

М491683
Государственный комитет СССР по народному образованию

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

На правах рукописи

ФЕДСРОВ Андрей Александрович

УДК 539.3:621.979

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТЯЖЕЛЫХ ПРЕССОВ С СОСТАВНОЙ
СТАНИНОЙ СКРЕПЛЕННОЙ ОБМОТКОЙ

01.02.06. — Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1990

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор БИДЕРМАН В.Л.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
доцент ПОПОВ Б.Г.
кандидат технических наук,
доцент ЖИСЛИН А.Я.

Ведущее предприятие - указано в решении Совета.

Защита диссертации состоится "29" ноября 1990 г.
на заседании Ученого Совета Д 053.15.08
Ордена Октябрьской Революции и
Ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом
университете имени Н.Э.Баумана, 2-я

просьба

библиотеке МГТУ

1990 г.

В.В.ДУБИНИН

им. Н.Э.Баумана
из № 561

М491683



1491683

Федоров А.А. Разработка мет

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Перспективным способом получения крупногабаритных деталей из высокопрочного листового материала является штамповка эластичной средой (ШЭС). К преимуществам опособа относятся: быстрое изготовление инструмента, малое время запуска в производство, высокое качество деталей, особенно верхней поверхности, возможность опробования материалов разной толщины в одном и том же инструменте, возможность получения поднутренний при использовании составного инструмента, работа без ударных нагрузок, отсутствие трудоемких шабровочных работ, сокращения количества переходов формовки при меньшей стоимости инструмента и деталей.

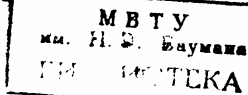
Комплекс научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ, выполненных во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургического машиностроения (ВНИИметмаш), на Коломенском СПО и других предприятиях позволил создать мощные гидравлические прессы для ШЭС усилием до 600 МН и технологическим давлением эластичной среды до 100 МПа. Это создало условия для широкого и эффективного применения таких высокопрочных материалов, как нержавеющие стали, специальные вязкие стали и титановые сплавы.

ШЭС традиционно используется на авиационных заводах для изготовления опытных образцов листовых деталей и партий до 12 тысяч штук. При этом экономится до 90% стоимости инструмента и материала. Сегодня крупные автомобильные фирмы Западной Европы, США и Японии также используют мощные прессы для ШЭС для получения прототипов и малых серий деталей. Первой была фирма BMW (ФРГ), на заводе которой с 1966 г. работает пресс усилием 1060 МН, поставленный фирмой ASEA (Швеция), которая изготовила также для фирмы VOLVO (Швеция) в 1988 г. пресс усилием 909 МН.

Уже сегодня отечественной промышленности требуются прессы усилием превышающим 1000 МН. Определяющее значение при создании столь мощных прессов имеет прочность конструкции. Поэтому задача создания надежных и эффективных методик прочностных расчетов актуальна.

Цель работы. Целью диссертационной работы является:

1) разработка методов прочностного расчета составной ста-



нины плунжерного пресса для штамповки эластичной подушкой с учетом взаимодействия ригеля, арки и пакета обмотки. Анализ влияния основных параметров конструкции и схем нагружения прессов.

2) разработка методов прочностного расчета составной станины пресса для штамповки эластичной диафрагмой с учетом взаимодействия траверсы, кольца и скрепляющей обмотки. Анализ напряженно-деформированного состояния наиболее ответственной детали-кольца.

Научная новизна. Разработана методика поэтапного прочностного расчета конструкции станины плунжерного пресса. Впервые решена задача контакта ригеля и арки пресса. Использован метод граничных элементов (МГЭ). На основе суперэлементного подхода разработана эффективная методика, позволяющая рассчитывать зависимость распределения усилий на границе контакта от основных конструктивных параметров и схем нагружения прессов. Впервые учтено упругое воздействие пакета скрепляющей обмотки.

Разработана методика прочностного расчета конструкции станины диафрагменного пресса. Впервые решена задача контакта траверсы и кольца пресса, причем для траверсы использован МГЭ, а для кольца с обмоткой метод конечных элементов (МКЭ). Впервые учтено проскальзывание витков пакета обмотки. Разработан эффективный единый итерационный алгоритм совместного решения задачи контакта и задачи проскальзывания.

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов станин прессов.

Достоверность результатов исследования подтверждена численными экспериментами по оценке сходимости и точности разработанных алгоритмов, решением тестовых задач, а также - сравнительным анализом расчетных результатов с полученными экспериментальными данными.

Практическая ценность работы состоит в том, что результаты исследования позволяют рациональным образом подходить к проектированию прессов (путем анализа влияния основных конструктивных параметров и схем нагружения прессов на напряженно-деформированное состояние наиболее ответственных элементов конструкций), значительно сократить время и объем экспериментальных исследований, улучшить эксплуатационные характеристики действующих прессов. Рассчитаны базовые станины прессов

плунжерного и диафрагменного типов. Методики расчета и составленные на их основе ЭВМ-программы переданы в НИО ВНИИметмаш для практического использования.

Апробация работы. В ходе выполнения диссертационной работы результаты исследования докладывались на конференции молодых ученых и специалистов конструкторско-механического факультета МВТУ им. Н.Э.Баумана (декабрь 1986 г.), на VIII Всесоюзной школе-семинаре "Методы конечных и граничных элементов в строительной механике" в г.Усть-Нарва (май 1987 г.), на XIV Научно-технической конференции молодых ученых и специалистов ИТМ АН СССР в г.Харькове (апрель 1988 г.), на конференции молодых ученых и специалистов факультета "Робототехника и комплексная автоматизация" МВТУ им. Н.Э.Баумана (май 1988 г.), на научном семинаре кафедры "Сопротивление материалов и динамика и прочность машин" МГТУ им. Н.Э.Баумана (ноябрь 1986 г., ноябрь 1987 г., ноябрь 1988 г., ноябрь 1989 г., март 1990 г.).

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 5 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, раздела с основными результатами и выводами по работе, списка литературы и приложений. Работа изложена на 191 странице, включая 65 рисунков. Библиография насчитывает 140 наименований. Приложения занимают 27 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, содержатся сведения о технологическом процессе ШЭС, показаны перспективы использования мощных прессов для ШЭС. Отмечается, что перспективным методом сокращения габаритов и металлоемкости машин, снижения их стоимости и повышения надежности, обладающим широкими возможностями по управлению напряженно-деформированным состоянием конструкции, является замена монолитных базовых деталей крупных машин многоэлементными составными предварительно напряженными конструкциями. Особенно эффективным является скрепление конструкций путем обмотки их натянутой высокопрочной стальной лентой. Наиболее ярко преимущества этого метода проявились в скрепленных обмоткой конструкциях прессов для ШЭС, наибольший вклад в теоретическое обоснова-

ние и внедрение которых принадлежит Л.Д.Голману и А.Н.Куровичу.

Сформулирована цель работы, ее научная новизна и практическая ценность.

В первой главе отражено создание, использования и перспективы развития тяжелых прессов для ШЭС. Рассматриваются вопросы применения в конструкциях прессов усиленных обмоткой составных станин.

Вторая глава посвящена разработке методов расчета составной станины прессы для штамповки эластичной подушкой. Приводится обзор проведенных ранее исследований прочности таких конструкций.

Перспективная конструктивная схема плунжерного прессы (рис. 1) была принята за базовую и на ее основе спроектированы прессы усилием 45, 120, 240, 400 МН. Здесь использована многоэлементная предварительно напряженная станина, состоящая из арок 1 и стоек 2, усиленных высокопрочной лентой 3. Контейнер с эластичной средой 4 расположен в верхнем ригеле 5, а рабочий цилиндр 6 установлен на нижнем 7.

Наиболее ответственной деталью прессы является ригель-контейнер. Он взаимодействует с аркой (при сборке между ригелем и аркой возникает технологический зазор). Зона возможного контакта ригеля и арки велика; поэтому распределение контактных усилий определяющим образом сказывается на напряженно-деформированном состоянии ригеля-контейнера. Для определения контактных усилий и их зависимости от геометрии деталей необходимо решение контактной задачи. Априорные оценки закона распределения контактных усилий невозможны, так как при столь значительной зоне возможного контакта даже малые изменения геометрии контактирующих тел или внешней нагрузки могут привести к существенному перераспределению контактных усилий. Ранее в расчетах контактная задача не рассматривалась.

Большой вклад в разработку и развитие современной теории и аналитических методов решения задач контактного взаимодействия внесли советские ученые В.М.Александров, Н.И.Мусхелишвили, Л.А.Галли, Г.Я.Попов, Р.В.Рвачев, Д.И.Шерман и др., и зарубежные — М.Тибер, Р.Д.Миндлин, К.Джонсон и др. Разработанные ими аналитические методы позволяют успешно решать прикладные контактные задачи. Но ограничения и допущения на усло-

вия взаимодействия контактирующих тел, особенности конструкций, свойства материалов, а также сложность математического аппарата ограничивают практическое применение аналитических решений. Значительный прогресс в решении контактных задач связан с использованием численных методов, в частности МКЭ и МГЭ. Особенно эффективным в решении задач контакта оказывается МГЭ. МГЭ – это метод решения краевых задач для дифференциальных уравнений в частных производных, появившийся в результате сочетания идей теории потенциала с методами современной теории аппроксимации. Своими теоретическими основами МГЭ восходит к работам советских ученых: С.Г. Михлина, Н.М. Гюнтера, И.Д. Купрадзе и др. Дальнейшим развитием МГЭ в СССР занимались В.З. Партон, П.И. Перлин, В.Ю. Верожский, Н.М. Хуторянский, А.А. Александров, М.И. Лазарев, А.И. Цейтлин, Л.Г. Петросян и др. Значительный вклад в развитие и, особенно, популяризацию МГЭ внесли зарубежные ученые: *C. Bzebbia, R.K. Banejee, R. Butterfield, T. Cruse и др.*

Решением контактных задач МГЭ в СССР активно занимаются А.Н. Подгорный и Г.Л. Хавин, развившие оригинальный и удобный суперэлементный подход. Большой вклад внесли также зарубежные ученые: *T. Andersson, B. Fredriksson, B.B. Allan-Persson, F. Paris, A.A. Bakr, M.J. Abdul-Mihsein, B. Karami.*

Для расчета примем схему плоского напряженного состояния, причем по симметрии (рис. 1) будем рассматривать четвертую часть станины пресса и сопрягаемую с ней половину ригеля. Равномерная нагрузка q от эластичной подушки может быть распределена на различных высотах h (в зависимости от вида штампуемых изделий). Глубина полости ригеля d также может быть различной.

Напряженно-деформированное состояние арки и стойки складывается из двух составляющих: от предварительной затяжки обмоткой и от рабочей нагрузки. Технология изготовления конструкции такова, что вначале происходит затяжка обмоткой, а потом по выверенным размерам деформированной арки изготавливают ригель. Таким образом, напряженно-деформированное состояние ригеля обусловлено только рабочей нагрузкой. Вследствии этого воздействия затяжки и рабочей нагрузки рассчитываются отдельно. Методика расчета напряженно-деформированного состояния арки и стойки от затяжки обмоткой разработана ранее Л.Д. Голь-

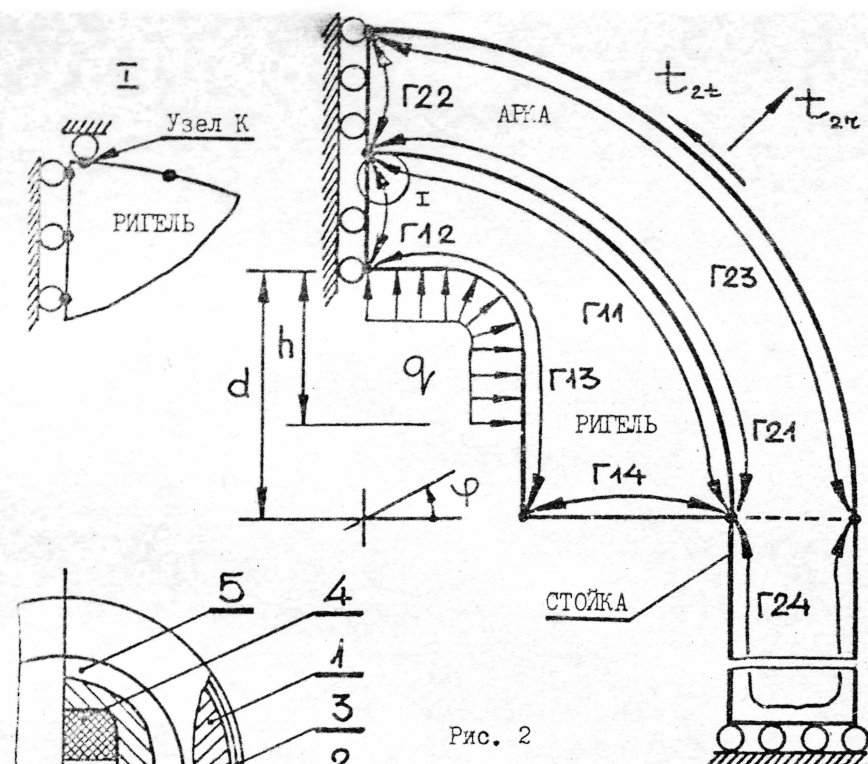


Рис. 2

Рис. 1

Рис. 3

маном. Рассматриваем действие рабочей нагрузки. Расчет целесообразно проводить в два этапа. На первом МЭ рассчитываем контактное взаимодействие ригеля и арки. На втором этапе, используя полученное решение, проводим подробный анализ напряженно-деформированного состояния конструкции.

Границы ригеля и арки-стойки разделим на части (рис. 2). Границу ригеля на Г11, Г12, Г13 и Г14. Границу арки-стойки на Г21, Г22, Г23 и Г24. Граница Г11-Г21 - граница возможного контакта ригеля и арки. Граница Г23 - граница взаимодействия арки и пакета обмотки. Согласно МЭ для ригеля можно записать:

$$[F_p]\{u_{11}u_{12}u_{13}u_{14}\}^T - [G_p]\{t_{11}t_{12}t_{13}t_{14}\}^T, \quad (1)$$

где $[F_p], [G_p]$ - известные матрицы, а $\{u_{11}\} \dots \{u_{14}\}, \{t_{11}\} \dots \{t_{14}\}$ - перемещения и усилия узлов границ Г11, ..., Г14, соответственно. Используем линейные граничные элементы. В угловых точках и в точках разрыва внешней нагрузки q используем двойные узлы. Угловой узел границы Г11 ригеля К закрепляем в вертикальном направлении, чтобы избежать жестких перемещений ригеля. Собираем неизвестные компоненты векторов $\{u_{11}\}$ и $\{t_{11}\}$ слева в (1) и учитываем: 1) на границе Г12 запрещены горизонтальные смещения, а вертикальные усилия равны нулю; 2) $\{t_{13}\} = q\{l_{13}\}$, где $\{l_{13}\}$ - направляющие косинусы внутренней нормали в узлах границы Г13; 3) $\{t_{14}\} = 0$. Переходя к полярным координатам (r и t) на границе Г11 имеем:

$$\{u_{11zt}\} = [R'_{11}]\{t_{11zt}\} + q[R'_{13}]\{l_{13}\}, \quad (2)$$

где $[R'_{11}]$ и $[R'_{13}]$ - известные матрицы.

Действуя аналогичным образом для арки-стойки и переходя к полярным координатам на границах Г21 и Г23, имеем:

$$\{u_{21zt}\} = [R''_{11}]\{t_{21zt}\} + [R''_{13}]\{t_{23zt}\}, \quad (3)$$

$$\{u_{23zt}\} = [R''_{31}]\{t_{21zt}\} + [R''_{33}]\{t_{23zt}\}. \quad (4)$$

где $[R''_{11}], [R''_{13}], [R''_{31}], [R''_{33}]$ - известные матрицы. Вертикальные перемещения узлов границы Г21 отсчитываются относительно вертикального перемещения узла арки, соответствующего узлу закрепления ригеля. Учтем условие на границе возможного контакта:

$$\{t_{21zt}\} = -\{t_{11zt}\}. \quad (5)$$

$$\text{Введем обозначение: } \{\Delta_{rt}\} = \{u_{1rt}\} - \{u_{2rt}\}. \quad (6)$$

Разделим переменные:

$$\{\Delta_{rt}\} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} \Delta_r \\ \Delta_t \end{matrix} \right\}; \quad \{u_{23rt}\} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} u_r \\ u_t \end{matrix} \right\}; \quad (7)$$

$$\{t_{1rt}\} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} t_{1r} \\ t_{1t} \end{matrix} \right\}; \quad \{t_{23rt}\} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} t_{2r} \\ t_{2t} \end{matrix} \right\}.$$

Задачу контакта ригеля и арки целесообразно решать без учета трения, т.е. полагая $\{t_{1t}\} = 0$. (8)

Примем следующие условия контакта:

$$\Delta_{ri} = \delta(\varphi_i) \text{ и } t_{1ri} < 0 \text{ если в узле } i \text{ есть контакт и} \quad (9)$$

$$\Delta_{ri} < \delta(\varphi_i) \text{ и } t_{1ri} = 0 \text{ если в узле } i \text{ контакта нет.}$$

$\delta(\varphi)$ - радиальный технологический зазор. Считаем, что этот зазор возникает из-за различия радиусов деформированной от затяжки арки и ригеля ($\delta = R_A - R_p$) и полагаем $\delta(\varphi) = \delta(1 - \sin \varphi)$.

При работе пресса арка взаимодействует с пакетом обмотки. Считаем, что между обмоткой и аркой проскальзывания нет. Результаты расчетов полностью подтвердили правомерность такого подхода. Поскольку по сравнению с изгибной жесткостью арки изгибная жесткость обмотки мала, рассматриваем обмотку как абсолютно гибкую. Уравнения равновесия обмотки имеют вид (рис.3):

$$N'(\varphi) - t_{2t}(\varphi) \cdot R = 0; \quad N(\varphi) + t_{2r}(\varphi) \cdot R = 0. \quad (10)$$

$$\text{Но } \frac{N(\varphi)}{EH} = \frac{1}{R} (u_r(\varphi) + u_t'(\varphi)), \quad (11)$$

где E - модуль упругости, u_r, u_t - окружное и радиальное перемещения границы Г23 арки.

$$\text{Тогда } t_{2r}(\varphi) = -\frac{EH}{R^2} (u_r(\varphi) + u_t'(\varphi)), \quad (12)$$

$$t_{2t}(\varphi) = \frac{EH}{R^2} (u_r'(\varphi) + u_t''(\varphi)).$$

Заменяя $u_r(\varphi)$ и $u_t(\varphi)$ их значениями в узлах и используя (4) после преобразований имеем:

$$\{t_{2r}\} = [MT_r]\{t_{1r}\}, \quad \{t_{2t}\} = [MT_t]\{t_{1r}\}, \quad (13)$$

где $[MT_r]$ и $[MT_t]$ - известные матрицы.

Тогда из (4), (5) и (13) после преобразований получим:

$$\{\Delta_r\} = [IT]\{t_{1r}\} + q[KR_q]\{l_{13}\}, \quad (14)$$

где $[IT]$ и $[KR_g]$ - известные матрицы.

Система уравнений (14) решается совместно с нелинейными условиями (9) итерационным методом последовательных приближений.

Основные достоинства разработанной методики состоят в том, что сокращена до минимума размерность системы уравнений (оставлены только те переменные, которые сами участвуют в итерационном процессе) и выделены в явном виде в разрешающих уравнениях давление эластичной подушки q и, что особенно важно, высота нагрузки в полости ригеля h , которую можно менять, задавая вектор $\{l_{13}\}$, что дает возможность для различных зазоров и видов нагружения не формировать матрицы системы заново. Частичное изменение матриц необходимо только при изменении d - глубины полости ригеля. Далее, зная усилия на границе контакта, находим неизвестные на остальных границах ригеля и арки-стойки. Затем по необходимости переходим к анализу напряженно-деформированного состояния во внутренних точках.

По разработанной методике была рассчитана базовая конструкция станины. Определены зависимости контактных усилий от основных конструктивных параметров и схем нагружения: глубины полости ригеля, величины зазора между ригелем и аркой, высоты эластичной подушки и рабочей нагрузки. Показано, что при любом допустимом сочетании конструктивных параметров и схем нагружения раскрытие стыка между аркой и стойкой при работе прессы не происходит. Зона контакта ригеля и арки устанавливается в начале процесса нагружения и уже при 50% нагрузки (при давлении эластичной подушки 50 МПа) практически не отличается от полной (при давлении 100 МПа). При любом допустимом сочетании конструктивных параметров и схем нагружения возможная зона скольжения пакета обмотки по арке пренебрежимо мала.

Третья глава посвящена разработке методов расчета усиленной обмоткой составной станины прессы для штамповки эластичной диафрагмой. Приводится краткий обзор проведенных ранее исследований прочности таких конструкций.

Перспективная конструктивная схема прессы показана на рис. 4. Это гидростатические бесплунжерные прессы с, так называемой, "туннельной" станиной. Рабочее пространство имеет вид сквозной щели, куда задвигается стол I с формоблоками и заготовками, который останавливается в рабочем положении под контейнером с эластичной диафрагмой 2. Штамповка производится

путем закачивания рабочей жидкости в полость контейнера над диафрагмой. Зазор между контейнером и столом перекрывается подвижными планками 3. Станина прессы выполнена в виде укрепленного обмоткой 4 тонкостенного кольца 5, внутри которого установлены верхняя и нижняя траверсы-вставки 6, 7. Отечественный пресс диафрагменного типа усилием 600 МН, изготовленный по техническому проекту ВНИИметмаша, успешно работает на одном из заводов с 1984 г. при технологическом давлении до 100 МПа. Кольцо станины укреплено обмоткой из высокопрочной ленты, наматываемой с предварительным натяжением так, что на внутренней поверхности кольца возникают значительные окружные напряжения сжатия. Величина этих напряжений выбирается таким образом, чтобы при рабочем нагружении кольцо оставалось в области сжатия, что обеспечивает его прочность и долговечность. Между траверсами и кольцом имеется технологический зазор, который выбирается при нагружении. Для определения нагрузок, воспринимаемых наиболее ответственным элементом — кольцом необходимо решать контактную задачу. Из-за значительной толщины пакета обмотки и неравномерной передаче давления на кольцо, при деформации конструкции витки пакета обмотки могут проскальзывать, что отражается на напряженном состоянии кольца.

Конструктивная схема прессы позволяет принять для расчета схему плоско-напряженного состояния. Учитывая симметрию при решении задачи, рассматриваем четвертую часть станины прессы и сопрягаемую с ней половину верхней траверсы. Нагрузка осуществляется равномерным давлением эластичной диафрагмы q (рис. 5). Считаем, что нагрузка от диафрагмы передается на кольцо без искажения. Расчетная схема задачи приведена на рис. 5. Решению разнообразных задач деформирования пакетов обмотки посвящено много работ. Однако в большинстве из них проскальзывание витков не учитывается. Публикации, в которых рассматривалась бы задача проскальзывания витков, вызванного изгибанием пакета обмотки автору неизвестны.

Для моделирования проскальзывания был выбран МКЭ как наиболее пригодный для учета нелинейных эффектов. Для расчета траверсы использован МГЭ. Согласно МГЭ для траверсы имеем:

$$\{W_r\} = [PT]\{t_r\} + q\{c\}, \quad (15)$$

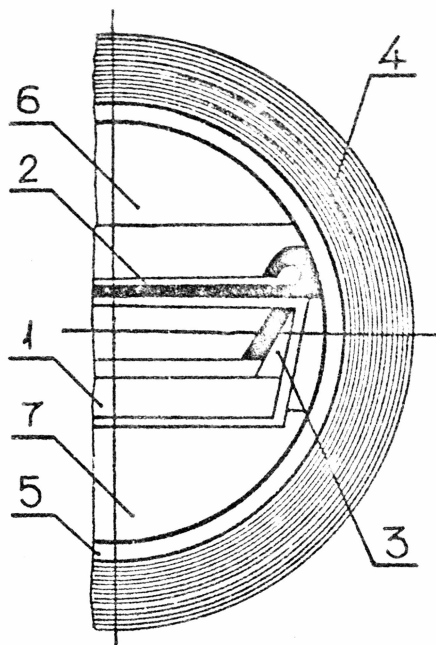


Рис. 4

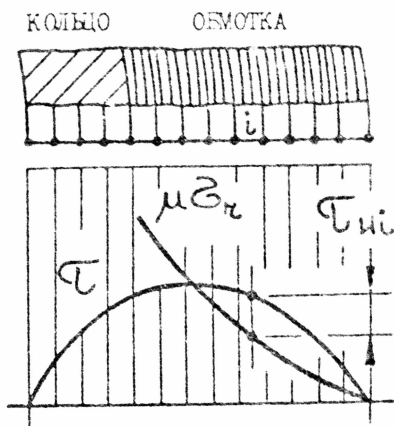


Рис. 6

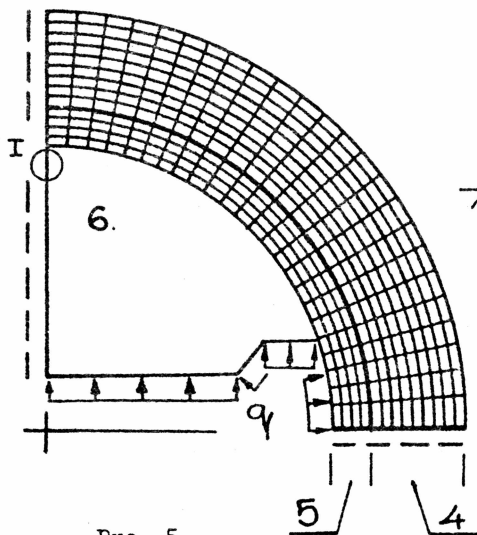


Рис. 5

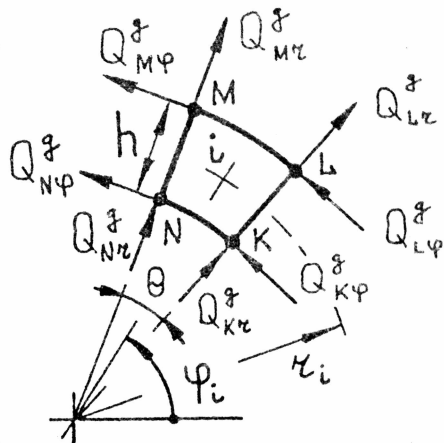
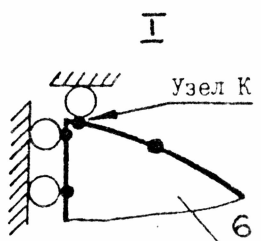


Рис. 7



где $\{W_T\}, \{t_r\}$ - радиальные перемещения и усилия узлов границы возможного контакта; $[PT], \{C\}$ - известные матрица и вектор. Во избежании жестких смещений траверса закреплена в узле К.

Кольцо с обмоткой разбито на 312 четырехугольных изопараметрических конечных элемента с 350 узловыми точками (рис. 5). Используем полярные координаты. В радиальном направлении расположено 13 элементов, причем 4 из них моделируют кольцо, а 9 обмотку. В обмотке 225 витков ленты, т.е. по 25 витков на элемент. Связь между деформациями и напряжениями в элементах обмотки определялась уравнениями состояния ортотропного материала. Установлено, что радиальная жесткость пакета зависит от давления сжимающего витки. Это давление обусловлено, главным образом, усилиями намотки и от рабочей нагрузки изменяется мало. Исследования, проведенные в НПО ВНИИметмаш показали, что в обмотках диафрагменных прессов радиальный модуль упругости E_r линейно изменяется по радиусу. E_r оказывается равным E для внутренних витков и равным $0,5+0,6 E$ для наружных. В конечных элементах обмотки принимаем E_r последовательно равным: $0,95E; 0,85E; 0,80E; 0,75E; 0,70E; 0,65E; 0,60E; 0,55E$.

Согласно МКЭ для кольца с обмоткой имеем:

$$[K]\{W\} = \{Q\}, \quad (I6)$$

где $[K]$ - матрица жесткости, $\{W\}, \{Q\}$ - узловые перемещения и силы. Выделяем из $\{W\}$ значения, соответствующие узлам границы возможного контакта и, учитывая закрепление траверсы в узле К, имеем $\{W_K\}$

Введем обозначение $\{\Delta\} = \{W_T\} - \{W_K\}$.

Учтем условие $\{t_K\} = -\{t_r\}$,

где $\{t_K\}$ - усилия в узлах границы возможного контакта кольца. Считаем, что зазор между траверсой и кольцом возникает из-за различия радиусов контактирующих поверхностей.

Обозначим $\delta = R_K - R_T$, где R_K - внутренний радиус кольца после затяжки обмоткой, R_T - радиус траверсы.

Условие контакта траверсы и кольца примем в виде:

$$\begin{aligned} \Delta_i &= \delta(\varphi_i) \text{ при } t_{Ti} < 0, \text{ если в узле } i \text{ есть контакт;} \\ \Delta_i &< \delta(\varphi_i) \text{ при } t_{Ti} = 0, \text{ если в узле } i \text{ контакта нет;} \end{aligned} \quad (I7)$$

где $\delta(\varphi) = \delta(1 - \sin \varphi)$.

При изгибании пакета витки обмотки могут проскальзывать. Суммарное радиальное напряжение в пакете определяется так:

$$\sigma_r(r, \varphi) = \sigma_r^H(r) + \sigma_r^P(r, \varphi), \quad (18)$$

где $\sigma_r^H(r, \varphi)$ — напряжение от рабочей нагрузки, определяемое МКЭ, $\sigma_r^H(r)$ — напряжение от намотки, известное заранее.

Примем условие проскальзывания витков пакета обмотки в виде:

$$|\tau_i| < \mu / \sigma_{zi} \text{ если в } i\text{-ом конечном элементе проскальзывания нет,} \quad (19)$$

$$|\tau_i| = \mu / \sigma_{zi} \text{ если в } i\text{-ом конечном элементе проскальзывание;}$$

где μ — коэффициент трения скольжения, τ_i, σ_{zi} — напряжения, вычисленные в центре элемента.

Уравнения (15) и (16) совместно с нелинейными условиями контакта (17) и проскальзывания (19) решаются в едином итерационном процессе методом последовательных приближений.

При решении появляются элементы, где условия проскальзывания нарушаются (рис. 6), т.е. образуется "избыточное" касательное напряжение: $\tau_{ui} = |\tau_i| - \mu / \sigma_{ui}$, которое необходимо снять (i — номер элемента). Это достигается путем приложения в узлах конечного элемента сил (рис. 7):

$$\begin{aligned} Q_{\kappa\varphi}^g &= \frac{1}{2} \tau_{ui} \theta\left(\tau_i + \frac{h}{2}\right), & Q_{\kappa\tau}^g &= \frac{1}{2} \tau_{ui} h \left(1 + \frac{h}{3\tau_i}\right); \\ Q_{\mu\varphi}^g &= -\frac{1}{2} \tau_{ui} \theta\left(\tau_i - \frac{h}{2}\right), & Q_{\mu\tau}^g &= \frac{1}{2} \tau_{ui} h \left(1 - \frac{h}{3\tau_i}\right); \\ Q_{m\varphi}^g &= -\frac{1}{2} \tau_{ui} \theta\left(\tau_i - \frac{h}{2}\right), & Q_{m\tau}^g &= -\frac{1}{2} \tau_{ui} h \left(1 - \frac{h}{3\tau_i}\right); \\ Q_{n\varphi}^g &= \frac{1}{2} \tau_{ui} \theta\left(\tau_i + \frac{h}{2}\right), & Q_{n\tau}^g &= -\frac{1}{2} \tau_{ui} h \left(1 + \frac{h}{3\tau_i}\right). \end{aligned} \quad (20)$$

Эти силы самоуравновешены и обеспечивают в элементе состояние чистого сдвига.

Особенность объединения итерационных процессов задачи контакта и задачи проскальзывания состоит в том, что итерационный процесс задачи проскальзывания чувствителен к изменению контактных усилий на кольце, а на решение контактной задачи

учет проскальзывания влияет незначительно. В едином алгоритме первые 4-5 итераций решается задача контакта (проскальзывание игнорируется), а начиная с 5-6-ой итерации (когда усилия на границе контакта достаточно успокоились) итерационные процессы задач контакта и проскальзывания идут параллельно. Сходимость единого алгоритма достигалась за 9-10 итераций.

По разработанной методике была рассчитана базовая конструкция станины. Определены контактные усилия на границе траверсов и кльца и зоны проскальзывания витков в пакете обмотки при различных давлениях эластичной диафрагмы и различной геометрии контактирующей с кольцом поверхности траверсы. Проведен анализ напряженного состояния кольца - наиболее нагруженного элемента конструкции. При различных давлениях диафрагмы и различной геометрии траверсы на внутреннем ободе кольца рассчитаны окружные напряжения - определяющие в прочностном расчете. Определена величина предварительного натяга между траверсой и кольцом, обеспечивающая минимальные напряжения в кольце как при полной рабочей нагрузке, так и в процессе нагружения. Благодаря этому можно существенно сократить число витков скрепляющей обмотки и изготавливать кольцо из более дешевой и легко обрабатываемой стали.

Четвертая глава посвящена экспериментальным исследованиям на плоской металлической модели диафрагменного пресса. На модели, выполненной в масштабе 1:6, методами тензоизмерений изучалось напряженное состояние кольца для отличающихся величиной внешнего радиуса траверс-вставок (т.е. для посадок с зазорами и натягами). Проводится сопоставление результатов расчета и данных эксперимента.

В приложении I приведено краткое описание и текст программы на языке *FORTRAN* ориентированной на IBM PC/AT и предназначенной для решения плоской контактной задачи теории упругости методом граничных элементов. Рассмотрен тестовый пример.

В приложении 2 приведены документы, подтверждающие практическое использование результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

I. Разработан метод прочностного расчета станины плунжерного пресса для штамповки эластичной подушкой.

Расчет строится в два этапа. На первом этапе решается за-

дача контакта ригеля и арки пресса. Используется один из наиболее перспективных методов решения задач механики деформируемого твердого тела — МГЭ, особенно эффективный в контактных задачах. В расчете учитывается воздействие скрепляющей конструкции обмотки, изгибная жесткость которой полагается пренебрежимо малой. На втором этапе также МГЭ исследуется напряженно-деформированное состояние элементов конструкции.

Предложенный метод решения задачи контакта был опробован при решении тестовой задачи и использован при доработке технического проекта пресса усилием 240 МН и при проектировании пресса усилием 400 МН.

Проведенные исследования показали, что при прочностном расчете плунжерного пресса необходимо решение контактной задачи. Разработанный метод позволяет реально оценивать влияние различных конструктивных параметров и схем нагружения пресса на напряженно-деформированное состояние как отдельных деталей так и всей конструкции в целом. Метод пригоден для расчета всех прессов плунжерного типа.

2. Разработаны методы прочностного расчета станины пресса для штамповки эластичной диафрагмой.

Решена задача контакта траверсы и скрепленного обмоткой кольца. Одновременно используются МГЭ и МКЭ — первый для траверсы, второй для кольца с обмоткой.

Решена задача проскальзывания витков пакета обмотки. Для учета переменной радиальной жесткости пакета, вызванной неполным прилеганием витков, в рамках конечного элемента обмотка моделируется ортотропным материалом. Проскальзывание учитывается путем приложения в узлах конечного элемента самоуравновешенных компенсирующих сил.

Разработан эффективный единый итерационный алгоритм совместного решения задачи контакта и задачи проскальзывания. Предложена схема выбора начального приближения, обеспечивающего устойчивую сходимость.

По разработанным методам была рассчитана конструкция пресса усилием 600 МН.

Проведенные исследования показали, что при прочностном расчете диафрагменного пресса необходимо решение как задачи контакта так и задачи проскальзывания. Разработанные методы, показавшие на практике высокую надежность и эффективность,

позволяют с необходимой точностью рассчитывать напряженно-деформированное состояние элементов конструкции и находить рациональную геометрию контактного соединения траверса-кольцо, определяющую напряженное состояние наиболее ответственной детали. Методы пригодны для расчета любых прессов диафрагменного типа.

3. Проведены экспериментальные исследования плоской металлической модели диафрагменного пресса. Анализ экспериментальных данных подтверждает обоснованность принятых в расчетах допущений, надежность разработанных методик и достоверность выработанных технических рекомендаций.

4. Внедрение разработанных методов расчета позволило существенно сократить время и объем экспериментальных исследований за счет использования численного эксперимента и выбора рационального сочетания параметров проектируемых конструкций. Результаты расчетов позволяют также улучшить эксплуатационные характеристики действующих диафрагменных прессов. Методики расчета реализованы в виде пакета прикладных программ, ориентированных на ЭВМ типа ЕС (для диафрагменных прессов) и на IBM PC/AT (для плунжерных прессов) и переданы в НИО ВНИИметмаш для практического использования.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Федоров А.А. Об алгоритмах расчета контактных задач деталей станин тяжелых прессов методом граничных элементов// Известия вузов. Машиностроение. - 1987. - № 8. - С. 159.

2. Применение метода граничных элементов в задаче контакта частей станины тяжелого пресса/В.Л.Бидерман, Л.Д.Гольман, А.Н.Курович, А.А.Федоров//Известия вузов. Машиностроение. - 1988. - № 2. - С. 132-138.

3. Выбор оптимальной геометрии траверс пресса для штамповки эластичной средой / В.Л.Бидерман, Л.Д.Гольман, А.Н.Курович, А.А.Федоров// Известия вузов. Машиностроение. - 1989. - № 3. - С. 75-80.

4. Федоров А.А. Расчет составной станины тяжелого пресса для штамповки эластичной подушкой// Известия вузов. Машиностроение. - 1989. - №8. - С. 98-103.

5. Бидерман В.Л., Федоров А.А. Учет проскальзывания витков укрепляющей обмотки в расчете мощного пресса// Известия вузов Машиностроение. - 1990. - № 1. - С. 137-141.