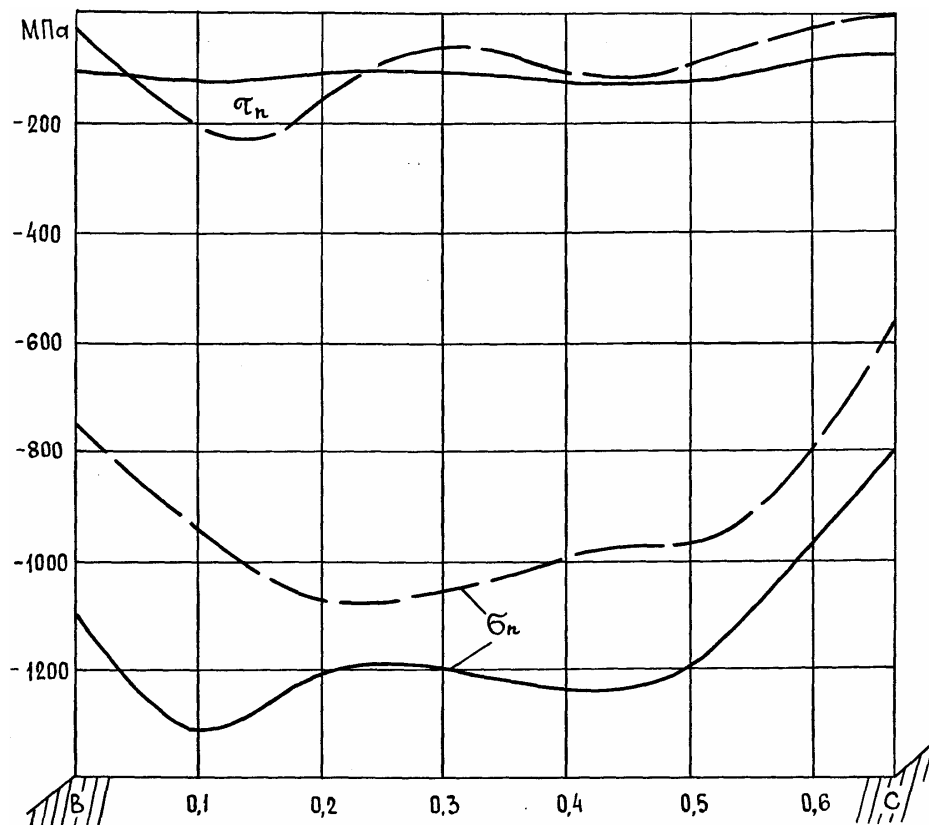


Рис. 4.5. Контактные напряжения (———— — расчетный метод, — — — — экспериментально-расчетный метод)

Сравнение рассматриваемых подходов позволило выявить их достоинства и недостатки. К достоинствам рассматриваемой в данном разделе методики следует прежде всего отнести малые временные и материальные затраты на

получение результатов. На подготовку исходной информации и решение задачи затрачено менее часа на ЕС 1060 (при экспериментально-расчетном методе – не менее недели). Во-вторых, возможность расчета напряжений не только в области пластического деформирования, но и после выхода изделия из калибрующего пояска, что позволяет определять остаточные напряжения. При использовании экспериментально-расчетного метода нет возможности определять остаточные напряжения в изделии.

К недостаткам рассматриваемой методики следует отнести незнание истинных теплофизических и механических свойств данного конкретного материала, а также незнание истинных условий на контактных поверхностях. Использование некоторых средних свойств данного материала, а также приближенных коэффициентов трения приводит, в определенной степени, к снижению точности получаемых результатов.

Результаты расчета остаточных напряжений по методике, рассмотренной в данном разделе, сравнивались с экспериментальными результатами, полученными по методу канавок /59/. Сравнение проводилось на задаче дорнования трубной заготовки из Стали 35. Экспериментальное исследование выполнено сотрудниками лаборатории остаточных напряжений НИИТЯЖМаш п/о Уралмашзавод. Заготовка имела внутренний диаметр 74 мм, а внешний – 96 мм. Диаметр дорна – 80 мм. Угол заборного конуса дорна 20° . Длина калибрующего пояска 5 мм. Результаты сравнения приведены на рис.4.6.

Можно отметить не только качественное, но и хорошее количественное совпадение результатов расчета и эксперимента. Метод канавок, как малоразрушающий метод контроля остаточных напряжений, является достаточно эффективным. Недостатком метода является невозможность измерения остаточных напряжений по всей толщине для нетолстостенных труб. Но, учитывая тот факт, что наибольшие остаточные напряжения, как правило, расположены вблизи поверхности, то указанный выше недостаток не столь существенен при измерении напряжений в гидроцилиндрах.

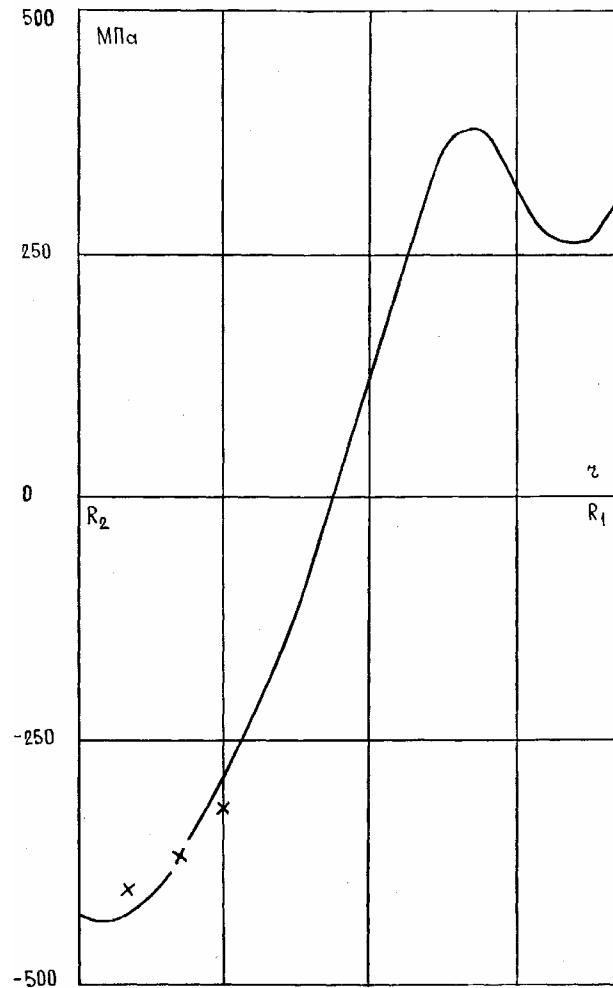


Рис. 4.6. Остаточные напряжения ρ_θ после дорнования

(— — расчет, × — эксперимент)

Несомненным достоинством метода канавок является возможность контроля уровня остаточных напряжений в детали, протачивая канавку на глубину припуска или в зоне последующей механической обработки. Простота, надежность и дешевизна позволяют осуществить с помощью метода канавок по уровню остаточных напряжений практически всех деталей непосредственно на производстве.

Для той же заготовки, где методом канавок проверялись остаточные напряжения, была замерена твердость в 10 точках внутренней и внешней поверхности цилиндра. Для измерения твердости на внутренней поверхности полученный цилиндр был распилен по образующей. Измерение твердости

проводилось по методу Роквелла шариком диаметром 1/16 дюйма под основной нагрузкой 100 кг. Среднее значение твердости по Роквеллу для внутренней поверхности составило 89 единиц. Для наружной поверхности среднее значение по 10 точкам составило 92 HRB. Все измеренные значения для каждой из поверхностей лежат в интервалах ± 2 HRB. Для определения упрочнения материала по его твердости была использована методика, предложенная в работе /24/:

$$\sigma_S \approx 0,32 \text{ HB}.$$

Переход к значениям твердости по Бринелю выполнялся по соответствующим таблицам /78/. Среднее значение упрочнения материала, вычисленное по приведенному выше соотношению, составило 640 МПа для внутренней поверхности и 730 МПа для наружной поверхности цилиндра. Результаты численного эксперимента дали значения упрочнения в 670 МПа и 710 МПа соответственно для внутренней и наружной поверхностей данного цилиндра.

Проведенное сравнение используемой методики, численного моделирования с экспериментальными данными позволяет сделать вывод о достоверности результатов такого моделирования и перейти к исследованию реальных процессов изготовления гидроцилиндров.

4.3. Получение гидроцилиндров минимального веса при использовании процесса вытяжки с утонением

Для получения гидроцилиндров минимального веса с заданными прочностными свойствами исследовался процесс вытяжки с утонением /6,40/ (рис.4.1). Постановка задачи биоптимального проектирования приведена в разделе 4.1. В качестве параметров оптимизации рассматривались следующие факторы: начальная толщина стенки H_0 заготовки, угол матрицы φ и величина обжатия δ . Оптимизация выполнялась для гидроцилиндра, рассмотренного в разделе 3.3, т.е. рассчитанного на рабочее давление $p = 20$ МПа, с внутренним радиусом $R_l = 40$ мм и коэффициентом запаса прочности $n = 2$. В качестве материала заготовки рассматривалась Сталь 35. Скорость инструмента

принималась равной 250 мм/с, коэффициент трения $f=0,03$, длина калибрующего пояска 6 мм, начальная температура заготовки 20°C.

Оптимальное решение искалось на следующем множестве допустимых значений параметров:

- начальная толщина $H_0 = 6,5 \text{ мм} \pm 3,0 \text{ мм}$;
- относительное обжатие $\delta = 30 \pm 20\%$;
- угол матрицы $\varphi = 10 \pm 2,5^\circ$.

Рассмотрим влияние перечисленных параметров процесса на остаточные напряжения и прочностные свойства. При этом влияние каждого параметра будем рассматривать при средних значениях остальных.

На рис.4.7-4.9 показано распределение $\rho_\theta(r)$, $\rho_z(r)$ и $\rho_i(r)$ по толщине стенки цилиндра в зависимости от параметров. Значения $\rho_r(r)$ и $\rho_{rz}(r)$ не превосходят 10 МПа и поэтому не приводятся.

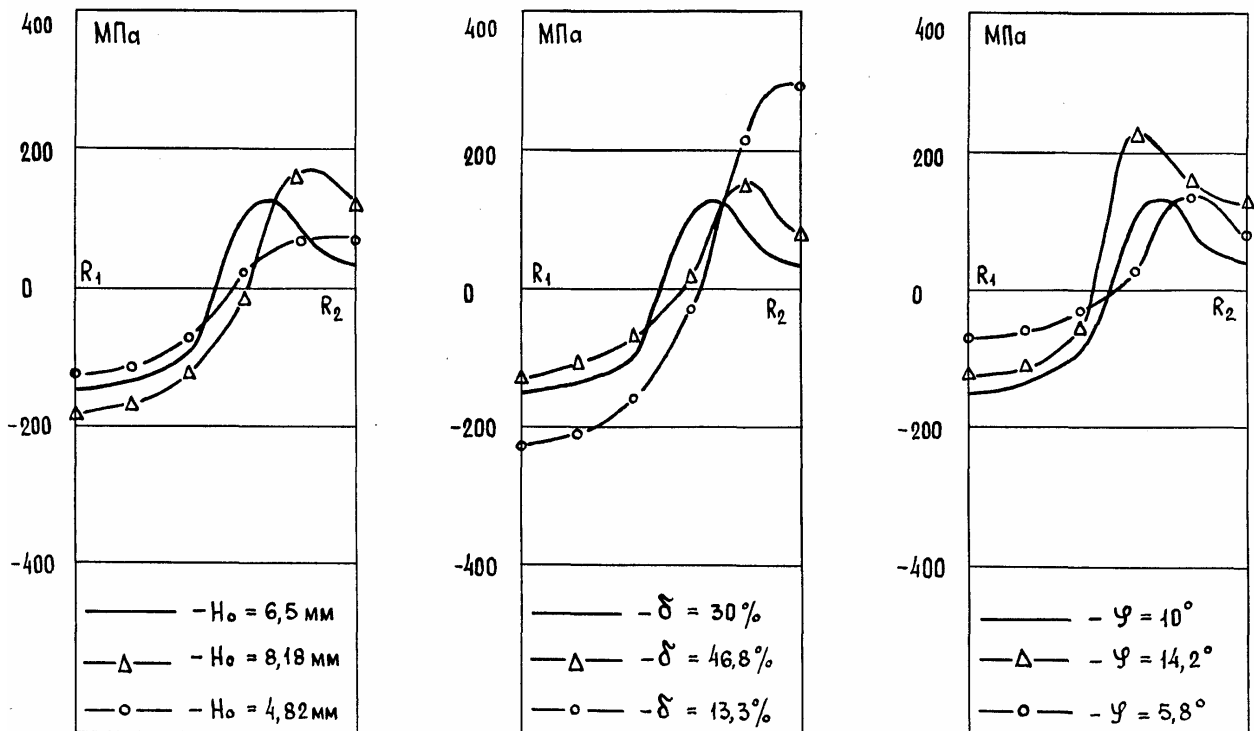
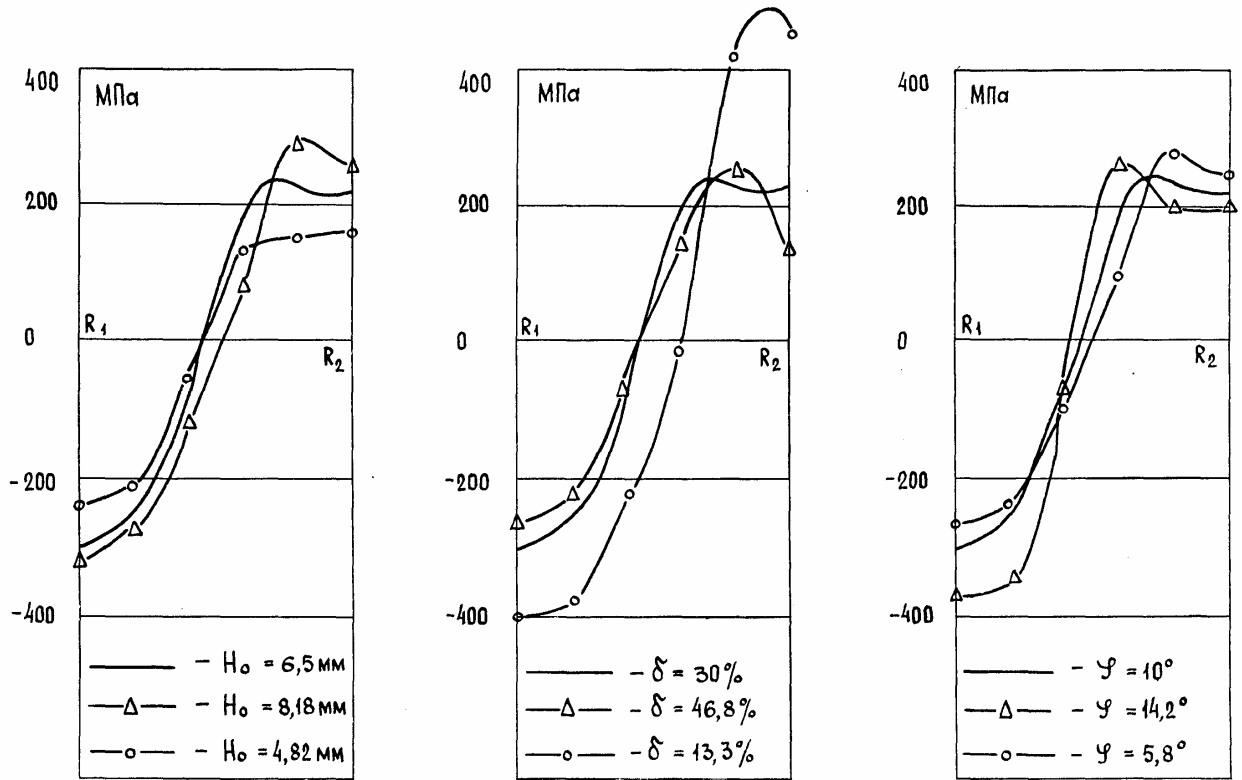
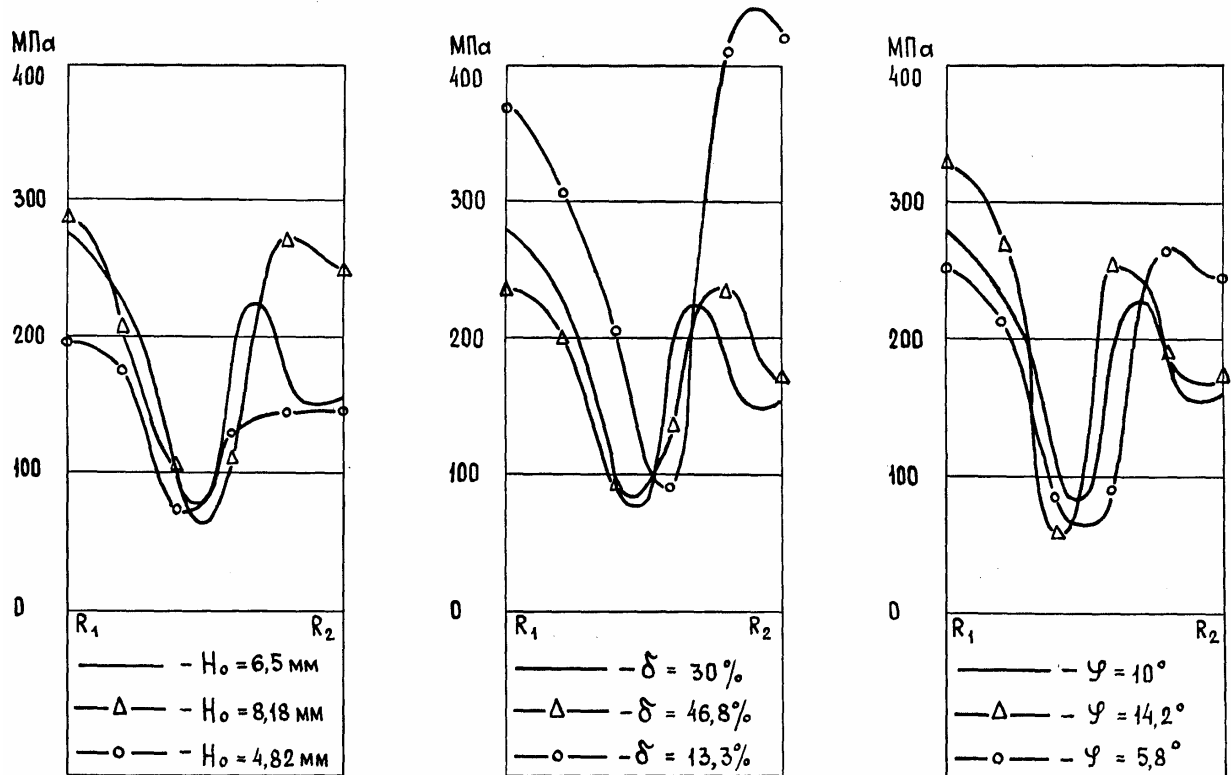


Рис. 4.7. Зависимость $\rho_\theta(r)$ от параметров процесса

Рис. 4.8. Зависимость $\rho_z(r)$ от параметров процессаРис. 4.9. Зависимость $\rho_i(r)$ от параметров процесса

Прежде всего следует отметить, что при всех значениях параметров процесса вытяжки с утонением на внутренней поверхности окружные и осевые напряжения являются сжимающими. Данное обстоятельство является благоприятным фактором в соответствии с выводами главы 2. Однако уровень этих напряжений на порядок превышает оптимальный.

На рис.4.10 и 4.11 показаны зависимости еще четырех характеристик от параметров процесса. Для удобства анализа на этих рисунках показаны зависимости для норм $\Psi(r)$, $\sigma_S(r)$, $\rho_i(r)$ и $h^*(r)$. Максимум ресурса пластичности $\Psi(r)$ и минимум степени упрочнения $\sigma_S(r)$ ведут себя при изменении параметров одинаково. С уменьшением толщины заготовки обе характеристики увеличивают свои значения. Для степени обжатия имеется минимум в районе 30%. С увеличением угла матрицы степень использования ресурса пластичности и упрочнение материала увеличиваются.

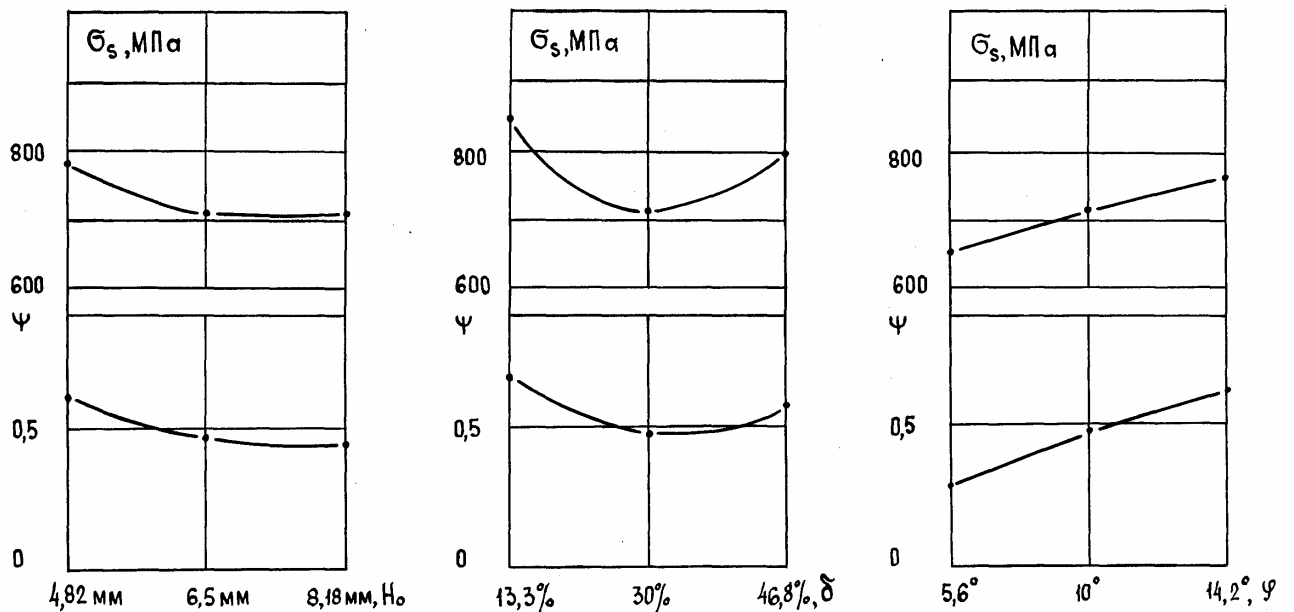


Рис. 4.10. Зависимость $\max_{r \in [R_1, R_2]} \Psi(r)$ и $\max_{r \in [R_1, R_2]} \sigma_S(r)$ от параметров процесса

В качестве меры уровня остаточных напряжений можно использовать максимум по радиусу от интенсивности остаточных напряжений. На рис.4.11 показаны зависимости уровня остаточных напряжений от параметров процесса. С уменьшением толщины заготовки и угла матрицы уровень уменьшается, а с

уменьшением степени обжатия – увеличивается. Аналогичные зависимости влияния степени обжатия и величины угла матрицы обнаружены в экспериментальных исследованиях остаточных напряжений при волочении, результаты которых опубликованы в работах /37,40/.

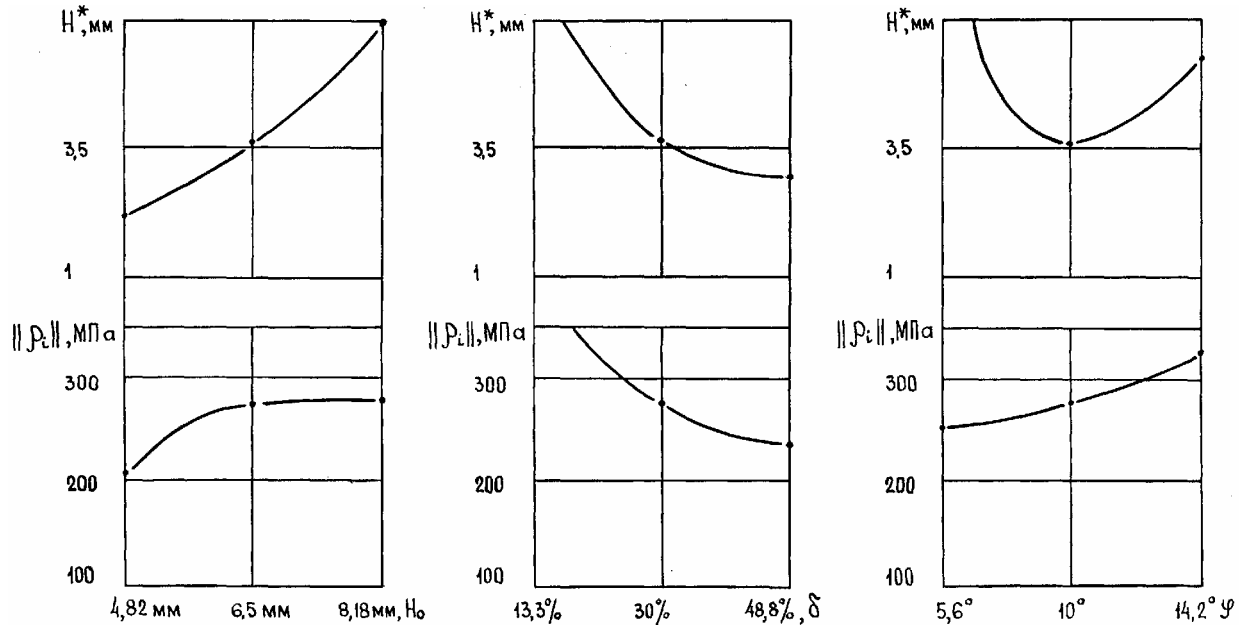


Рис. 4.11. Зависимость $H^* = \max_{r \in [R_1, R_2]} h^*(r)$ и $\|\rho_i\| = \max_{r \in [R_1, R_2]} \rho_i(r)$

от параметров процесса

Зависимость прочности гидроцилиндра от параметров процесса можно проанализировать по изменению псевдотолщины $h^*(r)$. Псевдотолщина зависит от двух факторов: σ_s и $\tilde{\rho}$. С увеличением толщины заготовки прочность цилиндра падает, т.к. псевдотолщина возрастает. Это можно объяснить повышением уровня остаточных напряжений и снижением σ_s . На интервале от 10 до 50 % степени обжатия происходит повышение прочности гидроцилиндра. Особенно опасны малые степени обжатия, когда незначительное повышение упрочнения перекрывается существенным повышением уровня остаточных напряжений. При больших обжатиях также наблюдается повышение упрочнения, но уровень остаточных напряжений снижается, что ведет к повышению прочности гидроцилиндра. При малых углах матрицы снижение прочности можно объяснить сильным снижением упрочнения при

незначительном снижении уровня остаточных напряжений. Оптимальным с точки зрения прочностных свойств является угол матрицы в 10° .

Исследование процесса вытяжки с утонением велось в неизотермической постановке. Однако при всех рассмотренных параметрах процесса максимальное значение температуры не превосходило 100°C . Данный максимум наблюдался в очаге деформации. После выхода из очага деформации происходило быстрое остывание материала до температуры оправки, которая принималась равной 80°C . Данное обстоятельство можно объяснить большой поверхностью контакта материала с оправкой и незначительными степенями деформации. При таких низких значениях температура не может оказывать влияние на распределение остаточных напряжений и прочностных свойств.

Итак, повышение прочности гидроцилиндра следует ожидать при повышении степени обжатия, уменьшении толщины заготовки и угле матрицы равном 10° .

На рис.4.12 показана зависимость $H^*(H_0, \delta)$ при $\varphi=10^\circ$. Пунктирной линией показано выполнение условия $h=H^*$.

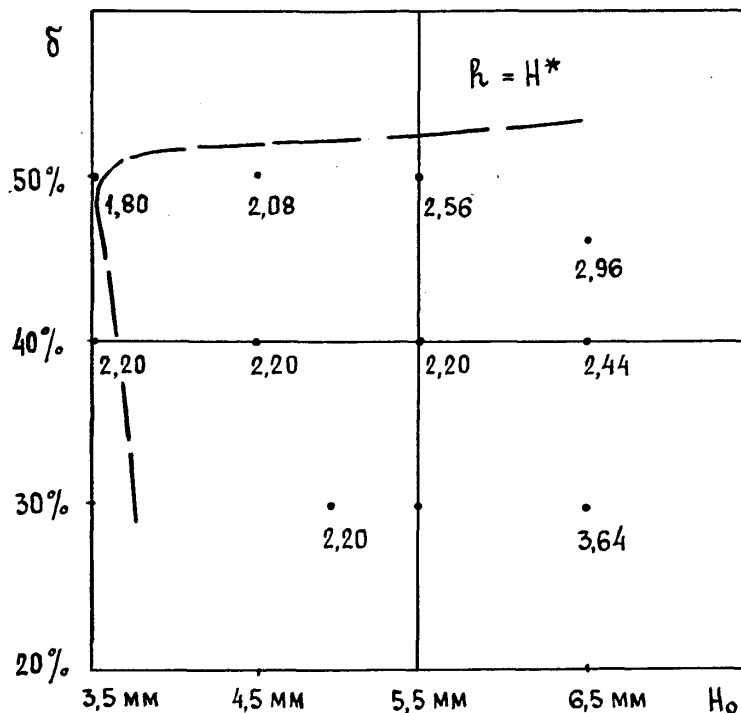


Рис. 4.12. Зависимость $H^*(H_0, \delta)$ при $\varphi=10^\circ$

Как можно видеть из приведенных результатов, возможно получение гидроцилиндра с заданными прочностными свойствами и толщиной стенки всего 1,8 мм. Степень использования ресурса пластичности составит 0,939. Данный результат достигается при следующих параметрах:

$$H_0 = 3,5 \text{ мм}; \quad \delta = 50\%; \quad \varphi = 10^\circ.$$

При этом основные характеристики составляют:

$$\min_{r \in [R_1, R_2]} \sigma_s(r) = 913,0 \text{ МПа}; \quad \max_{r \in [R_1, R_2]} \rho_i(r) = 177,6 \text{ МПа}.$$

Полученное оптимальное значение толщины стенки гидроцилиндра проверим на жесткость. Из требований на эксплуатацию гидроцилиндров следует, что величина прогиба стенки не должна превышать 1,5 мм. Учитывая, что относительное значение оптимальной толщины составляет менее 1/10 мм, то для проверки ограничения по жесткости используем теорию оболочек. В монографии /14/ приводится аналитическое решение для прогибов по теории оболочек для полого цилиндра с доньшками под внутренним давлением. Для оболочки радиусом 40 мм, толщиной стенки 1,8 мм и под внутренним давлением 20 МПа величина прогиба не превышает 0,086 мм без учета остаточных напряжений и 0,141 мм с учетом последних. Наличие остаточных напряжений, сжимающих на внутренней поверхности и растягивающих на наружной, для цилиндра с доньшками приводит к увеличению прогибов. Однако полученное значение прогибов меньше допустимого значения прогибов. Таким образом, найденное значение толщины стенки гидроцилиндров удовлетворяет требуемым условиям по жесткости.

4.4. Получение гидроцилиндров минимального веса при использовании процесса дорнования

Схема процесса дорнования показана на рис.4.13. Рассматривается дорнование без контейнера. Исследуется тот же гидроцилиндр, что и в предыдущем разделе, т.е. рассчитанный на рабочее давление $p = 20$ МПа, с внутренним радиусом $R_l = 40$ мм и коэффициентом запаса прочности $n = 2$. В

качестве материала заготовки рассматривалась Сталь 35. Скорость инструмента принималась равной 250 мм/с, коэффициент трения $f = 0,03$, длина калибрующего пояса 5 мм, начальная температура заготовки 20°C .

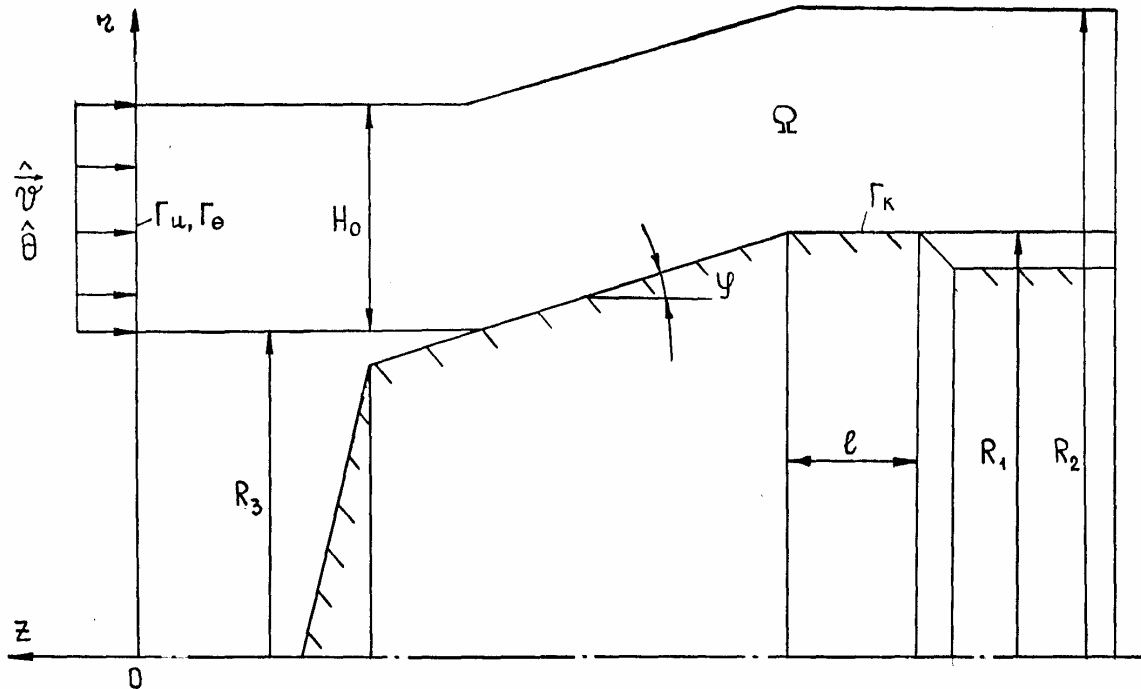


Рис. 4.13. Схема процесса дорнования

Постановка задачи свободного дорнования аналогична той, что приведена в разделе 4.1. Отличие заключается в другом распределении граничных условий. Конкретные поверхности для каждого типа граничных условий показаны на рис.4.13.

В качестве параметров процесса рассматривались:

- толщина изделия h ;
- внутренний радиус заготовки R_3 ;
- полуугол дорна φ .

Дорнование рассматривалось как неизотермический процесс. Однако, как и для вытяжки с утонением, максимальное значение температуры не поднималось выше 150°C . Максимум достигается на поверхности контакта с дорном и быстро снимается после выхода из очага деформации. Такие низкие

значения температуры для Стали 35 не могут оказать существенного влияния на окончательное распределение остаточных напряжений и прочностных свойств.

На рис.4.14-4.16 показано распределение $\rho_\theta(r)$, $\rho_z(r)$ и $\rho_i(r)$ по толщине стенки цилиндра в зависимости от перечисленных параметров процесса. Значения $\rho_r(r)$ и $\rho_{rz}(r)$ малы по сравнению с остальными компонентами и поэтому не приводятся. В отличие от вытяжки с утонением для данного процесса характерно противоположное распределение остаточных напряжений: на внутренней поверхности окружные и осевые напряжения являются растягивающими. Складываясь с растягивающими напряжениями от внутреннего рабочего давления, остаточные напряжения значительно ухудшают прочностные характеристики гидроцилиндра.

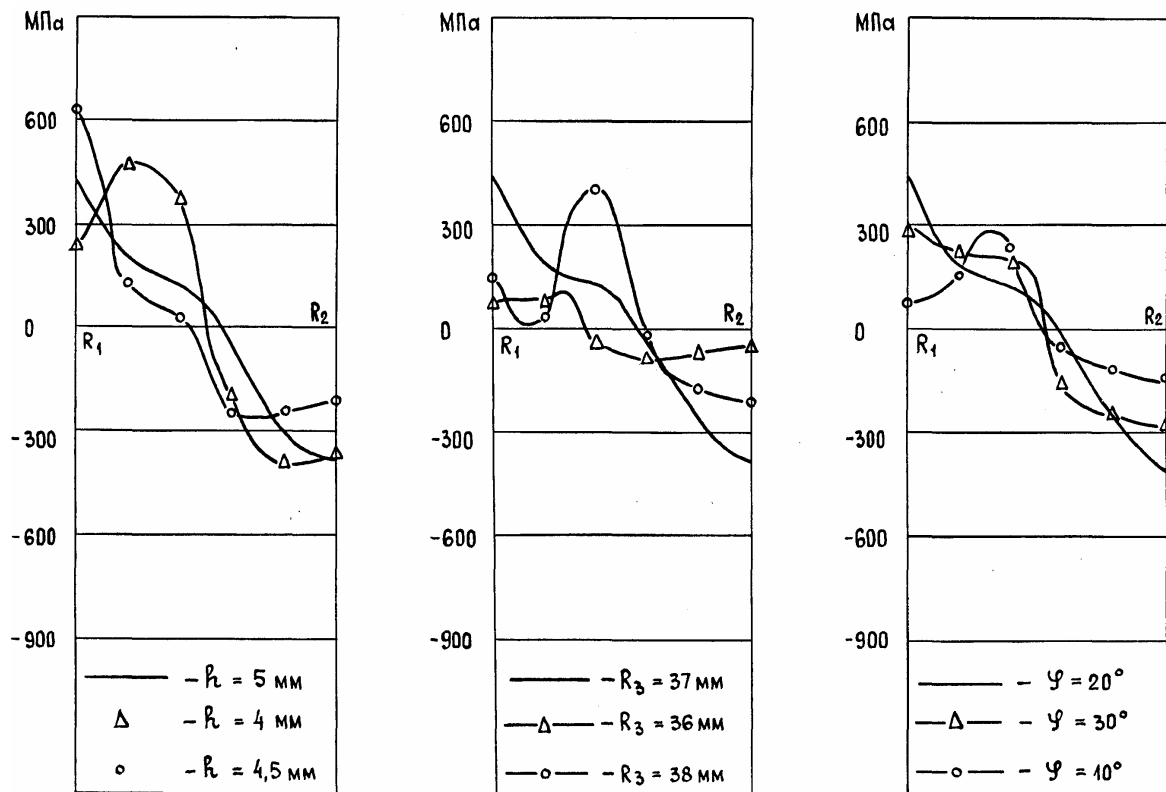
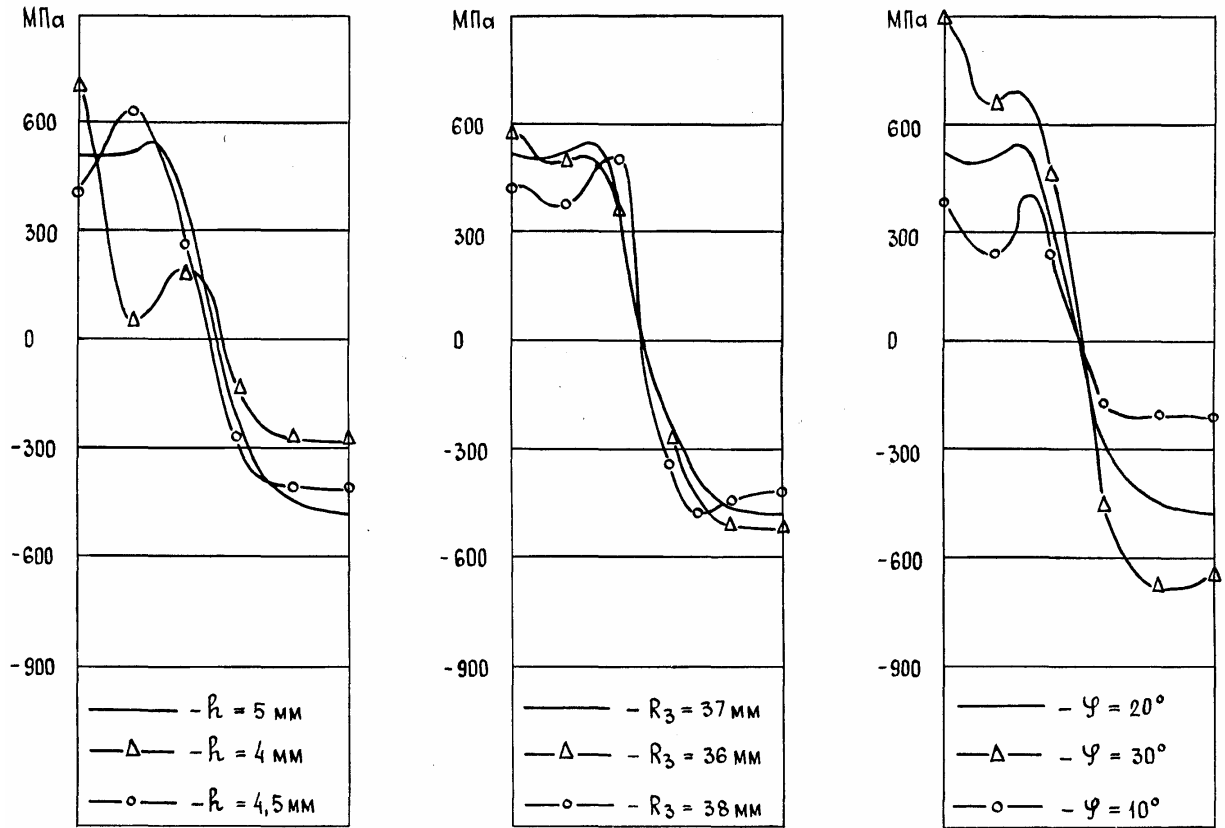
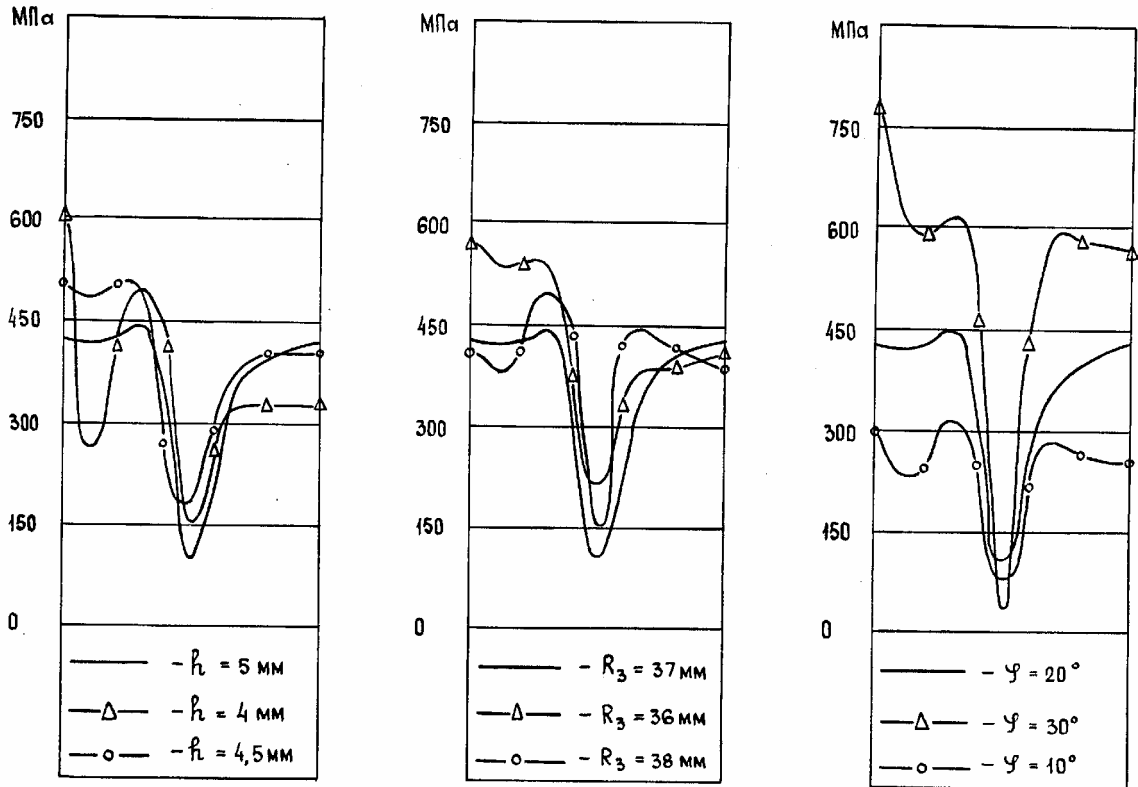


Рис. 4.14. Зависимость $\rho_\theta(r)$ от параметров процесса

Рис. 4.15. Зависимость $\rho_z(r)$ от параметров процессаРис. 4.16. Зависимость $\rho_r(r)$ от параметров процесса

На рис.4.17-4.18 показаны зависимости для норм $\Psi(r)$, $\sigma_S(r)$, $\rho_i(r)$ и $N(r)$.
Здесь $N(r)$ – распределение коэффициента запаса прочности.

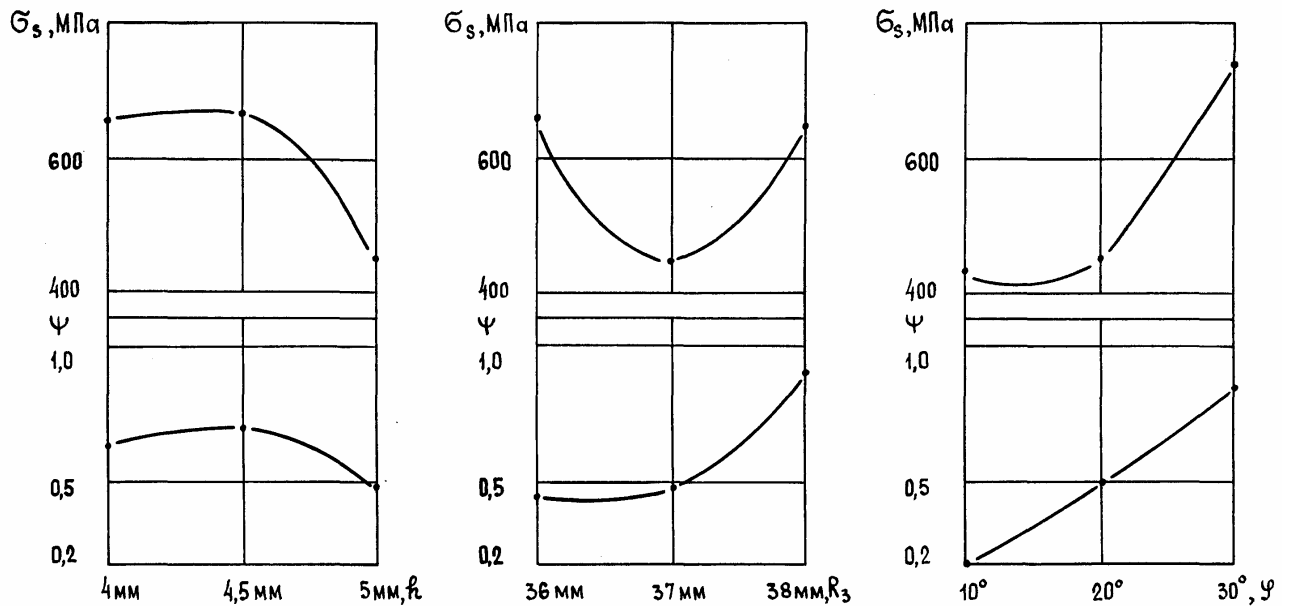


Рис. 4.17. Зависимость $\max_{r \in [R_1, R_2]} \Psi(r)$ и $\max_{r \in [R_1, R_2]} \sigma_S(r)$ от параметров процесса

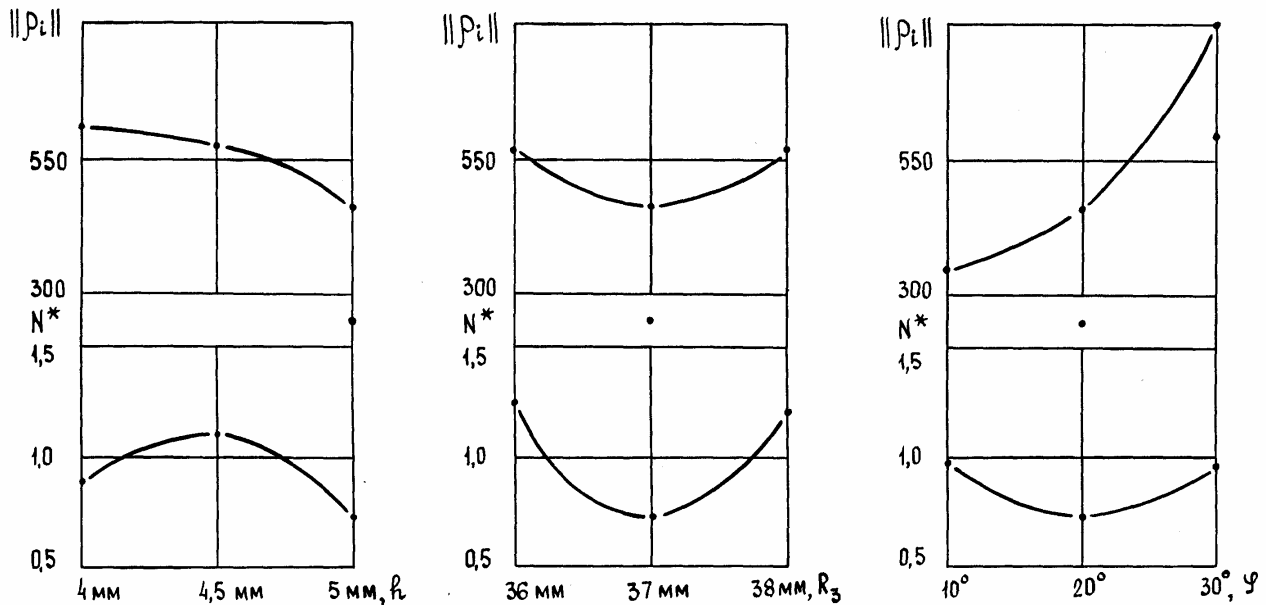


Рис. 4.18. Зависимость $N^* = \max_{r \in [R_1, R_2]} N^*(r)$ и $\|\rho_i\| = \max_{r \in [R_1, R_2]} \rho_i(r)$

С увеличением угла дорна упрочнение и степень использования ресурса пластичности увеличиваются. Характер изменения σ_S и Ψ в зависимости от толщины стенки цилиндра и внутреннего радиуса меняется при других значениях этих параметров и не имеет четких тенденций. Аналогичное

замечание можно сделать и о характере изменения уровня остаточных напряжений и коэффициенте запаса прочности. Для уровня остаточных напряжений устойчивым является тенденция роста с увеличением угла дорна. Как видно из рис.4.18, величина минимального коэффициента запаса прочности не поднимается выше 1,2. В зависимости от сочетания параметров она колеблется в интервале от 0,78 до 1,2. Полученные значения остаточных напряжений и прочностных свойств не позволяют получить значение псевдотолщины, т.е. для данного внутреннего давления нельзя получить гидроцилиндр с заданными прочностными свойствами, используя процесс дорнования.

Данный вывод можно объяснить следующими замечаниями. Во-первых, при дорновании степень упрочнения материала ниже, чем для процесса вытяжки с утонением, а степень использования ресурса пластичности значительно выше. Так среднее значение упрочнения для различных параметров процесса составляет 600 МПа, против 750 МПа для вытяжки с утонением. Во-вторых, уровень остаточных напряжений значительно выше при дорновании и составляют 500 МПа, против 300 МПа при вытяжке с утонением. К этому следует добавить очень неблагоприятное распределение остаточных напряжений, когда на внутренней поверхности растягивающие, а на внешней – сжимающие окружные и осевые напряжения. Итогом такого сочетания остаточных напряжений и прочностных свойств является невыполнение условия (1.40):

$$\frac{D_1(r_1) \pm \sqrt{D(r_1)}}{D_2(r_1)} > 1.$$

Найдем сочетание параметров, когда $Q = 1$:

$$\Delta = K^2 - K\Delta_I.$$

Найдем из полученного соотношения связь σ_s и $\tilde{\rho}$ в точке $r = R_I$

$$\sigma_s^2(R_I) = n^2(\rho_\theta^2 + \rho_z^2 - \rho_\theta\rho_z + 3p^2 + 3p\rho_\theta). \quad (4.15)$$

Для случая $\rho_\theta = \rho_z$ выполним, используя полученное соотношение (4.15), оценку для $\sigma_S(R_I)$ в зависимости от величины $\rho_\theta(R_I)$. Для случая $\rho_\theta(R_I) = \rho_z(R_I)$ результаты такой оценки приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

$\rho_\theta(R_I)$, МПа	300	400	500	600	700
$\sigma_S(R_I)$, МПа	660	860	1060	1260	1460

Анализ приведенных результатов показывает, что для получаемого при дорновании уровне остаточных напряжений в 500 МПа упрочнение металла должно быть более 1060 МПа, т.е. почти в два раза выше, чем достигается в данном процессе.

Выход из создавшегося положения видится в снятии или перераспределении остаточных напряжений. Осуществить такое перераспределение можно несколькими путями. Используя отжиг на остаточные напряжения, можно значительно снизить последние. Однако проведение отжига является довольно дорогостоящей операцией. Кроме того, отжиг будет вызывать небольшое разупрочнение металла, что является нежелательным. Другой путь для перераспределения остаточных напряжений видится в использовании процесса вытяжки с утонением на оправке после процесса дорнования (рис. 4.19). Первая операция заключается в дорновании цилиндра. В результате этой операции сформируется внутренняя поверхность цилиндра. После окончания операции выполняется операция вытяжка. Причем дорн используется как оправка. В результате этой операции формируется внешняя поверхность и создается благоприятное распределение остаточных напряжений и прочностных свойств. Недостатком данной технологии является необходимость иметь достаточно мощный и сложный процесс.

Итак, использование процесса дорнования для получения гидроцилиндров желательно в комбинации с термообработкой или вытяжкой с утонением.

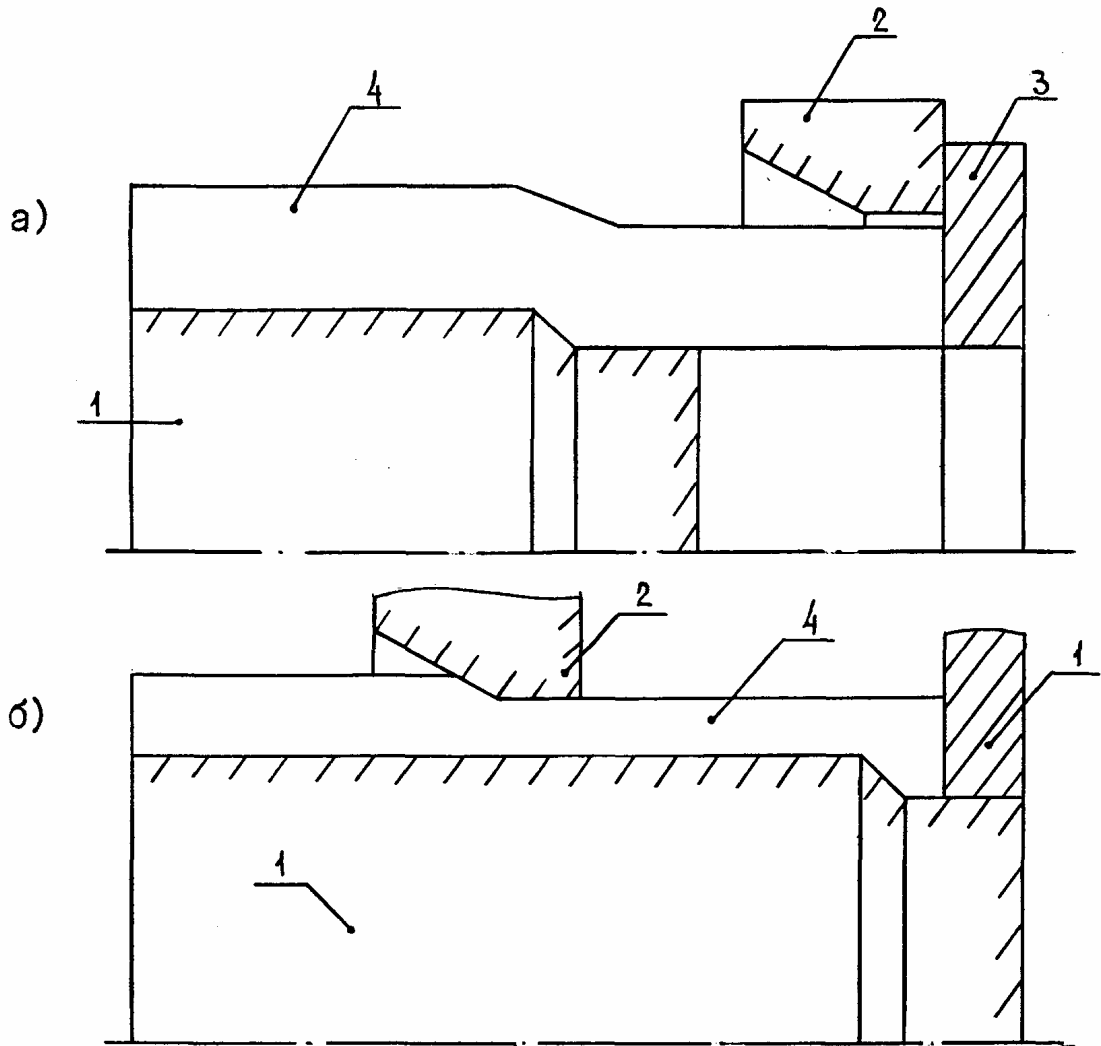


Рис.4.19. Схема совместной обработки гидроцилиндра:

1 - дорн; 2 - матрица; 3 - упорное кольцо; 4 - обрабатываемый цилиндр

4.5. Сравнение различных процессов ОМД для получения гидроцилиндров минимального веса

Результаты глав 3 и 4 позволяют провести сравнение различных технологических процессов ОМД для получения гидроцилиндров минимального веса с заданными прочностными свойствами. Результаты такого сравнения для цилиндра из Стали 35 с внутренним радиусом 40 мм, внутренним рабочим давлением 20 МПа и коэффициентом запаса прочности 2 приведены в табл.4.2.

Таблица 4.2

№ пп	Заготовка	σ_s , МПа	Обработка	Толщина, мм
1.	Трубная	320	обточка, шлифование	5,20
2.	Трубная	320	автофретирование давлением	4,84
3.	Трубная	$\sigma_s(r)$	вытяжка с утонением	1,80
4.	Трубная	$\sigma_s(r)$	дорнование	> 7

Итак, используя процесс автофретирования можно уменьшить вес цилиндра на 7,2%. Процесс вытяжки с утонением позволяет снизить вес на 66% по сравнению с существующим цилиндром, полученный обработкой резанием. Наконец, процесс дорнования не позволяет получить цилиндр данной прочности без последующей обработки.

Таким образом, процесс вытяжки с утонением является наиболее перспективным для использования в качестве финишного в технологической цепочке производства гидроцилиндров.

5. ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

Методика решения задачи биоптимального проектирования гидроцилиндров разрабатывалась с целью выяснения возможности использования процессов обработки металлов давлением при производстве гидроцилиндров. Проведенные исследования показали, что конструкционная прочность гидроцилиндров, полученных с использованием процессов ОМД, существенным образом зависит от уровня и распределения остаточных напряжений и прочностных свойств материала. Экспериментальный подбор параметров процесса изготовления, без предварительного математического моделирования сопряжен со значительными материальными и временными затратами.

Различные процессы ОМД в различной степени могут быть использованы в качестве финишных операций, формирующих окончательное распределение конструкционной прочности в гидроцилиндре. Проведенные исследования показали, что на заключительной стадии производства гидроцилиндров желательно использовать процесс вытяжки с утонением. Для гидроцилиндров, работающих под высоким внутренним давлением, возможно использование процессов автофретирования труб внутренним давлением.

Рассчитаны параметры процессов изготовления для гидроцилиндров с внутренним радиусом 40 мм, запасом прочности 2, работающих под внутренним давлением 20 МПа и изготавливаемым из материала Сталь 35. Результаты исследования переданы на Харьковский машиностроительный завод "Стройгидропривод". Использование процессов ОМД на данном предприятии за счет снижения материалоемкости и трудоемкости и повышения качества поверхности гидроцилиндров позволило в 1988 году получить реальный экономический эффект в 80 тыс.рублей, что подтверждается соответствующим Актом о внедрении, находящимся в приложении.

Методика решения задач биоптимального проектирования труб при использовании процесса автофретирования передана на Пермский машиностроительный завод им. В.И.Ленина. (Акт передачи от 1989 г. – в приложении).

Материалы диссертации доложены на ряде Всесоюзных научных конференций и на конференциях Пермского политехнического института 1985-1989 гг., а также опубликованы в работах / 6, 7, 48, 56, 57, 58/.

ВЫВОДЫ

1. Разработана новая методика оптимального прочностного проектирования гидроцилиндров с учетом процессов изготовления.
2. Получен обобщенный критерий решения задач оптимального проектирования гидроцилиндров минимального веса с заданными прочностными свойствами.
3. Разработано соответствующее программное обеспечение для решения задачи оптимального прочностного проектирования гидроцилиндров при различных процессах изготовления последних.
4. Исследовано влияние распределения остаточных напряжений и деформационного упрочнения металла на конструкционную прочность гидроцилиндров. Определены требования к оптимальному распределению остаточных напряжений.
5. Исследован процесс автофретирования внутренним давлением, используемый для повышения прочностных характеристик гидроцилиндров. Получено аналитическое решение задачи оптимального проектирования гидроцилиндров при использовании процесса автофретирования. Произведено сравнение результатов, полученных по предложенной методике оптимального проектирования с результатами традиционных подходов к проектированию гидроцилиндров.
6. Исследовано применение процессов вытяжки с утонением и дорнования для получения гидроцилиндров. Рассмотрено влияние различных параметров данных процессов изготовления на распределение остаточных напряжений и деформационное упрочнение металла.
7. Для конкретного типа гидроцилиндров определены оптимальные параметры процессов автофретирования, вытяжки с утонением и дорнования. Выявлена возможность значительного снижения веса гидроцилиндра без снижения его прочности при использовании процесса вытяжки с утонением.

8. Экономический эффект от внедрения результатов работы составил 80 тысяч рублей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алан С.И., Григорьев П.М., Ростовцев А.Н. Технология конструкционных материалов. - М.: Просвещение, 1980. – 224 с., ил.
2. Алексеев В.М., Тихомиров В.М., Фомин С.В. Оптимальное управление. – М.: Наука, 1979. – 345 с.
3. Аркулис Г.Э., Дорогобид В.Г. Теория пластичности. – М.: Metallurgia, 1987. – 352 с.
4. Аркулис Г.Э., Смушкевич Л.Е. Оптимальное управление деформированием металлов в процессах ОМД //Магнитогорский горн.-мет.ин-т. 1980, 68 с. (Рукопись деп. В ин-те «Черметинформация» 10 окт.1980 г. №1067).
5. Аристов М.В., Троицкий В.А. Упругая кольцевая пластина минимального веса //Изв. АН СССР, Мех.тв.тела, 1975, №3 – С.172-176.
6. Ашихмин В.Н., Столбов В.Ю. Об одной постановке задачи биоптимизации гидроцилиндров //Краевые задачи: Межвуз.сб.науч.тр. Пермь: Пермск.политехн.ин-т, 1987. – С.100-104.
7. Ашихмин В.Н., Столбов В.Ю. Решение задачи биоптимизации гидроцилиндров //Краевые задачи: Межвуз.сб.науч.тр. Пермь: Пермск.политехн.ин-т, 1988. – С.3-6.
8. Баничук Н.В. Оптимизация форм упругих тел. – М.: Наука, 1980. – 256с.
9. Баничук Н.В., Кобелев В.В. Некоторые вопросы оптимального проектирования оболочек вращения //Изв. АН Арм.ССР, Мех., 1983, 36, №2 – С.10-17.
10. Баничук Н.В., Бельский В.Г., Кобелев В.В. Исследование оптимальных форм упругих тел //Прик.пробл.прочн. и пласт. /Горьк.ун-т, 1984, №28. – С.67-70.
11. Бех Л.П. Оптимальное проектирование осесимметричных тонкостенных конструкций изменяемой геометрической формы //Прикл. Пробл.прочн. и

- пласт. Алгорит. и автоматиз.реш.задач упруг. и пласт. Всесоюз.межвуз.сб. /Горьк.ун-т, 1985. – С.106-111.
12. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
 13. Биргер И.А., Демьянушко И.В. Проблемы прочности и весовой оптимизации //В кн.: Проблемы снижения материалоемкости силовых конструкций. Тезисы докл. Всесоюз.конф. /Горьк.ун-т, 1984, С.12.
 14. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – Учебное пособие. – М.: Наука, Гл.ред.физ.-мат.лит., 1986. – 560 с.
 15. Богомолов А.М., Зыков В.В., Когтев Ю.И. Христофоров В.В., Чуберкис В.П. Оптимизация процессов прокатного производства. – Киев: Наукова думка, 1977. – 168 с.
 16. Бояршинов М.Г., Столбов В.Ю. Управление остаточными напряжениями при производстве арматурной проволоки //Прикл.пробл.проч. и пластич. Анализ и оптимиз.деформ.систем: Всесоюз.мевуз.сб. /Горьк.ун-т, 1988. – С.125-130.
 17. Брызгалин Г.И. Многоцелевая оптимизация элементов конструкции на примере композиционной пластины //Мех. комп. мат-лов, 1981, №1. – С.70-76.
 18. Бурина Н.С., Малков В.П., Тропотов В.В., Угодчиков Н.А., Филатов А.Л. Оптимизация по массе тел вращения из условий прочности на основе подконструкций и имитационного подхода // Прикл.пробл.проч. и пластич. Статика и динамика дефор.систем. Всесоюз.мевуз.сб. /Горьк.ун-т, 1985. – С.81-85.
 19. Галагер Р. Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
 20. Гун Г.Я. Теоретические основы обработки металлов давлением. – М.: Металлургия, 1980. – 456 с.
 21. Гун Г.Я. Математическое моделирование процессов обработки металлов давлением. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.

22. Девятков В.В., Девятова Е.М. Холодное, полугорячее и горячее выдавливание металлов. – М.: Институт повышения квалификации руководящих работников и специалистов министерства строительного, дорожного и коммунального машиностроения, 1981. – 98 с.
23. Девятков В.В., Девятова Е.М., Трусов П.В., Няшин Ю.И., Селянинов А.А. Оптимизация процессов изготовления полых цилиндров пластическим деформированием. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1983. – 68 с.
24. Дель Г.Д. Технологическая механика. – М.: Машиностроение, 1978. – 174с.
25. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 542с.
26. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
27. Иванов Г.В. Оптимальная переменная толщина оболочек вращения //В сб.: «Теория оболочек и пластин». – М.: Наука, 1973. – С.691-695.
28. Ильин В.А., Позняк Э.Г. Основы математического анализа. Ч.1. – 3-е изд., исправл. и доп. – М.: Наука, 1971. – 600 с.
29. Ильюшин А.А. Пластичность. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 271 с.
30. Ильюшин А.А., Огибалов П.М. Упруго-пластические деформации полых цилиндров. – М.: Изд-во МГУ, 1960. – 227 с.
31. Ионов В.Н., Огибалов П.М. Прочность пространственных элементов конструкций. Ч.1. Основы механики сплошной среды: Учеб. пособие для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш.школа, 1979. – 384с., ил.
32. Калашников В.А., Поляков А.А. Прогнозирование механических свойств стали 40ХН2МА //Металловед. и терм.обработ.мет., 1981, №9, с.26-30.
33. Калинин И.Н. Об одном подходе к проектированию оболочек вращения минимального веса //Прикл.мех., 1976, 12, №1. – С.44-50.
34. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. – М.: Наука, 1969. – 420 с.
35. Кобрин М.М., Дехтярь Л.И. Определение внутренних напряжений в цилиндрических деталях. – М.: Машиностроение, 1965. – 176 с.

36. Колмогоров В.Л. Напряжения, деформации, разрушение. – Л.: Металлургия, 1970. – 229 с.
37. Копыловский Х.И., Зайдес С.А., Квактун В.Б., Дружинина Т.Я., Слепнев А.В. Остаточные напряжения в калиброванных прутках //Исследования по механике деформируемых сред. – Иркутск, 1979. – С.49-54.
38. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. – М.: Наука. Гл.ред.физ.-мат.лит., 1978. – 832 с., ил.
39. Корнеев В.Г. Схемы метода конечных элементов высоких порядков точности. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1977. – 208 с.
40. Куприн М.И., Копыловский Х.И., Зайдес С.А. Влияние длины цилиндрической части волокна на остаточные напряжения в калиброванных прутках //Теория и практика производства метизов. – Свердловск, 1978. – Вып.7. – С.115-122.
41. Маджид К.И. Оптимальное проектирование конструкций. – М.: Высш.школа, 1979. – 235 с.
42. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
43. Малинин Н.Н., Романов К.И. Приближенное решение задачи горячей осадки полого цилиндра. – Изв. вузов. Машиностроение, 1977. №7. – С.104-108.
44. Малинин Н.Н., Романов К.И. Решение задач горячего формоизменения методом конечных элементов. – Изв. вузов. Машиностроение, 1977. №8. – С.127-131.
45. Малинин Н.Н. Технологические задачи пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1979. – 119 с.
46. Малков В.П., Угодчиков А.Г. Оптимизация упругих систем. – М.: Наука, 1981. – 288 с.

47. Малков В.П., Миндалина Т.А. Задача оптимизации сферического сосуда с учетом автофретажа //Прикл.пробл.прочн. и пластич. /Горьк.ун-т, №29. – С.88-94.
48. Математическое моделирование многопереходных процессов штамповки выдавливанием и биооптимизация гидроцилиндров /В.Н. Ашихмин, В.Ю. Столбов //Тез.докл.научно-техн.конф., Пермь, апрель 1987. – Пермь, 1987. – С.63.
49. Минков М.А. Технология изготовления труб. – М.: Машиностроение, 1970. – 396 с.
50. Митиелл Э., Уэйт Р. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными. – М.: Мир, 1981. – 216 с.
51. Массакровский В.П., Почтман Ю.М., Семенец С.Н. Оптимизация деформируемых систем в условиях многокритериальности //Докл.АН УССР, 1983, А. №4. – С.51-55.
52. Никифоров Б.А., Белан А.К., Харитонов В.А. Оптимизация процесса получения низкоуглеродистой арматурной проволоки //Завод.лаб., 1981, 47, №3. – С.58.
53. Никольс Р. Конструирование и технология изготовления сосудов давления. /Пер.с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 464 с.
54. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.: Мир, 1981. – 304 с.
55. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред. – М.: Мир, 1976. – 464 с.
56. Оптимальное управление процессами пластического деформирования с целью получения заданных характеристик материала /В.Н. Ашихмин, И.Н.Бояршинова, Ю.И.Няшин, В.Ю.Столбов //Всесоюзная школа-семинар "Математическое моделирование в науке и технике": Тез.докл., Пермь, 9-15 июня 1986 г. – Пермь, 1986. – С.23-24.

57. Оптимизация технологических процессов выдавливания с целью получения гидроцилиндров минимального веса /В.Н.Ашихмин, Ю.И.Няшин //VI Всесоюзная конф. по управлению в механических системах: Тез.докл., Львов, 26-28 апреля, 1988 г. – Львов, 1988. – С.13.
58. Оптимальное управление технологическим процессом изготовления гидроцилиндров с целью получения заданного распределения механических свойств материала /В.Н.Ашихмин, В.Ю.Столбов //II Всесоюзная конф. "Механика неоднородных структур": Тез.докл., Львов, 2-4 сент. 1987 г. – Львов, 1987. – С.14-15.
59. Остаточные напряжения в заготовках и деталях крупных машин /Сб.статей под ред. Михайлова О.Н. – Свердловск, НИИТЯЖМАШ Уралмашзавода, 1971. – 192 с.
60. Перлин И.Л., Ерманок М.З. Теория волочения. – М.: Металлургия, 1971. – 448 с.
61. Перлин И.Л., Райтбари Л.Х. Теория прессования металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 448 с.
62. Поздеев А.А., Трусов П.В., Няшин Ю.И. Большие упруго-пластические деформации: теория, алгоритмы, приложения. – М.: Наука, 1986. – 232 с.
63. Поздеев А.А. Оптимизационные задачи течения полимеров //Краевые задачи упр.и неупр.систем /Свердловск, 1985. – С.3-6.
64. Поздеев А.А., Няшин Ю.И., Трусов П.В. Остаточные напряжения: теория и приложения. – М.: Наука, 1982. – 112 с.
65. Полухин П.И., Гун Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформация металлов и сплавов. Справочник. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.
66. Прачер В. Основы теории оптимального проектирования конструкций: Пер.с англ. – М.: Мир, 1977. – 111 с.
67. Проектирование ракетных и ствольных систем /Под ред. Б.В.Орлова. – М.: Машиностроение. – 1974. – 827 с.

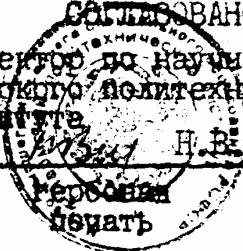
68. Проскуряков Ю.Г., Романов В.Л., Исаев И.Н. Объемное дорнование отверстий. – М.: Машиностроение, 1987. – 227 с.
69. Рвачев В.Л. Теория Р-функций и некоторые её приложения. – Киев: Наукова думка, 1982. – 552 с.
70. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгедел К. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Пер.с англ. – М.: Мир. – 1986.
71. Сегал В.М., Свирид Г.Д. Численное исследование осесимметричных вязкопластических течений методом конечных элементов //Докл.АН БССР, 1973, 17, №9. – С.819-821.
72. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
73. Селянинов А.А., Трусов П.В., Няшин Ю.И., Столбов В.Ю. Об одном подходе к исследованию напряженно-деформированного состояния при прокатке //Краевые задачи: Межвуз.сб.начу.тр. //Пермь: Перм.ун-т, 1977. – С.12-19.
74. Смирнов-Аляев Г.А. Теория автоскрепления цилиндров. – М.: Оборонгиз, 1940. – 286 с.
75. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. Изд. 4-е. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
76. Стрэнг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 350 с.
77. Сварле Ф. Метод конечных элементов для эллиптических задач. – М.: Мир, 1980. – 512 с.
78. Теория пластических деформаций металлов /Е.П.Унксов, У.Джонсон, В.Л.Колмогоров и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 598 с.
79. Третьяков А.В., Трофимов Г.К., Зюзин В.И. Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением. – М.: Металлургия, 1974. – 222 с.

80. Троицкий В.А., Петухов Л.В. Оптимизация формы упругих тел. – М.: Наука, 1982. – 268 с.
81. Тропотов В.В. Имитационный подход к оптимизации сложных конструкций //Прикл.пробл.прочн.и пласт. Исслед. и оптимиз. констр. /Горьк.ун-т, 1987. – С.21-31.
82. Трусов П.В., Няшин Ю.И., Столбов В.Ю. Об одном алгоритме решения задач установившегося течения металла //Обработка металлов давлением: Тр.вузов РСФСР. – Свердловск: Урал.поли-техн.ин-т.– Вып.6. – С.82-86.
83. Физическое металловедение: В 3-х т., 3-е изд., перераб. и доп. /Под ред. Кана Р.У., Хаазена П.Т., Т.3: Физико-механические свойства металлов и сплавов: Пер. с англ. – М.: Metallurgia, 1987. – 663 с.
84. Хог Э., Аррора Я. Прикладное оптимальное проектирование. – М.: Мир, 1983. – 480 с.
85. Хог Э., Чой К., Комков В. Анализ чувствительности при проектировании конструкций: Пер.с англ. – М.: Мир, 1988. – 428 с.
86. Целиков А.И., Белянинов В.К., Ананьев И.Н., Калмыков В.В. Объемные задачи теории прокатки /В сб.: Труды МВТУ, 1984, 412. – С.8-24.
87. Чеченев Н.А., Кудрин А.Б., Полухин П.И. Методы исследования процессов обработки металлов давлением (экспериментальная механика). – М.: Metallurgia, 1977. – 311 с.
88. Шаблий О.Н., Медынский Я.Р. Оптимальное управление созданием остаточного напряженно-деформированного состояния в твердых термоупругопластических телах //Терноп.фил. Львов. политехн. ин-та. Тернополь, 1984. 8с. /Рук. деп.в УкрНИИНТИ 8 мая 1985 г., №965Ук-85Деп.
89. Шаблий О.Н., Гаранюк Т.Р. Оптимальное управление вязкоупругопластическим деформированием твердых тел. //X семинар актуал. пробл. прочн. по теме Пластич. металлов и конструкций, 23-26 апр.1985. Тез.докл., Тарту, 1985. – С.135-136.

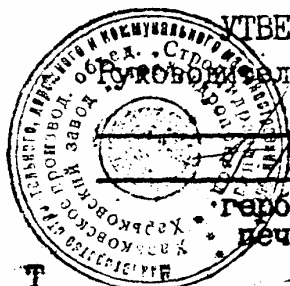
90. Abou-Eltail Mohsen M.M., Farag M.M. Analysis of direct extrusion by the finite element technique. – *Curr.Adv.Mech.Des. and Prod. Proc. 1st Int. Conf.*, Cairo 27-29 Dec., 1979. Oxford e.a., 1981, pp.239-246.
91. Boisserie J.M., Glowinski R. Controle par la loi diepaissieur pour les coques elastques axi-simetriques. – *Probl. Nonlineares mec. Symp. br.-poe.*, Cracovie, 1977, Varsovie, 1980, pp.85-95.
92. Germain Y., Chenot J.L., Mosser P.Ep. Finete element analysis of shaped lead-tin disk forgings. – *Numer. Meth. Ind. Form. Process.: Proc. 2nd Int. Conf.*, Gotenburg, 29-31 Aog., 1986. Rotterdam; Bpston, 1986, pp.271-276.
93. Jendo Stefan, Marks Wojciech Zastosowanie optymalizacji wielokryterianej w teorii konstrukeji, – *Arch. inz. lad.*, 1984, 30, N2-3, pp.353-379.
94. Knot N.S. Algorithms based on optimality criteria to design minimum weight structures. – *Eng. Optim.*, 1981, v.5, N2, pp.73-90.
95. Neittaanmaki P., Tiihomen T. Mathematical programming methods dor an optimal shape design problem. – *Z. angew. Math. und Mech.*, 1984, v.64, N5, pp.339-340.
96. Smith D.J., Bramley A.N. A theoretical study of tube drawing a floatim plug. – *Proc. 13th Int. Machine Tool and Res. Cont. Birmingham*, 1972, London, e.a., 1973, pp.501-506.
97. Tekkaya A.E., Gerhardt J. Residual Stresses in Gold-Formed Workpieces. *Annals of the CIRP 34/1(1985)*, s.225-230.
98. Thermo-mechanical finite-element analysis of metalforming //Pillinger I., Hartley P., Sturgess C.E.N. and Rowe G.W./ *Num.Math.Therm.Probl. Pt.2. Proc. 14th Int. Conf.*, Swansea. 15th-18th Julu, 1985. – Swansea, 1985. pp.1176-1188.
99. Tseng A.A. A numerical analysis of extrusion processes. – *SME Manuf.Eng.Trans, Vol.9. 9th North Amer.Manuf., Res. Konf.*, 1981, v.9, pp.467-474.

ПРИЛОЖЕНИЕ

СОГЛАСОВАНО:
 Проректор по научной работе
 Пермского политехнического
 института



Н. В. Шулаков



УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель предприятия

Н. С. Коржухов

Гарбовая
 печать

А К Т

о внедрении результатов НИОКР

Результаты работы кафедры теоретической механики
 Пермского политехнического института, а именно рациональные
параметры процесса изготовления гильз гидроцилиндров холодным
(наименование разработки)

пластическим деформированием

выполненной по договору о сотрудничестве № 88/53-НИИ
(наименование, № Х.Д., з.н., дог. на передачу,

"Совершенствование процесса изготовления гильз гидроцилиндров
дог. о сотрудничестве)
холодным пластическим деформированием"

с августа 19 88г. по декабрь 19 88 г., объем затрат _____
 тыс. руб., в гос. рег. _____ и переданные Харьковское
 п/о "Стройгидропривод"
(наименование организации (предприятия) - заказчика)

внедрены с октября месяца 19 88 г. на (в) _____
Харьковском п/о "Стройгидропривод"
(организация (предприятие), где внедрены разработки)

в технологии изготовления гидроцилиндров
(указать наименование объекта или системы, в составе
которых разработка нашла практическое применение)

в соответствии с планом предприятия
(по какому плану проводилось внедрение)

Назначение внедренной разработки совершенствование технологии
(раскрыть конкретные рабочие
изготовления гидроцилиндров
функции внедренной разработки)

Технический уровень разработки _____
(№ авторских свидетельств

на изобретения, лицензии, патентов)

Вид внедрения серийное изготовление гидроцилиндров
(эксплуатация изделия и сооружения, изготовление

продукции (серийное, ускоренное, единичное производство),

использование производственных работ, функционирование систем

организации и управления)

Акт внедрения го форме Р-10 ЦСУ организацией, предприятием не представляется _____
(указать причину)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

1. Организационно-технические преимущества снижение материалоемко
(параметры,

и повышение качества поверхности гидроцилиндров
характеризующие степень качественного улучшения функциональных

или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или

заменяемым вариантом)

2. Социальный эффект разработана методика расчета основных
(защита здоровья человека, охрана окру-
параметров процесса

жающей среды, повышение престижа страны, совершенствование

структур управления, развитие науки и научных исследований)

3. Экономический эффект от внедрения разработок достигнут за
счет снижение материалоемкости заготовок, снижение трудоемкости
(количественная характеристика экономии материальных,

процесса и повышение качества поверхности

энергетических и трудовых ресурсов, повышение качества

продукции)

При этом получен фактический (ожидаемый) экономический эффект
с момента внедрения 80 (восемьдесят) тыс. руб.

Долевое участие Пермского политехнического института в получен-
ном экономическом эффекте составляет 50

(пятьдесят)

(сумма цифрами и прописью) тыс. руб.

Уведомление о получении фактического экономического эффекта
(в случае, когда разработка внедрена с ожидаемым экономическим
эффектом) будет сообщено ПИИ в 19 г.
(квартал)

Приложение: Расчет фактического (ожидаемого) экономического
эффекта находится на предприятии.

От исполнителя:

Руководитель темы

Столюбов Столюбов В.Ю.

Руководитель отдела
внедрения

Ашихмин

Ответственный исполнитель

Ашихмин Ашихмин В.Н.

От заказчика:

Техническая служба

Быканов Быканов В.Ф.

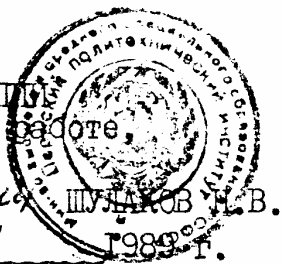
Главный бухгалтер

Зайченко Зайченко А.И.

Руководитель ЦЭО

Бойченко Бойченко Н.А.

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор ИИИ
по научной работе
профессор



"26" 09

1989 г.



УТВЕРЖДАЮ:
Зам. Руководителя
предприятия

"27" 09

1989 г.

СПРАВКА



о внедрении программного комплекса по расчету
процесса автофретирования

В течение 1988-89 гг. Пермским политехническим институтом и Пермским машиностроительным заводом им. В.И. Ленина проводилась работа по исследованию процесса автофретирования труб высоким давлением. Пермским политехническим институтом (руководитель работ к.т.н. Столбов В.Ю., исполнитель мл. науч. сотрудник Ашихмин В.Н.) разработана новая методика оптимального прочностного проектирования труб с учетом процессов изготовления. Для процесса автофретирования труб внутренним давлением поставлены и решены аналитически следующие оптимальные задачи:

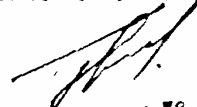
- 1) определение оптимального значения давления автофретирования для получения труб максимальной прочности с заданными геометрическими параметрами из заданного материала;
- 2) определение оптимального давления автофретирования для получения трубы с минимальной толщиной стенки с заданными прочностными свойствами из заданного материала.

Результаты решения перечисленных задач использованы в программном комплексе "АВТОФРЕТАЖ" для персональных ЭВМ IBM PC. Указанный программный комплекс передан на Пермский машиностроительный завод им. В.И. Ленина. С использованием данного комплекса проведена оптимизация процесса автофретирования для конкретного типоразмера труб. Переданный комплекс будет использован при разработке технологии автофретирования труб внутренним давлением.

Представители ИИИ

 СТОЛБОВ В.Ю.
 АШИХМИН В.Н.

Представитель з-да
им. В.И. Ленина

 ГУРЕВИЧ Е.И.
27.09.89г.