

ВЕНДИМЕСТАЛ
— И —
**металлургическое
машиностроение**

НАУКА

А.Н. Курович, И.А. Сурков

**24. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ
ТАЖЕЛЫХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН
НА СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ИЗГОТОВЛЕНИЯ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**24.1. Постановка задачи
и основные направления работ
по обеспечению прочностной надежности
тяжелых metallurgических машин
и оборудования**

В машиностроении прогноз надежности и предупреждение отказов осуществляются по результатам ресурсных испытаний опытных образцов машин или по статистическим данным о работе значительного числа однотипных объектов. Metallurgические машины и оборудование являются объектами единичного или мелкосерийного изготовления, а их весьма большие габариты и масса исключают возможность изготовления опытных образцов реальных машин. Методом оценки их надежности может быть только прогноз на основании изучения физических закономерностей процессов, приводящих к отказам, а первым этапом изучения этих закономерностей является детальное исследование и анализ работы действующих тяжелых metallurgических машин. Придавая первостепенное значение обеспечению прочности базовых деталей при создании новых мощных кузнечно-прессовых машин, Б.В. Розанов уже в 1946 г. начинает работы по исследованию напряженного состояния деталей гидравлических прессов и составлению методик их расчета на прочность. Эти исследования были затем продолжены в начале 50-х годов на прессах силой 100 и 300 МН зарубежных фирм и на ряде отечественных прессов.

В начале 1962 г. по инициативе А.И. Целикова во ВНИИМЕТМАШ было организовано отделение доменного и сталеплавильного оборудования, которое возглавил Н.В. Молочников. С открытием нового отделения ВНИИМЕТМАШ разрабатывает конструкции и участвует в создании доменных печей объемом до 5000 м³, передвижных миксеров для транспортировки жидкого чугуна грузоподъемностью до 600 т, конвертеров для выплавки стали емкостью до 350 т, различных типов машин непрерывного литья заготовок. Все эти машины и оборудование, работающие с расплавленным металлом, должны иметь уровень прочностной надежности, обеспечивающей их безопасную и эффективную эксплуатацию. Поэтому созданию прогрессивных конструкций сталеплавильных и литейных машин предшествовали работы по изучению напряженного состояния и прочности действующих машин. В частности, при разработке новых прогрессивных конструкций боль-

шегрузных конвертеров уже в 1962 г. были проведены исследования напряженного состояния корпусов конвертеров емкостью 100–130 т на моделях и в условиях эксплуатации.

Тяжелые металлургические машины имеют весьма длительный период морального старения, поэтому результатом работ по обеспечению надежности является безотказная работа основных узлов и деталей без ограничения времени эксплуатации. Возможность решения задач обеспечения прочностной надежности именно в такой постановке реализована в отделе надежности, долговечности и прочности ВНИИМЕТМАШ, руководимом Б.А. Морозовым.

Первые работы отдела надежности, долговечности и прочности (далее Отдел) в области прокатного оборудования были посвящены исследованию жесткости и прочности станин клетей прокатных станов [1–3]. Станица клети является самой крупной, металлоемкой деталью прокатного стана. Отказ станины вызывает длительные простой стана, значительные расходы на ремонт и запасные части. Результаты проведенных исследований позволили установить зависимости, связывающие максимальные напряжения и прочность станины с радиусом галтелей в зоне опирания гайки нажимного винта и в месте соединения поперечины и стойки станины.

Весьма важные результаты получены для ряда общемашиностроительных конструктивных элементов, которые во многих случаях определяют прочность металлургических машин различного назначения. Отметим здесь получение решений для максимальных напряжений в угловых элементах [4], которые определяют прочность большинства силовых конструкций металлургических машин, и в резьбовых соединениях [5], определяющих прочность практически всех стяжных элементов в технике. При проведении этих исследований большое внимание было уделено разработке специальных методов расчета, обоснование которых потребовало, в свою очередь, разработки методик и проведения большого числа оригинальных экспериментов на моделях конструкций. Результаты экспериментов на моделях, имеющих геометрическое и силовое подобие с натурной конструкцией, с максимальной точностью позволяют определить фактические напряжения в этих конструкциях и поэтому представляют самостоятельную ценность.

Уже эти первые исследования напряженного состояния и прочности деталей и узлов металлургических машин показали, что для оптимизации конструктивных элементов машин на стадии проектирования необходимо использовать метод моделирования [6]. При разработке методики моделирования были подробно рассмотрены и получили дальнейшее развитие следующие важные вопросы.

1. Локальное поэлементное и поузловое моделирование с применением метода суперпозиций и упрощенных моделей.
2. Условия подобия сложных конструкций с составлением соответствующих критериев подобия.
3. Влияние чистоты обработки свободных и сопряженных поверхностей на напряженное состояние модели и натуры.
4. Точность обработки и характер посадки сопрягаемых поверхностей.
5. Влияние сил трения при моделировании сложных составных конструкций.

6. Условия подобия для моделей машин, работающих при переменных нагрузках.

Отказы деталей metallurgических машин вызваны в большинстве случаев возникновением и развитием трещин усталости в зонах максимальных конструктивных концентраций напряжений, таких как отверстия, выточки, галтели угловых соединений. Эти детали имеют сложные геометрическую форму и условия нагружения, поэтому максимальные напряжения в зонах конструктивных концентраторов не могут быть найдены методами сопротивления материалов и теории упругости. Для экспериментального исследования напряжений в деталях metallurgических машин в Отделе был освоен метод фотоупругости с использованием моделей из оптически чувствительного материала. Исследования моделей проводились в проходящем и отраженном поляризованном свете, для пространственных моделей использовался метод замораживания с последующей разрезкой моделей на срезы.

Исследования напряженного состояния деталей действующих машин и крупномасштабных металлических моделей выполнялись методом тензометрирования. В Отделе было налажено производство проволочных тензометрических датчиков, работающих при комнатной и повышенной температурах. Использованная аппаратура позволяла проводить измерения напряжений в условиях статики и динамики, определять остаточные напряжения методом разгрузки [7].

С начала 1980-х годов в Отделе начинает широко использоваться и получает дальнейшее развитие расчет напряженного состояния сложных пространственных узлов и деталей методом конечных элементов (МКЭ). В частности, впервые в отечественной практике была разработана методика решения задач о напряженном состоянии деталей, работающих в условиях силового взаимодействия [8]. Применение этой методики расчета позволило дать теоретическое решение задач о контактных давлениях между фланцем цилиндра и поперечиной и получить максимальные напряжения в галтели фланца при различных конструкциях цилиндровых поперечин. В настоящее время программы МКЭ стали основным инструментом исследования напряженного состояния узлов и деталей с самыми сложными формами и условиями взаимодействия.

24.2. Мощные гидравлические прессы

В 1950-е годы аэрокосмической и оборонной отраслям промышленности в СССР стали необходимы крупногабаритные детали из высокопрочных материалов с высоким соотношением прочность/масса. Для получения таких деталей начинается проектирование крупнейшего в мире универсально-го вертикального гидравлического штамповочного пресса силой 750 МН. В работах по проектированию и обеспечению прочностной надежности этих машин самое активное участие принимали специалисты отделения прессов и отдела надежности, долговечности и прочности ВНИИМЕТМАШ.

Особенностью конструкции пресса силой 750 МН (см. гл. 22, рис. 1) является выполнение его станины (стойки и ригели рам), основания и подвижной

поперечины сварными из катаных плит толщиной до 400 мм. Сварнкованое исполнение имеют и рабочие цилиндры с опорой на дно.

Для оценки напряженного состояния и прочности деталей сложных пространственных узлов станины и поперечин проведено уникальное комплексное исследование. Оно включало в себя эксперименты на моделях методом фотоупругости, испытания локальных моделей с применением тензометрирования, специально разработанные методы расчета. Выбор рациональной конструкции угловых соединений ригелей и стоек обоснован испытанием крупномасштабных стальных моделей при переменных нагрузках [9–12].

В принятом к изготовлению конструктивном варианте углового соединения стоек и ригелей запас прочности по усталости составил $n = 1,15$, что было меньше запасов прочности, обычно принимаемых для основных несущих деталей мощных гидравлических прессов. Однако общепринятые запасы прочности назначались на основании расчетов методами сопротивления материалов, не позволяющих учитывать реальные геометрию и условия взаимодействия сопряженных деталей. Оценка свойств материала проводилась по справочным данным. Если обычно запас прочности считается мерой нашего незнания, то в данном случае запас прочности $n = 1,15$ учитывал основные физические процессы, определяющие прочность деталей, и обеспечивал их необходимую долговечность. Такая интерпретация полученного запаса прочности, сделанная Б.А. Морозовым, позволила руководителю проекта Б.В. Розанову принять решение о возможности изготовления пресса в принятом конструктивном исполнении. Это решение было поддержано А.И. Целиковым, и пресс был запущен в производство. Прессы силой 750 МН находятся в эксплуатации с 1961 г. Претензий к работе базовых деталей нет.

Запуск в эксплуатацию пресса силой 750 МН открыл новые технологические возможности в изготовлении крупногабаритных деталей летательных аппаратов самого широкого назначения, деталей судов и других машин. За рубежом в начале 1970-х годов было принято решение оснастить штамповочное производство прессом, подобным советскому прессу силой 750 МН. Предварительная проработка показала, что необходимые технологические возможности обеспечивает пресс силой 650 МН при более компактных, по сравнению с прессом силой 750 МН, размерах штампового пространства.

В конкурсе на изготовление пресса усилием 650 МН, объявленном международным концерном «Интерфорж» (Франция), принимали участие Станкоимпорт (СССР) и ведущие фирмы тяжелого машиностроения ФРГ, США, Англии. Все проекты в технологической части были выполнены в соответствии с техническим заданием и имели примерно равные шансы на выигрыш. Но нашим преимуществом явилась полная проработка прочностной надежности базовых деталей пресса до начала конкурса.

На стадии проектирования была дана оценка напряженного состояния различных конструктивных вариантов всех базовых деталей (пластин рамной станины, продольных балок составных основания и подвижной поперечины, рабочих цилиндров). Исследование напряженного состояния базовых деталей проведено методом фотоупругости на пространственных и плоских моделях из оптически активного материала. Прочностные характеристики материала

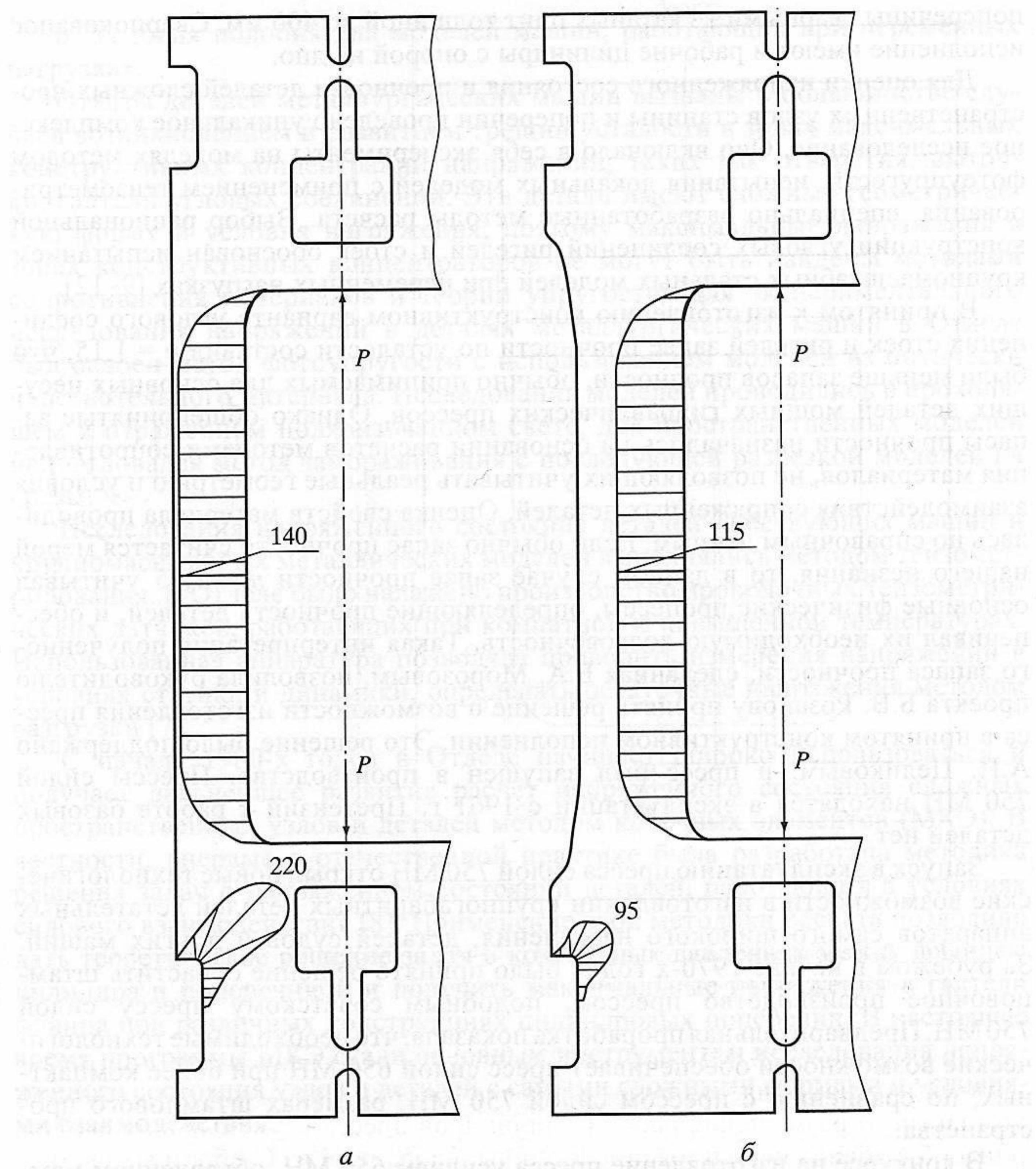


Рис. 1. Напряженное состояние (МПа) рамы пресса силой 650 МН

a – первоначальный вариант; б – измененная конструкция, принятая для изготовления

деталей станины и поперечин при циклической нагрузке были определены по результатам усталостных испытаний крупногабаритных образцов [13].

Основным результатом исследования напряженного состояния и прочности различных конструктивных вариантов базовых деталей явилось обоснование возможности обеспечения их неограниченной долговечности при проектных режимах эксплуатации. Это позволило руководителям проекта дать 15 лет гарантии на базовые детали, в то время как зарубежные фирмы дали обычный гарантийный срок 2 года. Значительно больший гарантийный срок явился одним из решающих факторов в победе нашего проекта.

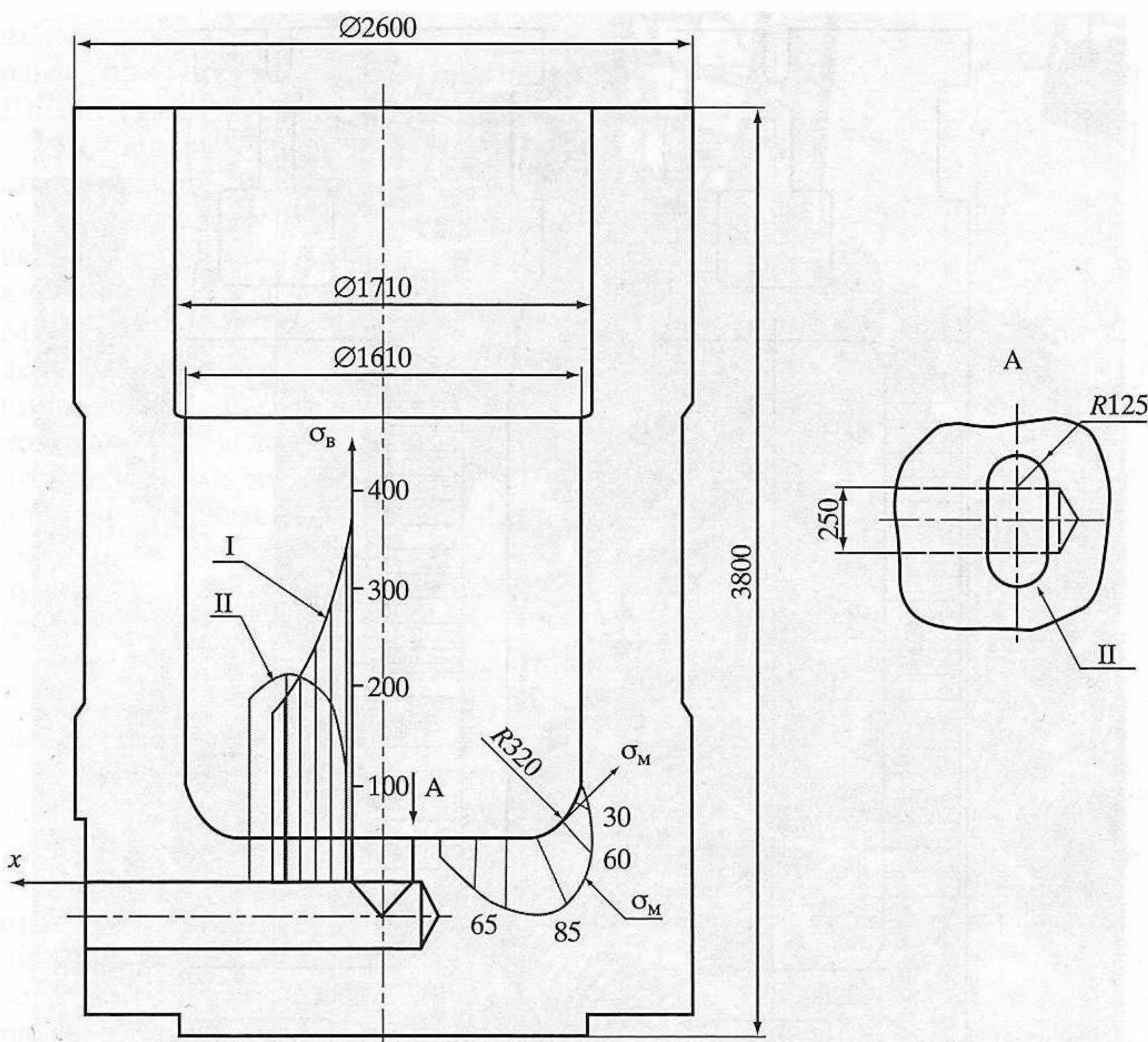


Рис. 2. Напряженное состояние (МПа) рабочего цилиндра пресса силой 650 МН
I – первоначальный вариант, II – измененная конструкция, принятая для изготовления

Пресс силой 650 МН (см. гл. 22, рис. 2) предназначен для штамповки деталей из алюминия, титановых сплавов и стали. Необходимость наиболее компактного размещения рабочих цилиндров пресса и уменьшения его ширины обусловила использование станины, набранной из С-образных скоб.

Максимальные растягивающие напряжения в скобах рамы пресса были зафиксированы в галтелях паза под стяжную балку. Их величина достигала 220 МПа (рис. 1, а), что близко к пределу выносливости материала скобы.

Снижение напряжений до 95 МПа, т.е. в 2,3 раза, получено за счет увеличения ширины ригельной части (рис. 1, б). Увеличение ширины ригеля снижает примерно на 20% напряжения на внутреннем контуре стойки (со 140 до 115 МПа), что позволяет компенсировать увеличение массы ригельной части [14].

Максимальные растягивающие напряжения (345 МПа) в главных цилиндрах пресса были зафиксированы в местах пересечения круглых вертикального и горизонтального отверстий для подвода рабочей жидкости (рис. 2). Выполнение вертикального отверстия в форме овала позволило снизить

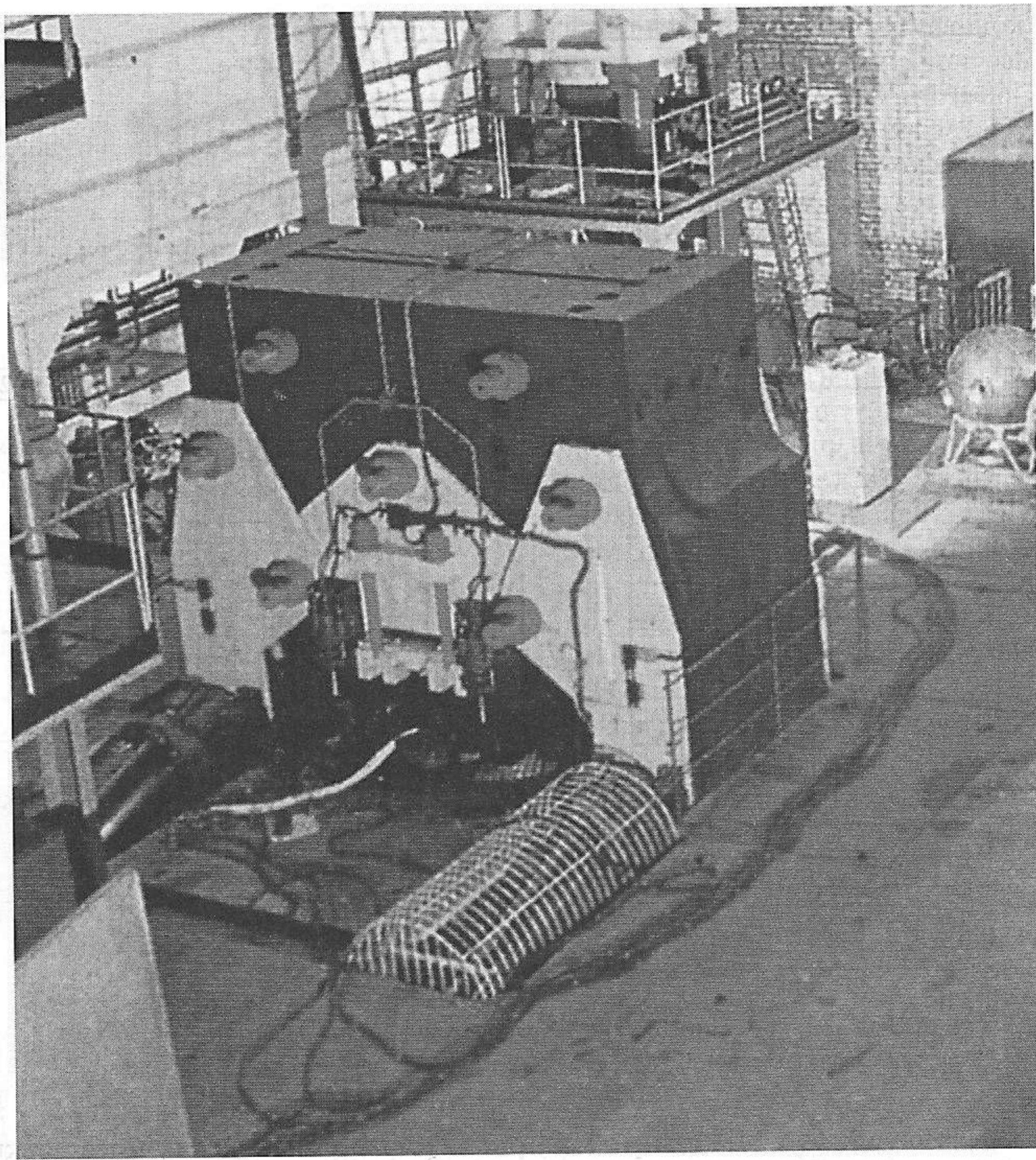


Рис. 3. Испытательный стенд ДК-600

максимальные напряжения до 210 МПа, т.е. в 1,65 раза, что обеспечивает неограниченную долговечность цилиндров.

Предложенные новые конструктивные решения были приняты при изготовлении рам и цилиндров, так как обеспечивали значительное снижение максимальных напряжений при сохранении массы этих деталей и общей компоновки сопряженных с ними элементов конструкций.

Пресс усилием 650 МН находится в эксплуатации с 1976 г. За 30 лет не было ни одного случая отказа базовых деталей, связанных с конструктивными ошибками при проектировании.

Большой объем исследований для обеспечения прочностной надежности базовых деталей проведен при проектировании гидравлических испытательных стендов ДК-600 (рис. 3) и ДК-1000. В качестве примера на рис. 4 показа-

на конструктивная доработка скобы рамы при проектировании стенда ДК-600 [14].

Исследование напряженного состояния скобы рамы показало, что ступенчатая форма внешней части скобы вызывает в переходном сечении максимальные напряжения 270 МПа (рис. 4, а), что близко к пределу выносливости материала при циклических нагрузках. В новой конструкции угловой переход выполнен в форме специально спрофилированной галтели, что позволило снизить уровень максимальных напряжений в 2,6 раза, до 105 МПа (рис. 4, б).

Стенд находится в эксплуатации с 1980 г., претензий к работе базовых деталей нет.

В ряде случаев поперечины мощных гидравлических прессов по условиям изготовления и монтажа имеют составную конструкцию. Отдельные детали составной поперечины скреплены стяжными элементами. Условием надежной работы таких поперечин является отсутствие раскрытия стыка деталей при рабочем нагружении. Расчетные методы не позволяли с необходимой точностью определить силу затяжки, обеспечивающую нераскрытие стыка.

Определение силы затяжки составных поперечин осуществлено на моделях из оптически-активного материала методом голограммической интерферометрии [15]. Действующая модель пресса силой 300 МН, расположенная на голограммическом стенде, показана на рис. 5.

Передняя (см. рис. 5) поперечина стянута шпильками в горизонтальном направлении. Метод голограммической интерферометрии дает возможность с высокой точностью получить картину деформированного состояния поверхности поперечины в виде картины полос равных прогибов. При закрытом стыке линии полос равных прогибов пересекают стык без изломов и возмущений. При раскрытом стыке линии полос равных прогибов по разные стороны от стыка разрываются и меняют направление. Картина полос равных

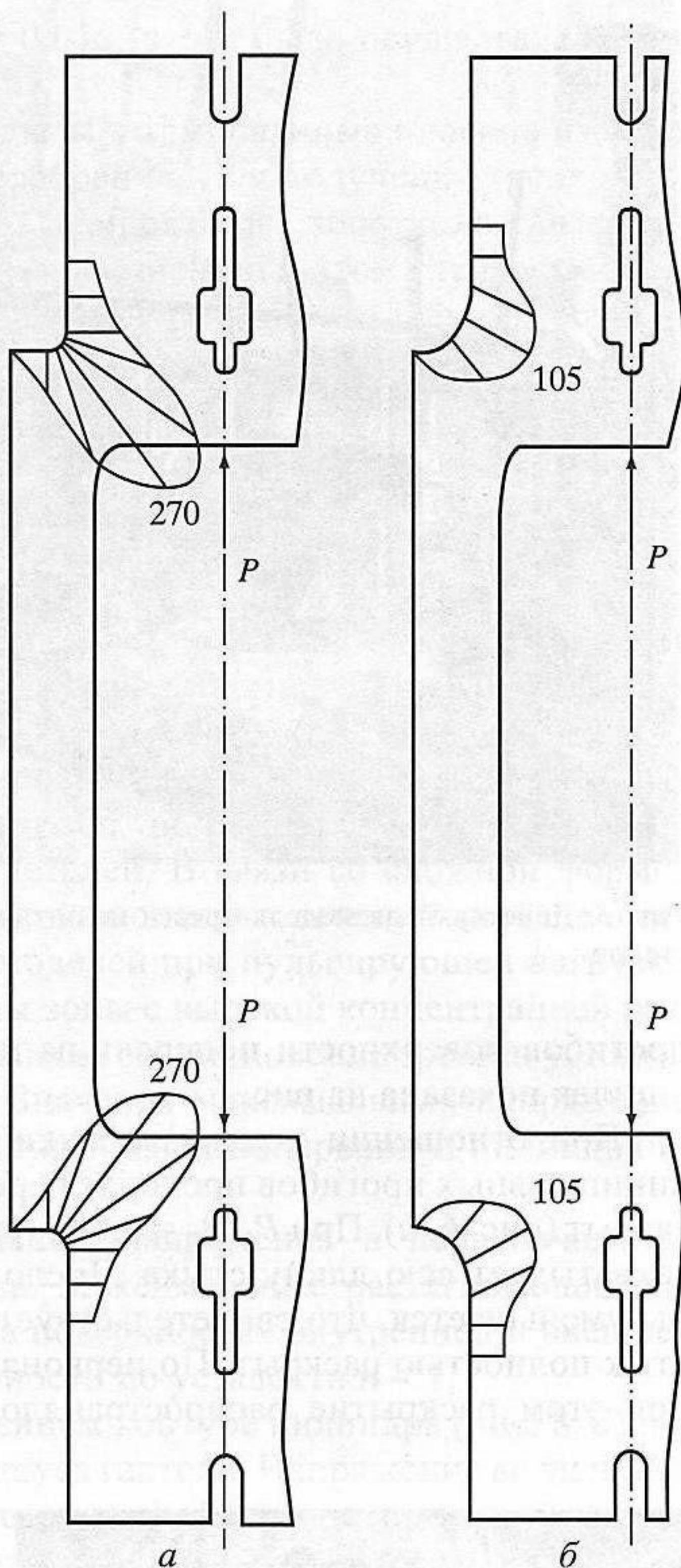


Рис. 4. Напряженное состояние (МПа) скобы рамы стенда ДК-600
а – первоначальный вариант; б – измененная конструкция, принятая для изготовления

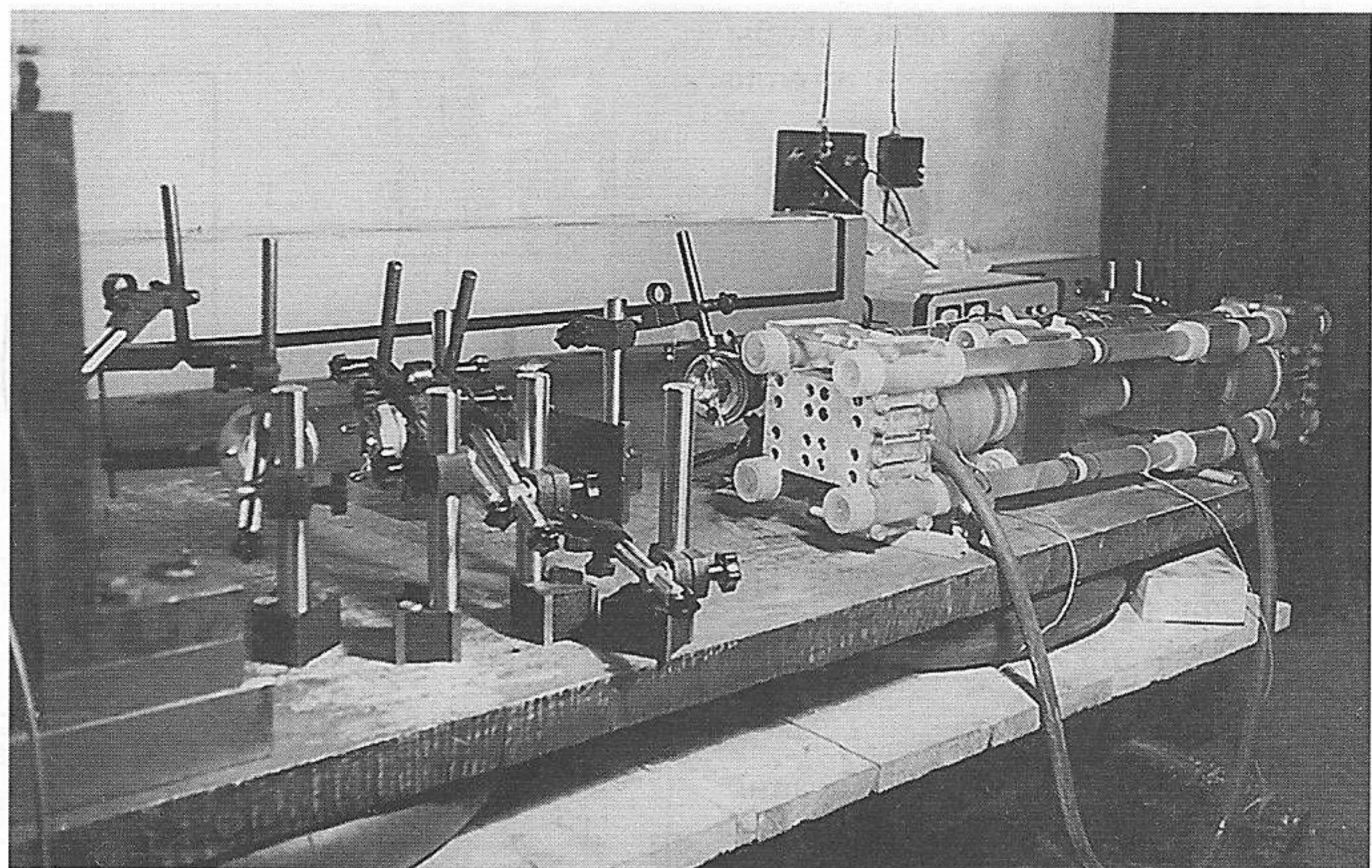


Рис. 5. Действующая модель пресса из оптически активного материала на голографическом стенде

прогибов поверхности поперечины при различных силах затяжки стяжных шпилек показана на рис. 6.

При отношении усилия затяжки P_3 к силе цилиндра $P_{Ц}$, равном 0,47, линии равных прогибов проходят через стык без разрывов сплошности, стык закрыт (рис. 6, а). При $P_3/P_{Ц} = 0,035$ (рис. 6, б) разрыв линий равных прогибов захватывает всю длину стыка. Число полос в центральной части поперечины уменьшается, что свидетельствует об уменьшении прогиба поверхности, стык полностью раскрыт. По первоначальному проекту было $P_3/P_{Ц} = 0,049$, при этом раскрытие распространялось на 2/3 длины стыка. Нераскрытие

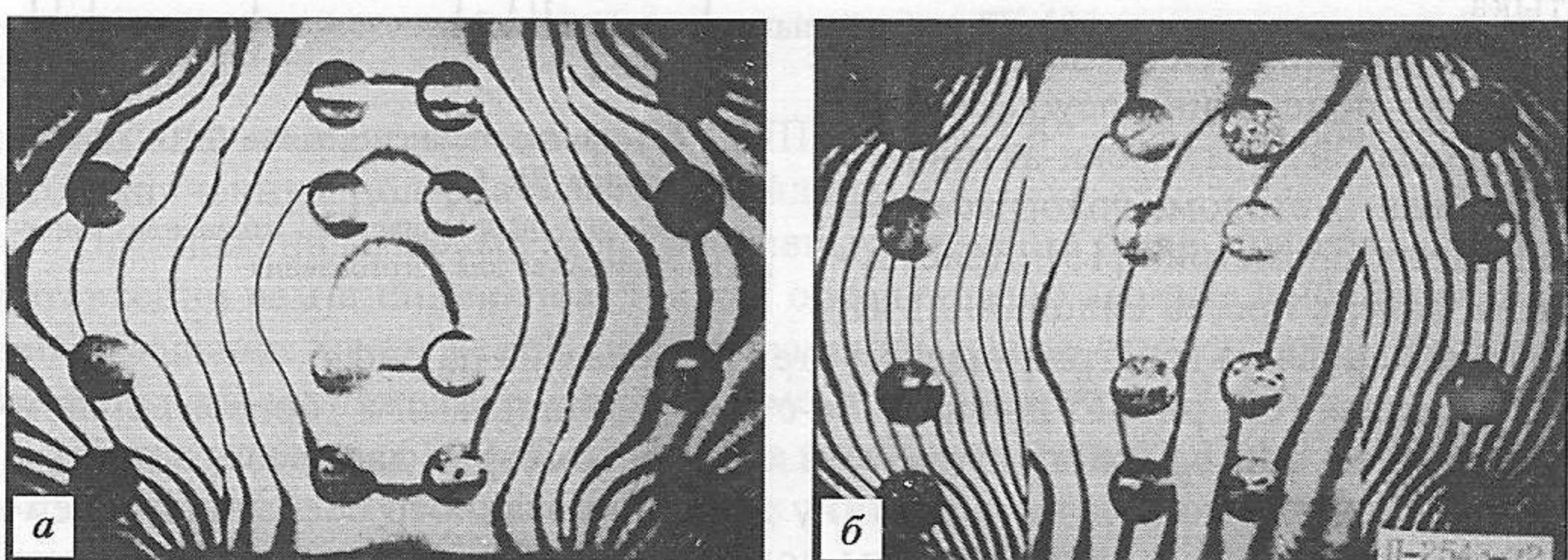


Рис. 6. Голографическая картина полос равных прогибов на поверхности модели составной поперечины пресса силой 300 МН
а – $P_3/P_{Ц} = 0,47$ – стык закрыт; б – $P_3/P_{Ц} = 0,035$ – стык раскрыт по всей длине

стыка обеспечивает величина $P_3/P_{Ц} = 0,075$, что и было осуществлено при монтаже пресса.

Для ряда отраслей техники необходимы штампованные плоские изделия со сравнительно небольшой высотой оребрения. Для получения таких изделий целесообразно использовать специализированные короткоходовые (ход 200–300 мм) прессы в одноцилиндровом исполнении. В этом случае горизонтальная проекция штампаемых деталей практически полностью вписывается в круговую поверхность торца плунжера рабочего цилиндра, что позволяет обеспечить плоскостность штампируемого изделия при весьма значительных давлениях штамповки.

При одинаковых силах масса и стоимость специализированных прессов оказываются в несколько раз меньше массы и стоимости универсальных прессов. С другой стороны, восприятие значительных сил сравнительно небольшими объемами материала определяет необходимость тщательной проработки конструкции деталей для получения минимальных напряжений.

При проектировании специализированного пресса силой 300 МН (рис. 7) был проведен полный комплекс работ по моделированию напряженного состояния и прочности базовых деталей. В связи со сложной формой поперечин для наиболее быстрого выявления опасных сечений вначале были проведены испытания металлических моделей при пульсирующей нагрузке. По результатам испытаний установлены зоны с высокой концентрацией растягивающих напряжений, которые вызывали возникновение трещин усталости и снижали долговечность деталей. Значения максимальных напряжений найдены на объемных моделях верхней и нижней поперечин и цилиндра из оптически чувствительного материала.

На рис. 8, а показаны максимальные напряжения в первоначальной конструкции рабочего цилиндра пресса. Максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{max} = 420$ МПа возникают на поверхностях внутренней и внешней галтелей цилиндра, что дает запас прочности по усталости $n < 1$.

Уменьшение напряжений на внутреннем контуре цилиндра (рис. 8, б) получено существенным увеличением радиуса галтели. Напряжения во внешней галтели уменьшены выполнением ее контура по форме оптимальной кривой с поднутрением стенки. Эксперимент, проведенный на пространственной модели методом фотоупругости, показал, что новая форма галтелей снижает напряжения на внутреннем контуре до 220 МПа и на внешнем – до 330 МПа. При напряжении $\sigma_{max} = 330$ МПа запас прочности по усталости $n = 1,2$, что снимает ограничение по долговечности цилиндра по критерию максимальных напряжений в галтелях.

Новые перспективы в создании малогабаритных прессов больших сил дает использование станин, скрепленных обмоткой из высокопрочной стальной ленты. Лента, полученная из плющеной проволоки, имеет предел текучести до 1500 МПа, тогда как предел текучести крупногабаритных поковок из лучших марок сталей не превышает 500 МПа. Высокая прочность ленты позволяет создавать предварительно напряженные станины, в которых стойки и ригели (или арки), стянутые обмоткой из высокопрочной ленты, работают под воздействием сжимающих напряжений.

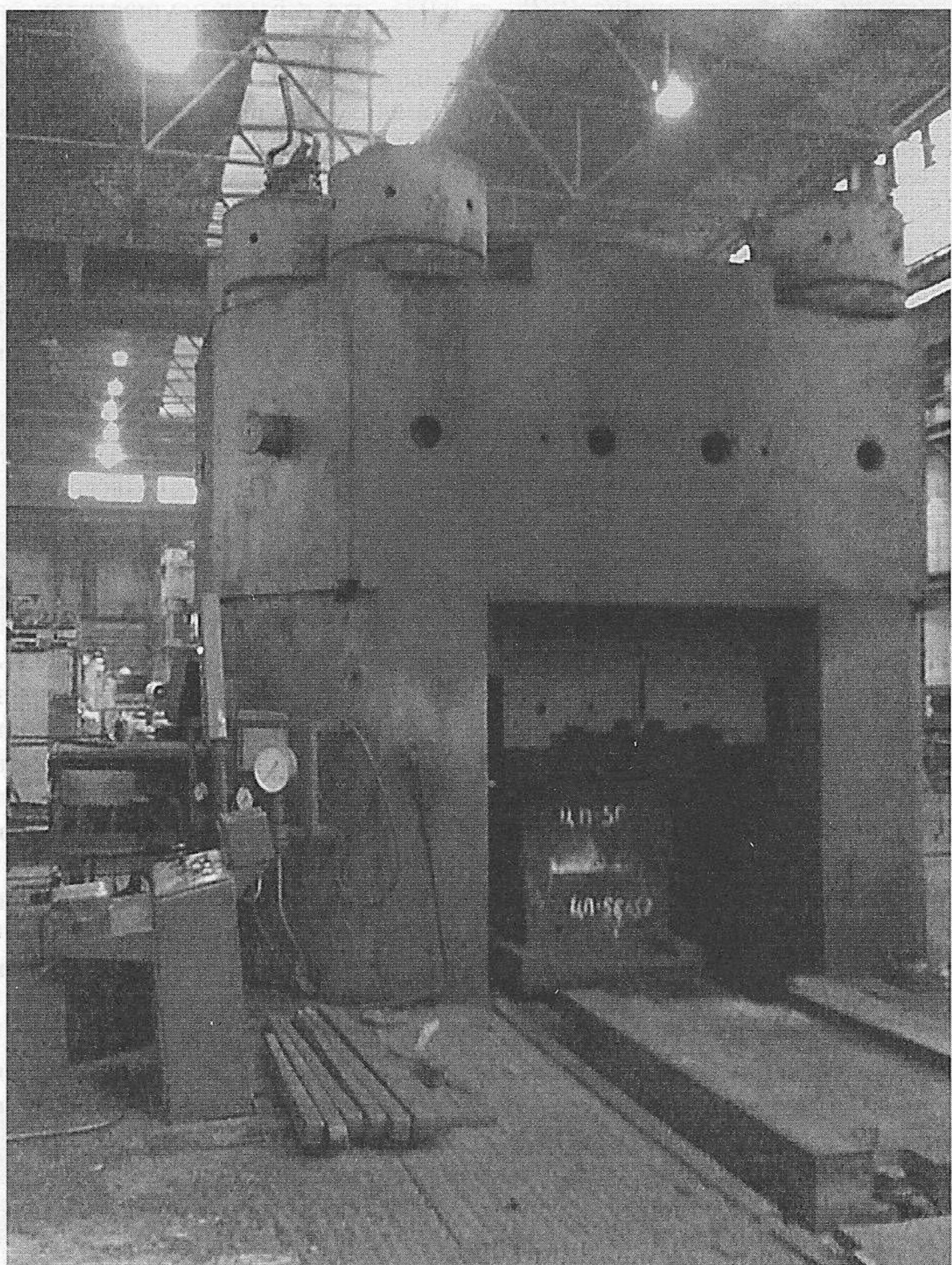


Рис. 7. Специализированный пресс силой 300 МН

Из литературных источников известно, что материалы под воздействием сжимающих напряжений имеют более высокую прочность. Но при создании ответственных высоконапряженных крупногабаритных конструкций необходимы количественные оценки этого эффекта по результатам усталостных испытаний конкретных сталей на образцах в крупных сечениях. В то же время испытания на сжатие обычно используемых типов образцов сопряжены со значительными методическими трудностями, что не позволило по результатам ранее проведенных исследований получить количественные оценки пределов

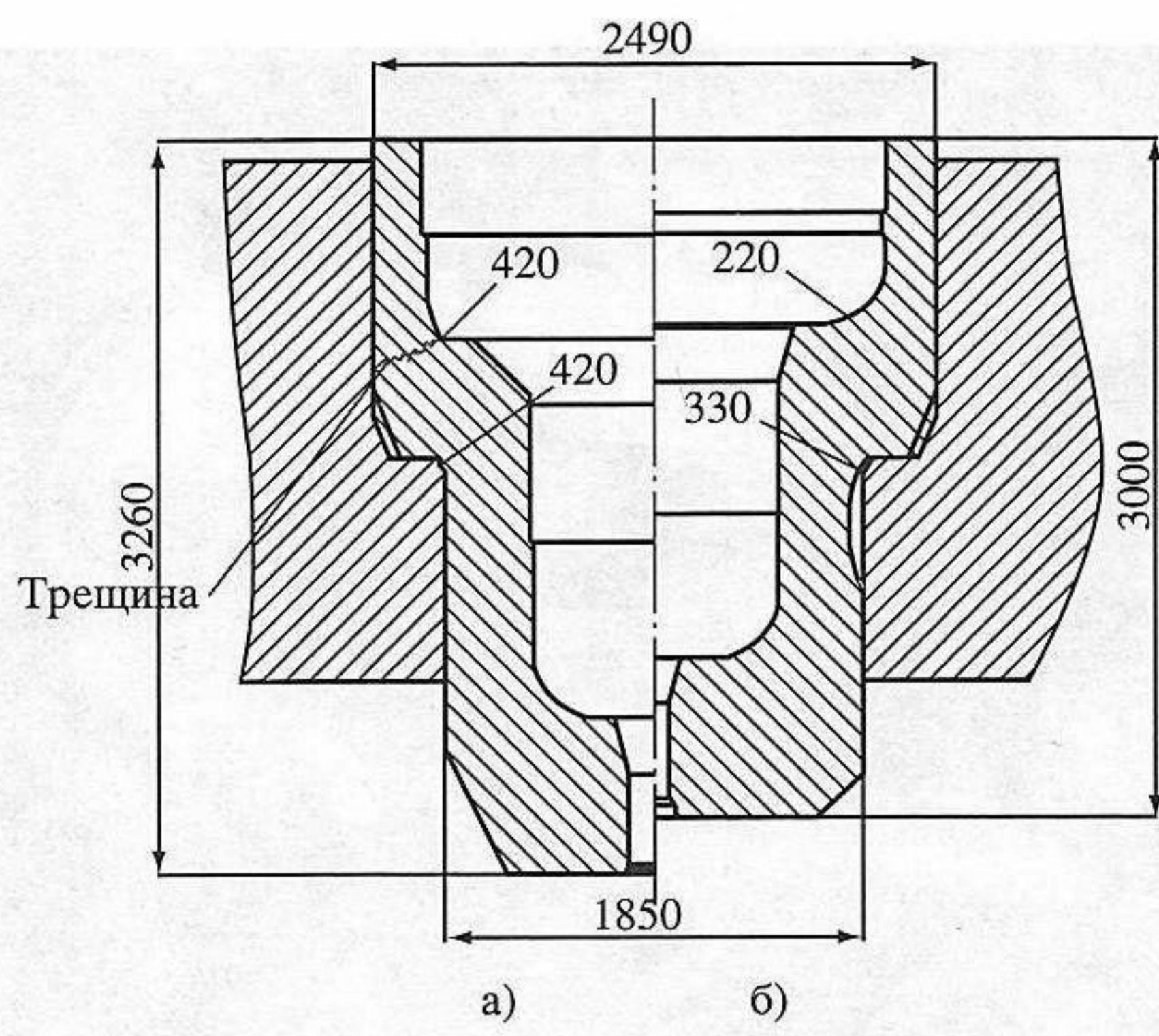


Рис. 8. Максимальные напряжения (МПа) в галтелях рабочего цилиндра силой 300 МН
а – первоначальная конструкция; б – предложенная конструкция

выносливости. Поэтому на первом этапе создания во ВНИИМЕТМАШ прессов со станиной, скрепленной высокопрочной лентой, необходимо было дать количественную оценку пределов выносливости сталей при напряжениях сжатия.

В тяжелом машиностроении металлоемкие детали типа ригелей, стоек, поперечин в большинстве случаев изготавливают из углеродистой литой стали 35Л. С увеличением размеров образцов пределы выносливости снижаются и приближаются к минимальным значениям для образцов диаметром 150–200 мм, что определяет размер сечения образцов для испытаний. Выбор формы образцов определялся требованием получения предела выносливости при коэффициентах асимметрии цикла от $r = 0$ при пульсирующем растяжении до $r = -\infty$ при пульсирующем сжатии. Для получения сопоставимых результатов все испытания необходимо провести на образцах с одинаковыми

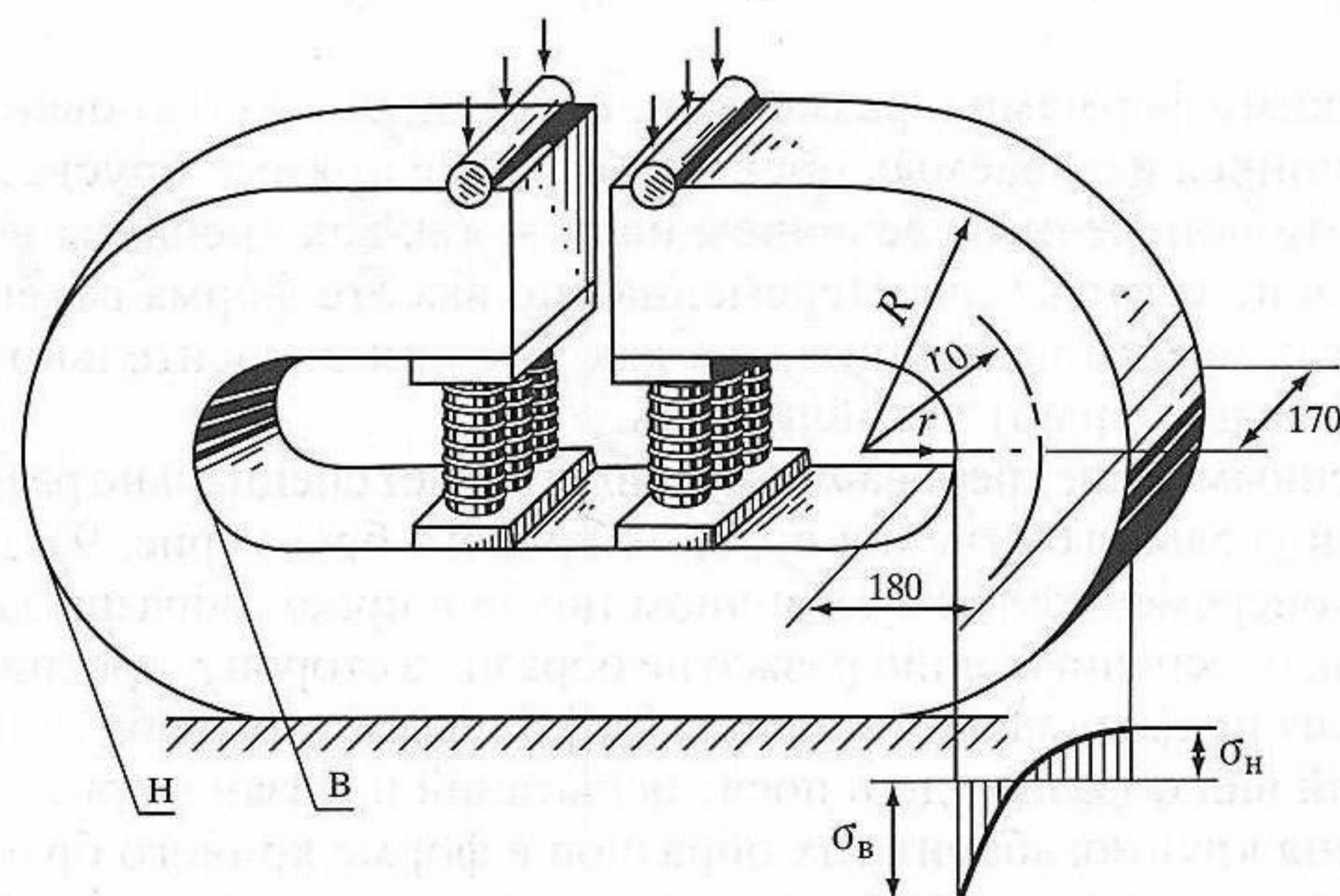


Рис. 9. Образец для проведения усталостных испытаний стали 35Л при напряжениях сжатия

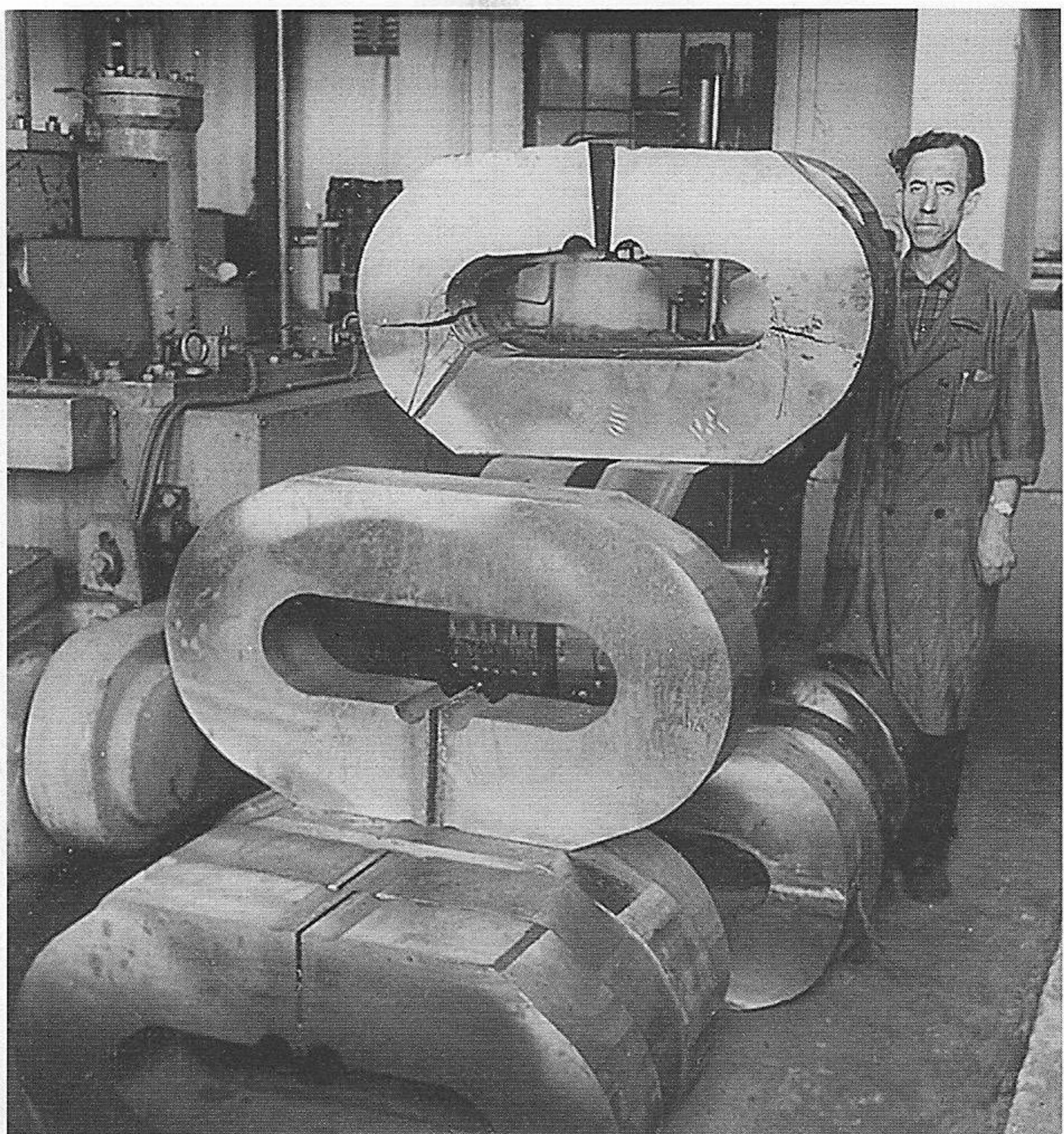


Рис. 10. Образцы в форме кривого бруса до и после проведения усталостных испытаний

геометрическими формами и размерами. Выполнить это требование на обычно применявшихся изгибающихся образцах в форме прямых брусьев с одинаковым по высоте поперечным сечением нельзя, так как трещины всегда будут возникать в зоне растяжения. Переменная по высоте форма сечения образца не позволяет провести испытания, так как уже при относительно небольших нагрузках образцы теряют устойчивость.

Поставленным выше требованиям удовлетворяет специально разработанный образец прямоугольного сечения в форме кривого бруса (рис. 9). Для испытаний при знакопеременном симметричном цикле в проем образца закладывался пакет пружин, обеспечивающий разжатие образца в сторону, противоположную действию силы испытательной машины [16]. Масса одного образца составляла 750 кг. Общий вид образцов до и после испытаний показан на рис. 10.

Испытания крупногабаритных образцов в форме кривого бруса дали возможность получить пределы выносливости для всего спектра коэффициентов асимметрии цикла от пульсирующего растяжения σ_0 до пульсирующего

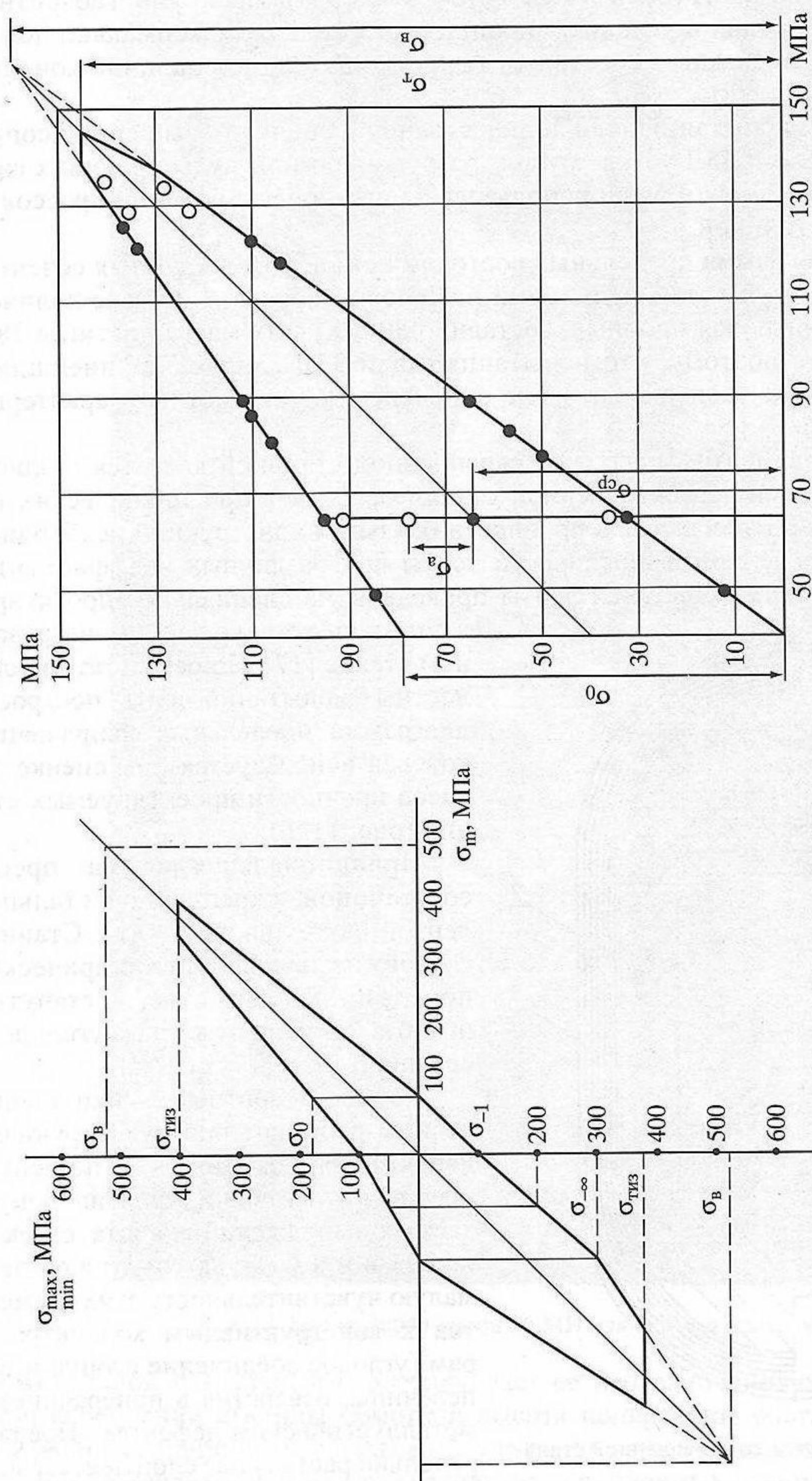


Рис. II. Диаграммы предельных состояний для сжатых и растянутых элементов предварительно напряженных станин гидравлических прессов
 a – сжатые элементы из стали 35Л (стойки и арки); b – растянутые элементы из стальной ленты (обмотка)

сжатия $\sigma_{-\infty}$. По результатам испытаний построена диаграмма предельных состояний для стали 35Л (рис. 11, а). Установлено, что для крупногабаритных деталей, работающих в условиях циклического сжатия, максимально допустимое напряжение сжатия составляет $|\sigma_{\max}| = 0,9\sigma_T$, а при наличии концентраторов $|\sigma_{\max}| = 0,6\sigma_T$.

Результаты испытаний дали количественную оценку повышенной сопротивляемости стали 35Л усталостному разрушению при пульсирующих сжимающих напряжениях и были использованы при проектировании прессов со скрепленной станиной.

Полная диаграмма предельных состояний стали 35Л в крупных сечениях построена по результатам испытаний пяти серий образцов. Общее количество образцов, включая пробные, составило 50 шт., а их масса достигла 38 т. Можно считать поэтому, что испытания стали 35Л явились крупнейшим в мировой практике экспериментом по определению усталостных характеристик материалов.

Несущим элементом пресса со скрепленной станиной является стальная лента. Так как лента в скрепленной станине работает при циклических нагрузках, то для оценки запасов прочности реальных конструкций необходимо располагать пределами выносливости ленты при различных коэффициентах асимметрии цикла. Испытания ленты проведены на специально спроектированном шестиплунжерном нагрузочном стенде [17]. По результатам усталостных испытаний ленты построена диаграмма предельных напряжений, которая используется при оценке запасов прочности проектируемых станций (рис. 11, б).

Принципиальная схема пресса со станиной, скрепленной стальной лентой, показана на рис. 12. Станина состоит из двух полуцилиндрических поперечин 1 и двух стоек 2, стянутых обмоткой 3 из ленты прямоугольного сечения.

Крупногабаритные стойки и поперечины работают при пульсирующих напряжениях сжатия, что позволяет обеспечить высокий уровень допускаемых напряжений. Работа стоек и поперечин в условиях сжатия создает малую чувствительность этих элементов к конструктивным концентраторам (угловое соединение стойки и поперечины, отверстия в поперечине) и металлургическим дефектам. Предварительно растянутые слои ленты работают при амплитудах растягивающих напряжений, составляющих 10–15%

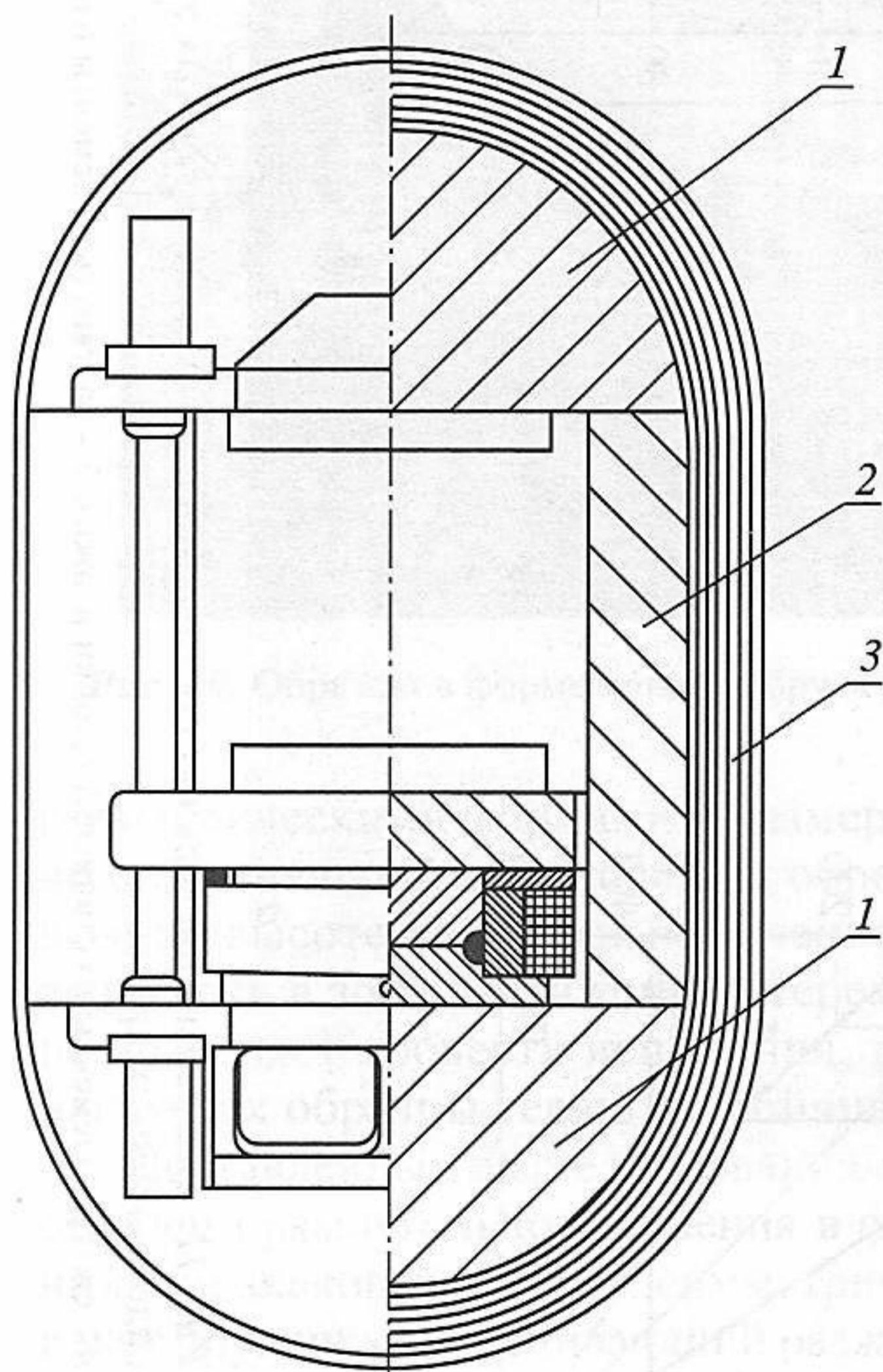


Рис. 12. Схема пресса со скрепленной станиной

1 – полуцилиндрическая поперечина, 2 – стойка,
3 – стальная лента



Рис. 13. Пресс Д0043 силой 20 МН для синтеза алмазов

номинальной нагрузки, что обеспечивает ее неограниченную долговечность. При скреплении станины обмоткой высота поперечины составляет не более половины ее ширины, что нельзя получить для рамных и колонных станин.

Все отмеченные выше преимущества скрепленных станин использованы во ВНИИМЕТМАШ при создании пресса модели Д0043 силой 20 МН для синтеза алмазов [18]. Прессов модели Д0043 (рис.13) было выпущено более

100 шт. В качестве иллюстрации преимуществ прессов со скрепленной станиной отметим, что при одинаковых технологических параметрах масса пресса Д0043 в четыре раза меньше массы пресса АС-2000 с трубной станиной (8 и 32 т соответственно).

В дальнейшем станины, скрепленные высокопрочной лентой, были использованы во ВНИИМЕТМАШ при создании прессов для синтеза сверхтвердых материалов силой до 160 МН, для штамповки эластичной средой силой до 400 МН, для точной объемной штамповки силой до 150 МН [19]. В машинах для получения крупногабаритных заготовок путем спрессовывания порошков восприятие осевой силы осуществлено скрепленными станинами. Здесь следует отметить гамму газостатов силой до 400 МН и гамму гидростатов, среди которых крупнейший в мире гидростат силой 630 МН [20].

Наряду с созданием плунжерных прессов для штамповки эластичной средой разработаны диафрагменные или тунNELьные прессы, сила которых замыкается в горизонтальной станине, выполненной в виде трубной конструкции. Исследования эластичного инструмента показали, что при штамповке одинаковых деталей максимальные напряжения в диафрагме в 1,5–2 раза меньше, чем в подушке плунжерного пресса, что обеспечивает большую долговечность инструмента в виде диафрагмы [21]. Кроме того, при штамповке диафрагмой резко сокращаются габариты и металлоемкость машины по сравнению с плунжерным прессом.

Исследование пресса П5252, развивающего силу 160 МН при давлении рабочей жидкости 60 МПа, проведено методом фотоупругости на пространственной модели из оптически активного материала с полным геометрическим и силовым подобием модели и натуры (рис. 14). Максимальные напря-

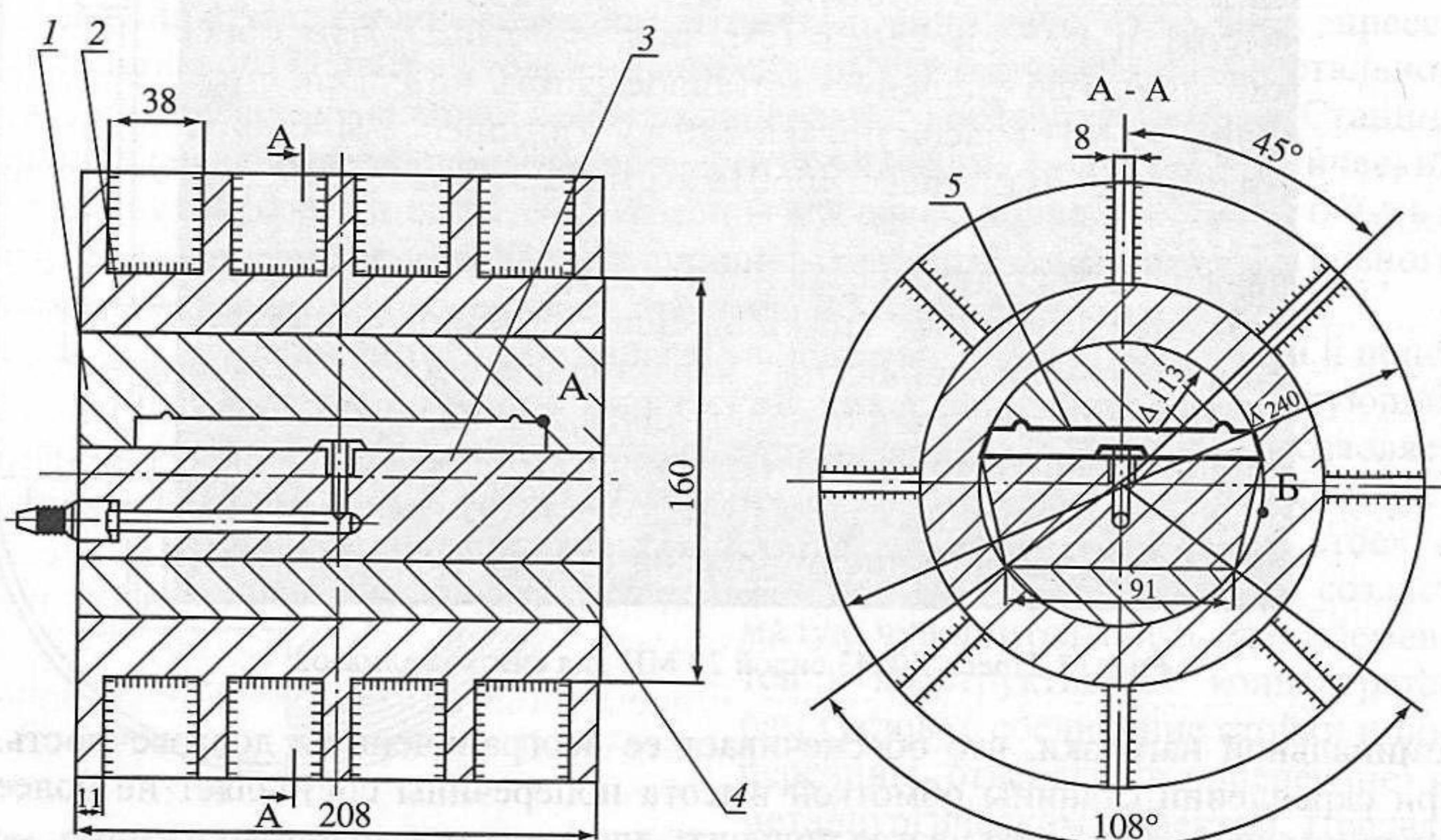


Рис. 14. Модель из оптически чувствительного материала и напряженное состояние станины и контейнера пресса П5252 силой 160 МН для штамповки эластичной средой

жения $\sigma_{\max} = 320$ МПа зафиксированы в точке А на внутренней поверхности станины и $\sigma_{\max} = 300$ МПа в точке Б на внутренней поверхности контейнера. Материал станины и контейнера – кованая сталь 25 ГС с $\sigma_t = 230$ МПа, т.е. действующие циклические напряжения в 1,4 раза превышают предел текучести материала станины и контейнера.

Моделирование пресса П5252 проводилось одновременно с его изготовлением, поэтому в конструкцию нельзя было внести изменения, существенно уменьшающие уровень напряжений. Тензометрирование станины пресса сразу после монтажа дало уровень максимальных напряжений $\sigma_{\max} = 280$ МПа $> \sigma_t$. Для снижения максимальных напряжений до уровня 190–200 МПа рабочее давление было снижено с 60 до 40 МПа, и пресс был запущен в эксплуатацию на силу 100 МН.

Конструкция, обеспечивающая прочностную надежность базовых деталей при давлении в полости диафрагмы 100 МПа, основывается на следующих технических решениях, полученных по результатам исследования модели пресса П5252 [22, 23]:

- станина пресса выполнена в виде тонкостенной стальной трубы, стянутой обмоткой из высокопрочной ленты;
- контейнер выполнен без переднего консольного выступа для устранения концентратора напряжений в угловом переходе. Осевую силу воспринимает внешняя рама, охватывающая станину;
- уменьшение изгибающих моментов в трубной станине и растягивающих напряжений на ее внутренней поверхности в зоне горизонтального диаметра достигается нагружением трубы в радиальном направлении по всему внутреннему контуру.

Предложенные выше технические решения использованы при создании пресса П5650 силой 100 МН и массой 120 т (рис. 15) и пресса Я06019 силой 600 МН и массой 230 т (см. рис. 4 гл. 22), что обеспечило их значительно меньшую удельную металлоемкость по сравнению с прессом П5252 силой 100 МН (масса пресса 230 т). Три пресса П5650 работают на заводах страны с 1976 г., пресс Я06019 – с 1982 г. Претензий к работе прессов нет.

Оценивая работы Отдела на стадии проектирования мощных гидравлических прессов, можно видеть, что крупнейшие в мировой практике эксперименты по определению усталостных характеристик литых сталей и высокопрочной стальной ленты стали основой для создания крупнейшей в мировой промышленности серии мощных гидравлических прессов со скрепленными станинами, спроектированных ВНИИМЕТМАШ. Эта серия уникальна как по количеству типоразмеров и числу прессов отдельных типоразмеров, достигающих 100 шт. и более, так и по силе отдельных типов установок, составляющих 240, 400 и 630 МН.

Рассмотрим далее вопросы предупреждения отказов мощных гидравлических прессов, вызываемых нарушением проектных режимов эксплуатации. Наиболее существенными из них являются изменение проектных условий взаимодействия деталей, работающих в условиях силового контакта, и эксцентрикитет силы пресса, превышающий допустимые значения. В максимальной степени обе эти причины влияют на напря-

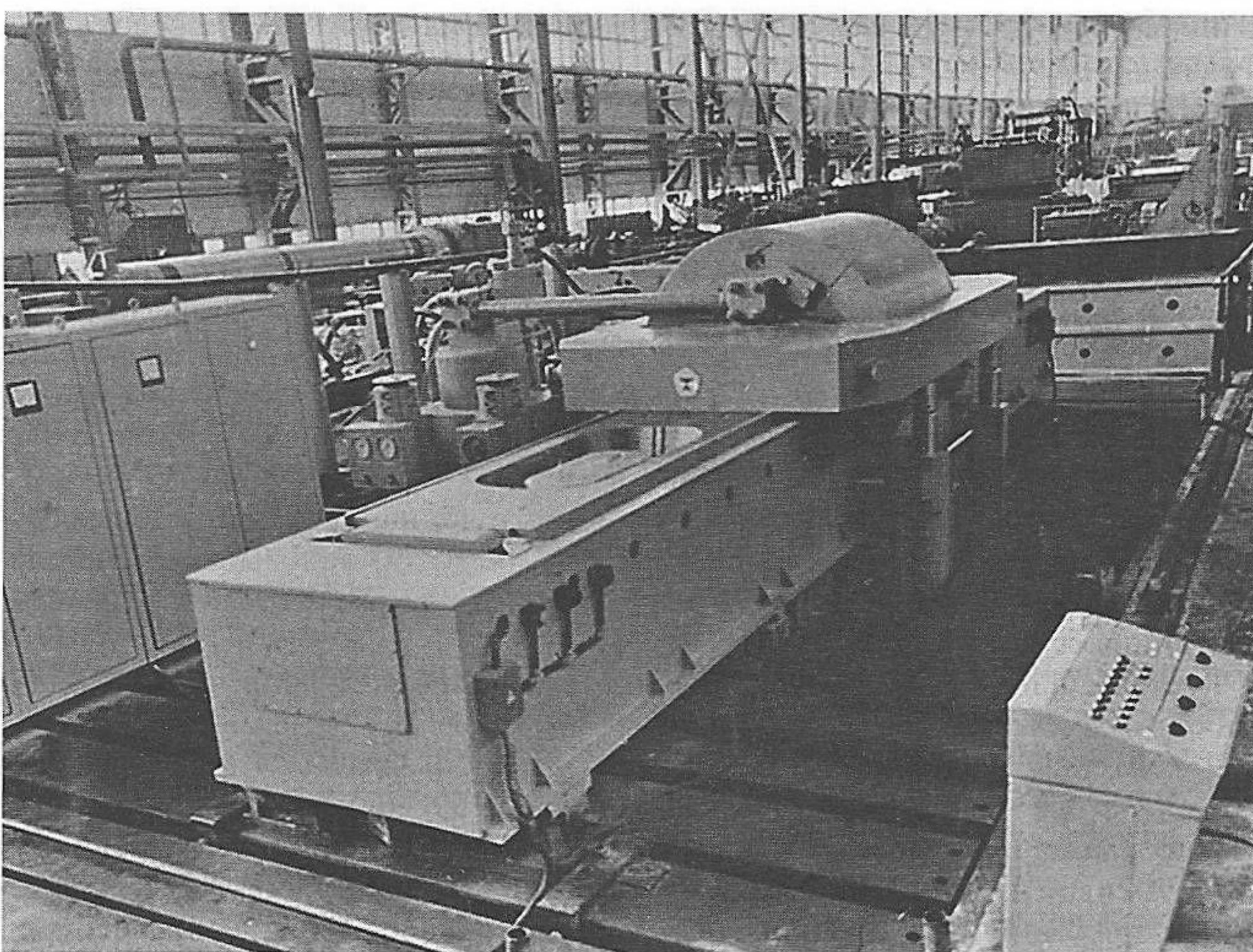


Рис. 15. Пресс П5650 усилием 100 МН для штамповки эластичной диафрагмой с трубной станиной, стянутой высокопрочной лентой

женное состояние и прочность колонн в прессах со станиной колонного типа.

Проектным режимом работы колонн предусматривается сила предварительной затяжки колонн в поперечинах, превышающая силу от рабочей нагрузки. Выполненные специальные обследования показали, что во многих случаях сила затяжки ослаблена или полностью отсутствует, что приводит к разрушению колонн по виткам резьбы, разработке площадок контакта гаек колонн и поперечин. В связи с отсутствием методов контроля силы затяжки ослабление или полное отсутствие силы затяжки остается незамеченным до полного «внезапного» разрушения колонны.

Для контроля силы затяжки колонн в процессе эксплуатации мощных гидравлических прессов разработаны специальные методика, датчики и программное обеспечение [24]. Предусмотрены возможности определения нагрузки по колонне, при которой раскрываетсяся стык, и запаса по силе затяжки колонны. Результаты контроля раскрытия стыка в процессе рабочего нагружения, которые выводятся на экран, показаны на рис. 16, а. Если сила затяжки соответствует проектным условиям, стык между внутренней гайкой и поперечиной не раскрывается, датчик регистрирует только давление q , характеризующее режим нагружения пресса. Если стык раскрывается, то

на экране появляется горизонтальная прямая q_{pc} , определяющая давление q_{pc} , при котором начинается раскрытие стыка.

Результаты определения запаса по силе затяжки показаны на рис. 16, б. Напряжение $\sigma_{зат}$ от силы затяжки в колонном стакане имеет отрицательное значение, напряжение от рабочей нагрузки $\sigma_{раб}$ имеет положительное значение, но для наглядности обе кривые показаны выше оси абсцисс. Отношение $n = \sigma_{зат}/\sigma_{раб}$ дает запас по силе затяжки. Если $n < n_{расч}$, необходимо восстановить проектную силу затяжки.

Изменение силы затяжки колонн в поперечинах является медленно протекающим процессом, поэтому нет смысла разрабатывать и устанавливать постоянно действующую систему контроля силы затяжки. Для предупреждения разрушения колонн и повреждения мест контакта гаек и поперечин достаточно осуществлять контроль силы затяжки колонн два раза в год.

Процесс обработки давлением происходит, как правило, с эксцентрикитетом силы пресса. Превышение допустимых значений эксцентрикитета вызывает значительный рост напряжений в базовых деталях и ухудшает качество штамповок. Необходимость оснащения мощных гидравлических прессов системами контроля эксцентрикитета неоднократно отмечалась в литературе по прессостроению, однако сложность и громоздкость предлагавшихся аппаратуры и программного обеспечения не позволили создать образцы, пригодные для промышленной эксплуатации. К 2000 г. ни один из гидравлических прессов России не был оснащен системой контроля и ограничения эксцентрикитета силы пресса.

Специально разработанная система контроля и ограничения силы пресса установлена на прессе силой 300 МН конструкции УЗТМ (рис. 17). В качестве индикатора эксцентрикитета силы пресса приняты колонны, а для оценки величины и направления эксцентрикитета используются векторы максимальных напряжений в сечениях колонн. Датчики для измерения напряжений расположены по окружности колонн в сечениях, отстоящих на 270 мм от торца внутренней гайки архитрава [25].

Предотвращение аварийной ситуации на прессе 300 МН рассмотрим при осадке цилиндрической заготовки, проведенной без предварительной техно-

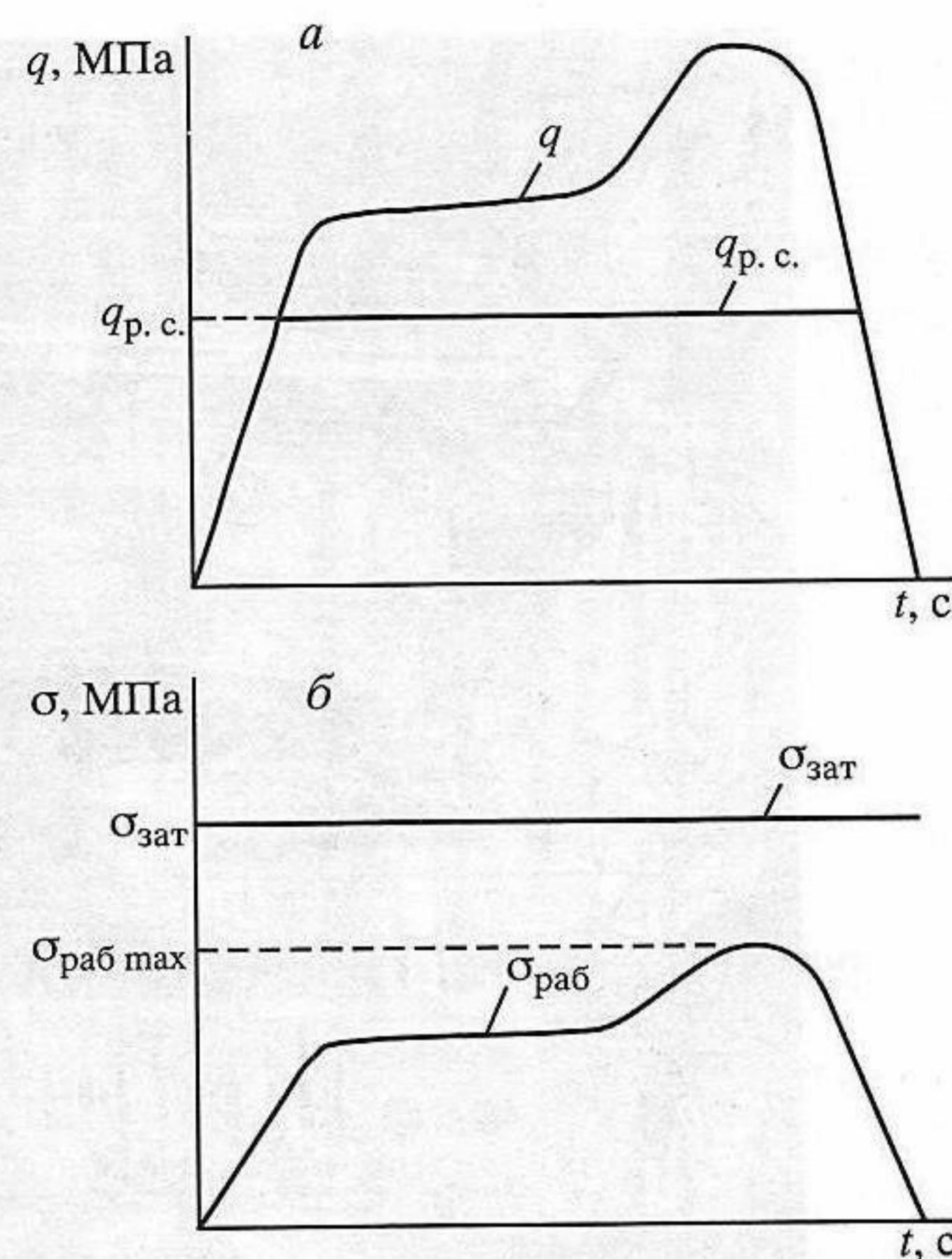


Рис. 16. Контроль силы затяжки колонн в поперечинах

a – состояние стыка между гайкой и поперечиной; *q* – давление в главных цилиндрах, q_{pc} – давление, при котором раскрывается стык; *б* – контроль запаса по силе затяжки; $\sigma_{зат}$ – напряжение в колонном стакане поперечины от силы затяжки, $\sigma_{раб, max}$ – максимальное напряжение в колонном стакане от рабочей нагрузки

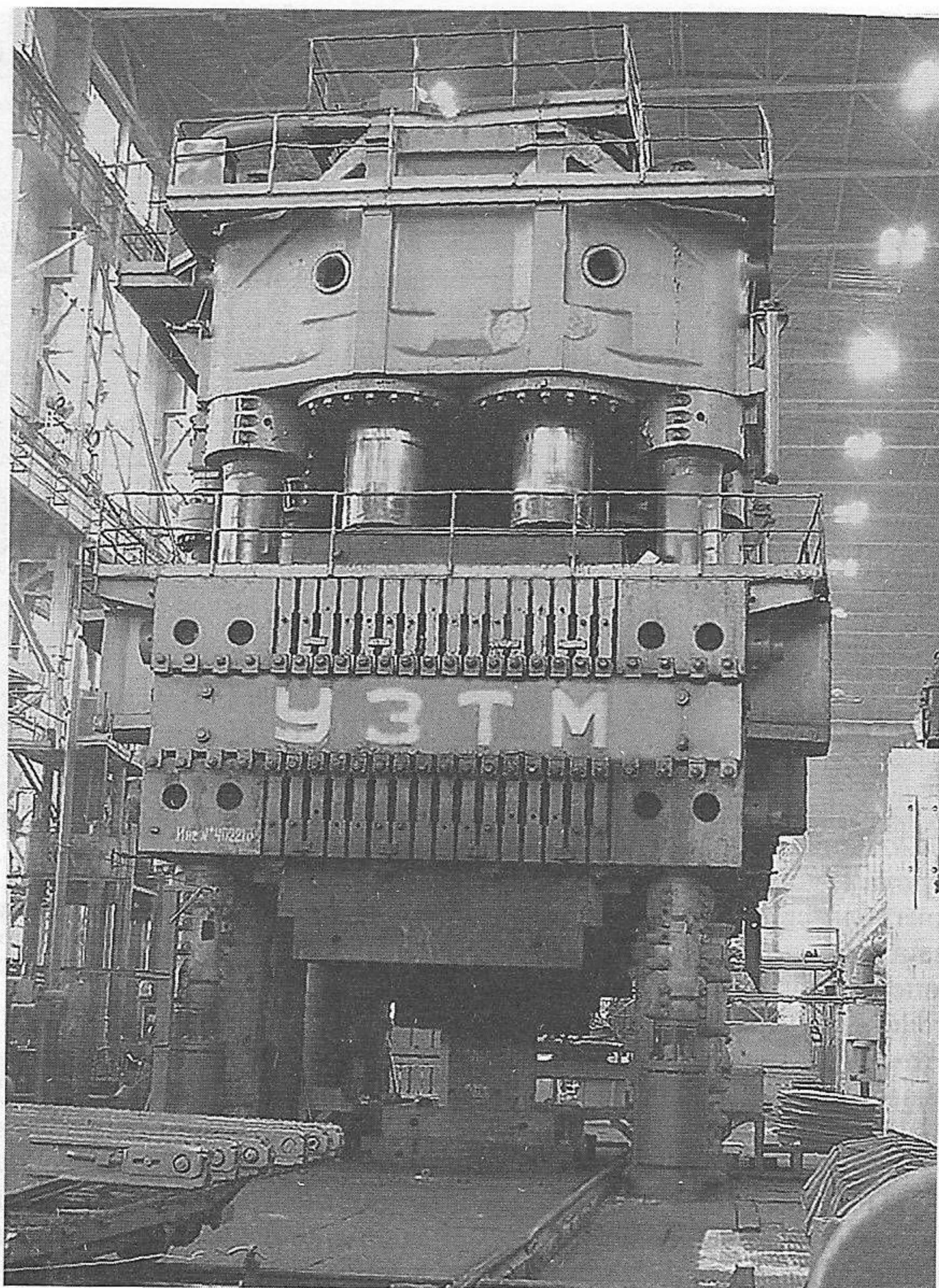


Рис. 17. Пресс силой 300 МН (УЗТМ)

логической проработки. Заготовка была расположена на штамповой плите со значительным эксцентрикитетом. На рис. 18 представлен фрагмент послесеансной обработки результатов измерений. При усилии 130 МН был достигнут аварийный уровень напряжений на колонне №6, после чего был дан сигнал на сброс подачи рабочей жидкости. С момента подачи сигнала до начала сброса давления прошло 2,5 с, за это время напряжения возросли до 185 МПа, но не превысили предел текучести материала колонны.

Ввод в эксплуатацию системы управления дал возможность провести анализ напряженного состояния колонн при штамповке производственных

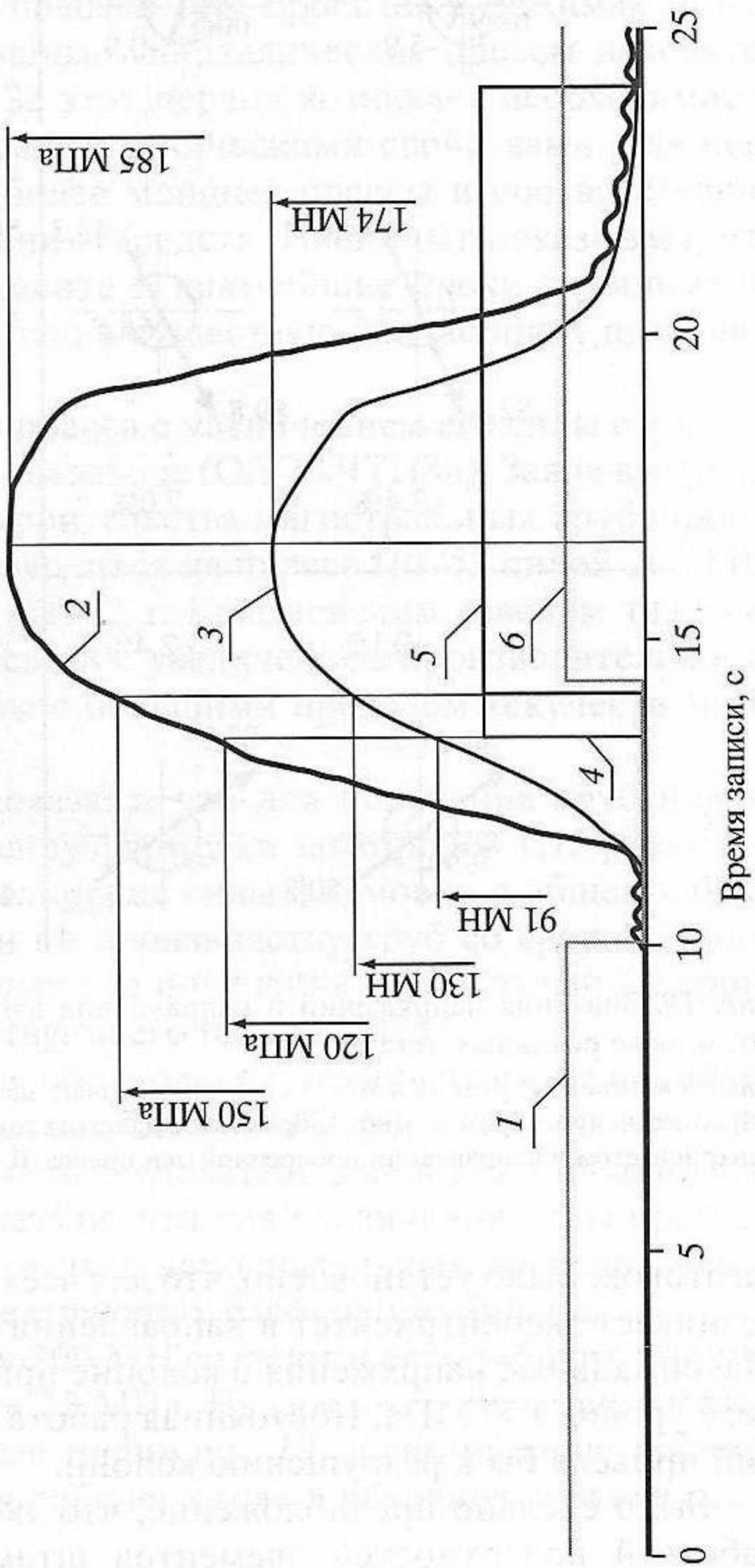
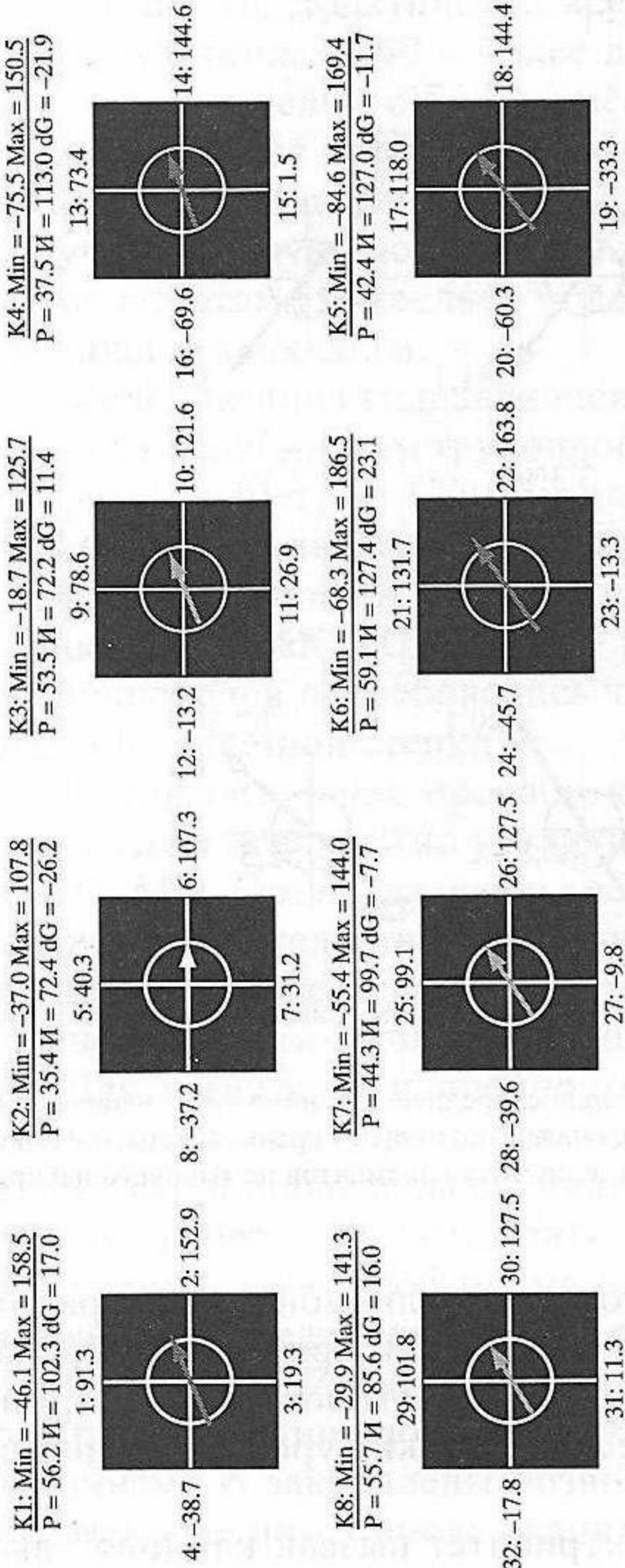


Рис. 18. Последовательная обработка результатов измерений при внесцентренной осадке слитка

Вверху – значение напряжений и направление изгиба в колоннах; внизу: 1 – ожидание начала подачи давления в рабочие цилиндры, 2 – максимальное напряжение в колонне № 6, 3 – сила пресса, 4 – сигнал предварии, 5 – сигнал аварии, 6 – начало сброса давления в рабочих цилиндрах

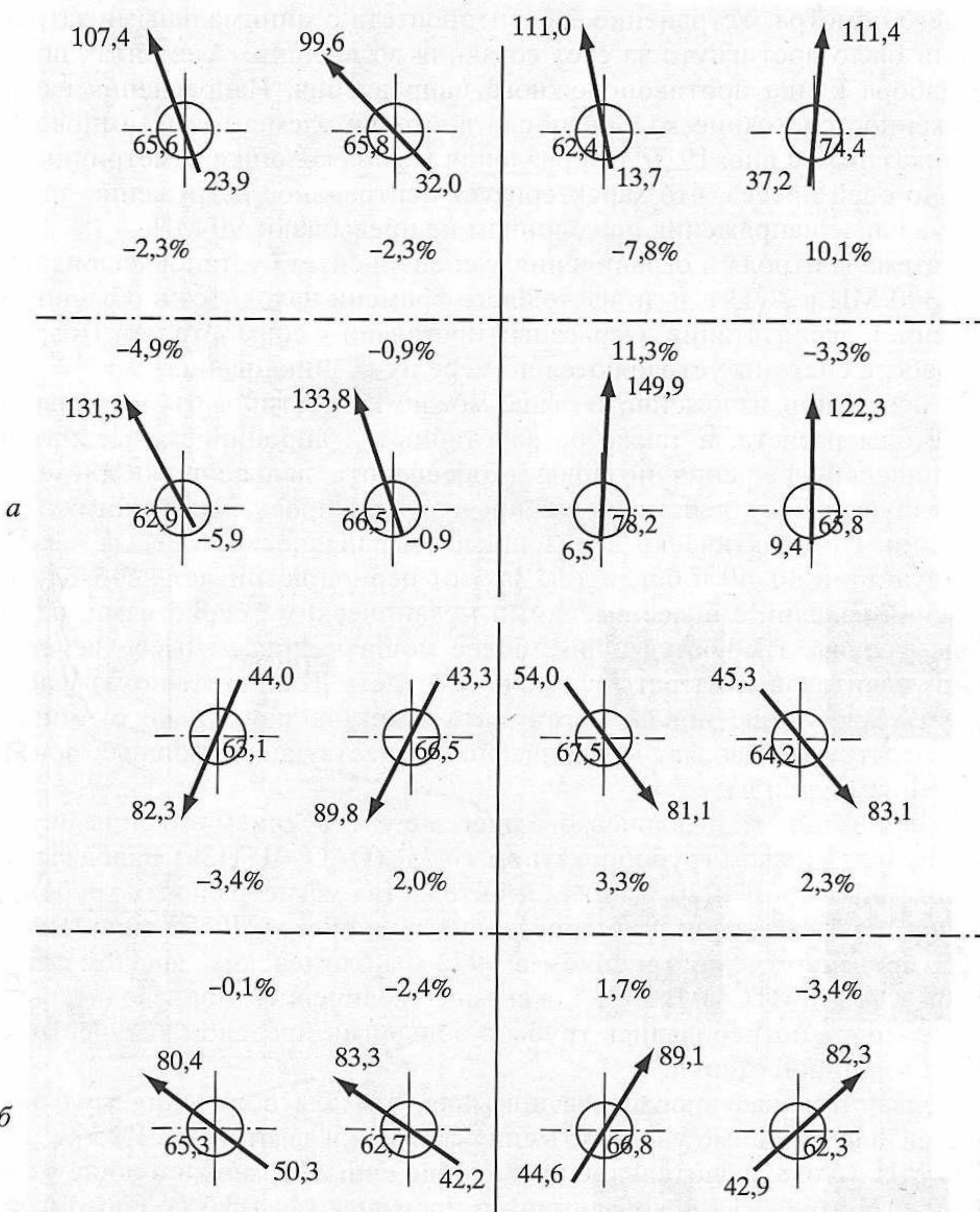


Рис. 19. Значения напряжений и направления изгиба в колоннах пресса силой 300 МН при штамповке реальных деталей

Цифры в начале, середине и конце стрелки означают максимальное, среднее и минимальное напряжение (МПа) в сечении колонны. Цифры процентов дают отклонение силы по колонне от средней силы: *a* – с эксцентрикитетом в направлении поперечной оси пресса, *b* – после проточки элементов штампового набора

заготовок. Было установлено, что для всех заготовок различной конфигурации возникает эксцентрикитет в направлении поперечной оси пресса (рис. 19, *a*). Максимальные напряжения в колонне при усилии 244 МН достигали аварийного уровня 150 МПа. Постоянная работа пресса при таких уровнях напряжений привела бы к разрушению колонн.

Было сделано предположение, что эксцентрикитет вызван клиновой выработкой поверхностей элементов штампового набора, недоступных для

внешнего осмотра. Устранение эксцентризитета с минимальными затратами времени было достигнуто за счет создания во внешних элементах штамповогого набора клина противоположного направления. Направления изгиба и напряженное состояние колонн после проточки элементов штамповогого набора показаны на рис. 19, б. Направления изгиба колонн симметричны относительно осей пресса, что характеризует центральное нагружение пресса, а максимальные напряжения по колоннам не превышают 90 МПа.

Система контроля и ограничения эксцентризитета установлена на прессе силой 300 МН в 2003 г. и до настоящего времени находится в обычной промышленной эксплуатации. Серьезных претензий к ее работе нет. Погрешности в работе системы устраняются по мере их возникновения.

На основании изложенного выше можно констатировать, что современные методы расчета, а также разработанные и апробированные инженерно-технические решения позволяют обеспечить дальнейшую длительную безотказную работу действующих прессов при проектных режимах в эксплуатации. Но практически все мощные гидравлические прессы находятся в эксплуатации 30–40 и более лет. За этот период возникает необходимость получения изделий с более высокими механическими свойствами, для чего в общем случае требуются новые более мощные прессы и соответственно весьма значительные затраты времени и средств. Наш опыт показывает, что получить продукцию нового сортамента в кратчайшие сроки с минимальными затратами позволяет модернизация существующих мощных прессов с увеличением их силы.

Модернизация гидравлического пресса с увеличением его силы осуществлена на Челябинском трубопрокатном заводе (ОАО «ЧТПЗ»). Завод выпускает трубы диаметром 1220 мм для строительства магистральных трубопроводов. Формовка заготовок труб производится на прессе П0753 силой 200 МН, спроектированном и построенном в 1972 г. Коломенским заводом тяжелых станков (ОАО «КЗТС»). В 2003 г. в связи с увеличением производительности трубопроводов потребовались трубы с большими пределом текучести материала и толщиной стенки.

Предварительная проработка показала, что для получения труб нового сортамента необходимо увеличить силу формовки заготовки в 1,75 раза с 200 до 350 МН. Столь значительное увеличение силы формовки в общем случае требует строительства новой линии по производству труб со сроком реализации проекта не менее 5 лет. Поэтому для получения труб в заданные сроки осуществлена модернизация существующего пресса П0753.

Для изыскания и прочностного обоснования технических решений по увеличению силы пресса специалистами ОАО «КЗТС» и ООО «Надежность плюс» были проведены специальные исследовательские и опытно-конструкторские работы. Их результаты показали, что для увеличения силы пресса в его конструкцию необходимо ввести пять дополнительных прессов с одновременным увеличением силы существующих рабочих цилиндров.

В прессе П0753 (рис. 20, а) силу 200 МН создают шесть рабочих цилиндров при давлении рабочей жидкости 32 МПа. На каждом основании 4 между колоннами 6 закреплены возвратные цилиндры 10, поднимающие подвижную поперечину 3 после окончания рабочего хода в исходное верхнее положение.

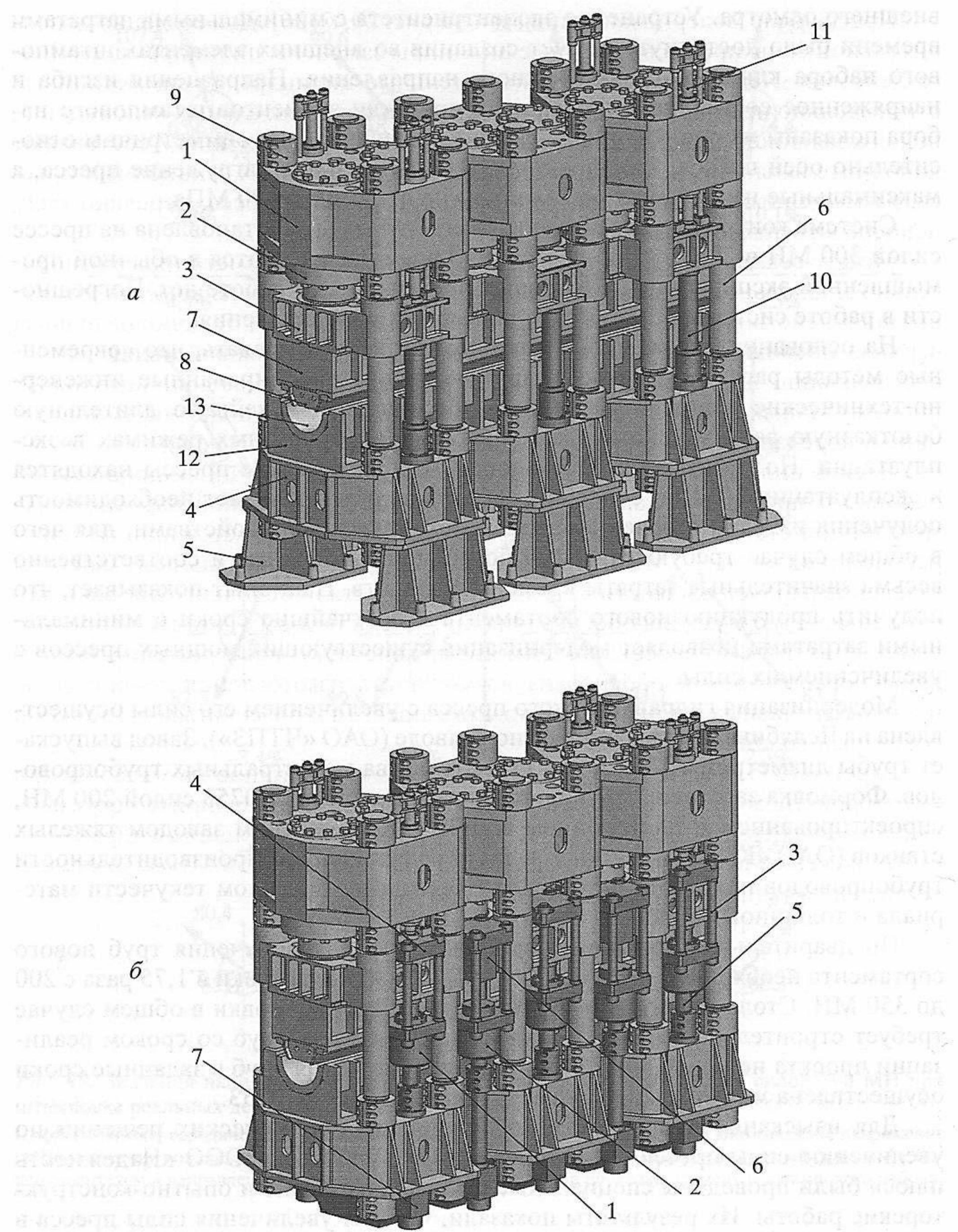


Рис. 20. Пресс П0753

a – до модернизации: 1 – архитрав, 2 – главные цилиндры, 3 – подвижная поперечина, 4 – основание, 5 – башмак, 6 – колонны, 7 – балка, 8 – инструмент, 9 – гайки разъемные, 10 – цилиндры возвратные, 11 – цилиндры синхронизирующие; 12 – штамп, 13 – вкладыши сменные, б – после модернизации, 1 – дополнительный цилиндр двойного действия, 2 – дополнительный цилиндр, 3 – дополнительные колонны подвижных поперечин, 4 – подвижные поперечины, 5 – дополнительные составные колонны, 6 – дополнительные верхние подвижные поперечины, 7 – дополнительные нижние поперечины

Пресс после модернизации показан на рис. 20, б [26]. Для создания дополнительной силы пресса возвратные цилиндры заменены цилиндрами двойного действия. Левый и правый дополнительные цилиндры 1, симметричные относительно продольной оси пресса, система дополнительных колонн 3 и 5, подвижная поперечина 4 и дополнительная нижняя поперечина 7 составляют дополнительный секционный пресс. Три дополнительных секционных пресса, размещенных в каждой из трех основных секций пресса, передают силу непосредственно на штамп.

Между секциями основного пресса размещаются симметричные относительно продольной оси пресса левый и правый дополнительные цилиндры прямого действия 2, система дополнительных колонн 3, 5, дополнительная верхняя подвижная поперечина 6 и дополнительная нижняя поперечина 7, составляющие дополнительный промежуточный пресс. Два дополнительных промежуточных пресса через дополнительную верхнюю подвижную поперечину 6 передают силу непосредственно на штамп.

Десять цилиндров дополнительных прессов и шесть цилиндров секций основного пресса работают через мультиплликатор от одной насосно-аккумуляторной станции. Общая сила пресса 350 МН достигается при давлении рабочей жидкости 37 МПа, т.е. по сравнению с первоначальным проектом (давление рабочей жидкости 32 МПа) базовые детали основного пресса перегружены в 1,16 раза. Для обеспечения прочности базовых деталей основного и дополнительных прессов найдены новые конструктивные решения, выполнены исследования и обоснована возможность изготовления по критерию прочности главных цилиндров основного пресса и гребенчатых соединений составных колонн [27, 28].

Пресс П0753М силой 350 МН запущен в эксплуатацию на Челябинском трубопрокатном заводе в июле 2005 г., что позволило расширить сортамент выпускаемых труб более чем в два раза. Модернизация мощного гидравлического пресса с увеличением его силы в 1,75 раз с 200 до 350 МН осуществлена впервые в мировой практике.

24.3. Большегрузные конвертеры для выплавки стали

Созданию прогрессивных конструкций конвертеров предшествовали работы по изучению напряженного состояния и прочности действующих конвертеров емкостью 100–130 т. Для решения этих задач в Отделе уже в 1962 г. были исследованы модели корпусов конвертеров с несущей средней частью, подкрепленной ребрами жесткости. Модели, изготовленные в масштабе 1/10, нагружались чугунной дробью [10, 29, 30]. Замеры напряжений в металлической модели проводились методом тензометрирования. Замеры напряжений в моделях из оптически активного материала проводились методом фотоупругости с применением отраженного света. На рис. 21 показана модель конвертера из оптически чувствительного материала в нагрузочном стенде. Поворот стендса позволял исследовать напряженное состояние части оболочки при различных положениях наполненного метал-



Рис. 21. Модель корпуса конвертера из оптически чувствительного материала с несущей средней частью в нагружочном устройстве

лом конвертера. В модели из оптически чувствительного материала фотографирование картин полос и замеры разности хода компенсатором проводились специально спроектированными и изготовленными односторонними поляризационными приборами.

Исследованиями корпусов действующих конвертеров с несущей средней частью, подкрепленной ребрами жесткости, установлено, что ребра стесняют температурные деформации корпуса, поэтому в корпусе и ребрах возникают значительные термические напряжения, которые приводят к образованию трещин. Кроме того, высокая температура верхней части корпуса существенно снижает механические характеристики материала, поэтому непосредственная передача нагрузки на корпус от цапф вызывает остаточные деформации корпуса. Эти весьма значительные деформации снижают стойкость футеровки, приводят к перекосу осей цапф, ухудшают работу подшипниковых узлов. Усиление средней несущей части корпуса приваренным опорным кольцом коробчатого сечения стесняет температурные деформации корпуса, вызывая дополнительные температурные напряжения и трещины.

Более благоприятные условия работы корпуса обеспечивает конструкция конвертера с отдельным опорным кольцом. Но обычно применяющиеся статически неопределеные системы крепления корпуса к отдельному опорному кольцу приводили к перегрузке и разрушению элементов корпуса и кольца. Существенное увеличение прочности и долговечности опорного кольца, корпуса и конвертера в целом обеспечивает конструкция конвертера, предложенная и разработанная ВНИИМЕТМАШ [31].

В новой конструкции конвертера (рис. 22) сведены к минимуму стесненные тепловые деформации корпуса и опорного кольца. Обеспечение оптимальных условий эксплуатации достигается тем, что

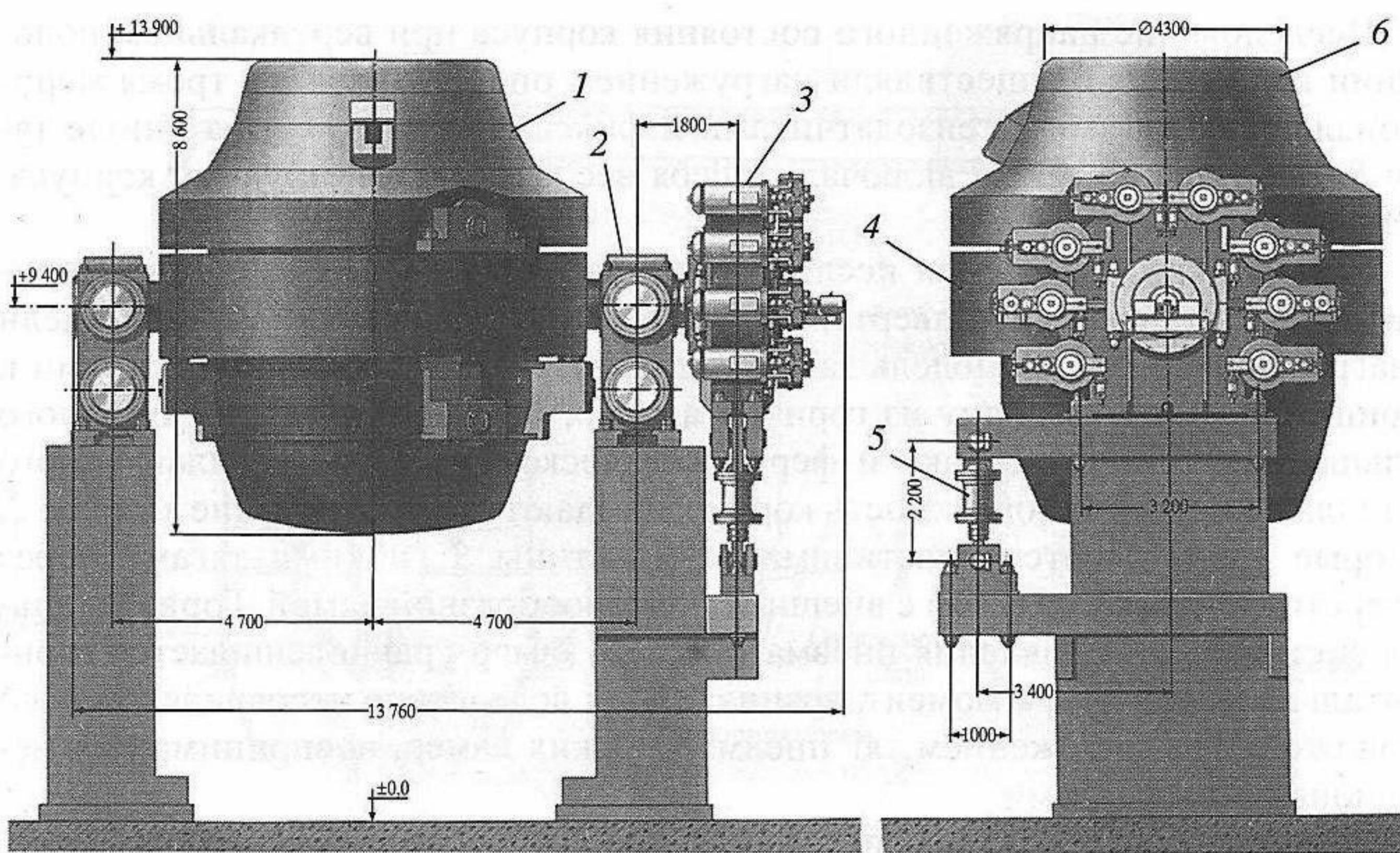


Рис. 22. Конвертер емкостью 130 т конструкции ВНИИМЕТМАШ, имеющий статически определимую систему крепления корпуса к опорному кольцу

1 – корпус, 2 – опора подвижная, 3 – привод, 4 – опорное кольцо, 5 – демпфер, 6 – съемная горловина

- система крепления корпуса к опорному кольцу выполнена по статически определимой схеме;
- несущий пояс корпуса расположен ниже опорного кольца в зоне пониженных температур.

Для оценки напряженного состояния опорных колец в Отделе была разработана общая теория расчета колец коробчатого сечения, нагруженных перпендикулярно плоскости кривизны [32]. Статически определимая система закрепления корпуса в опорном кольце позволяет применить эту методику для расчета опорного кольца конвертера.

Центральная утолщенная часть корпуса с кольцевыми ребрами и кронштейнами находится под воздействием веса металлоконструкций корпуса, футеровки, шихты, давлений от ферростатики и распора футеровки. В корпусе возникают температурные напряжения, которые в значительной степени влияют на его прочность. Теоретическое решение задачи о напряженно-деформированном состоянии оболочки с учетом влияния отмеченных выше факторов является весьма сложным и требует экспериментального обоснования. Поэтому исследование напряженного корпуса и опорного кольца на стадии проектирования конвертера новой конструкции было осуществлено на моделях из оптически чувствительного материала методами фотоупругости и тензометрирования.

Модель корпуса конвертера изготовлена из оптически чувствительного материала в масштабе 1/14 [33]. В срединной поверхности оболочки и на одной из горизонтальных поверхностей каждого ребра жесткости были расположены зеркальные слои. Модель в нагружочном устройстве показана на рис. 23.

Исследование напряженного состояния корпуса при вертикальном положении конвертера осуществляли нагружением опорного кольца тремя меридиональными тягами с тензодатчиками и фиксацией нагрузки на днище тягой 8. Нагрузка на тягу 8 включала в себя вес металлоконструкций корпуса, футеровки и шихты.

Нагрузку на модель для исследования напряжений в корпусе при горизонтальном положении конвертера создавали, не изменяя положения модели в нагрузочном стенде. Модель закрепляли двумя горизонтальными тягами к кронштейнам стенда, одну из горизонтальных тяг отсоединяли от опорного кольца. Давление футеровки и ферростатическое давление расплавленного металла на боковую поверхность корпуса создают пневматические камеры 2, которые удерживаются пластинами 3. Пластины 3 гибкими тягами через отверстия в модели связаны с внешней подковообразной рамой. Горизонтальная составляющая давления пневматических камер уравновешивается горизонтальными тягами, а момент, возникающий вследствие несовпадения осей кронштейнов с положением тяг пневматических камер, воспринимается меридиональными тягами.

Исследование температурных напряжений проводилось на той же модели, которая была использована для исследования напряжений от механических нагрузок. При моделировании температурных напряжений в качестве

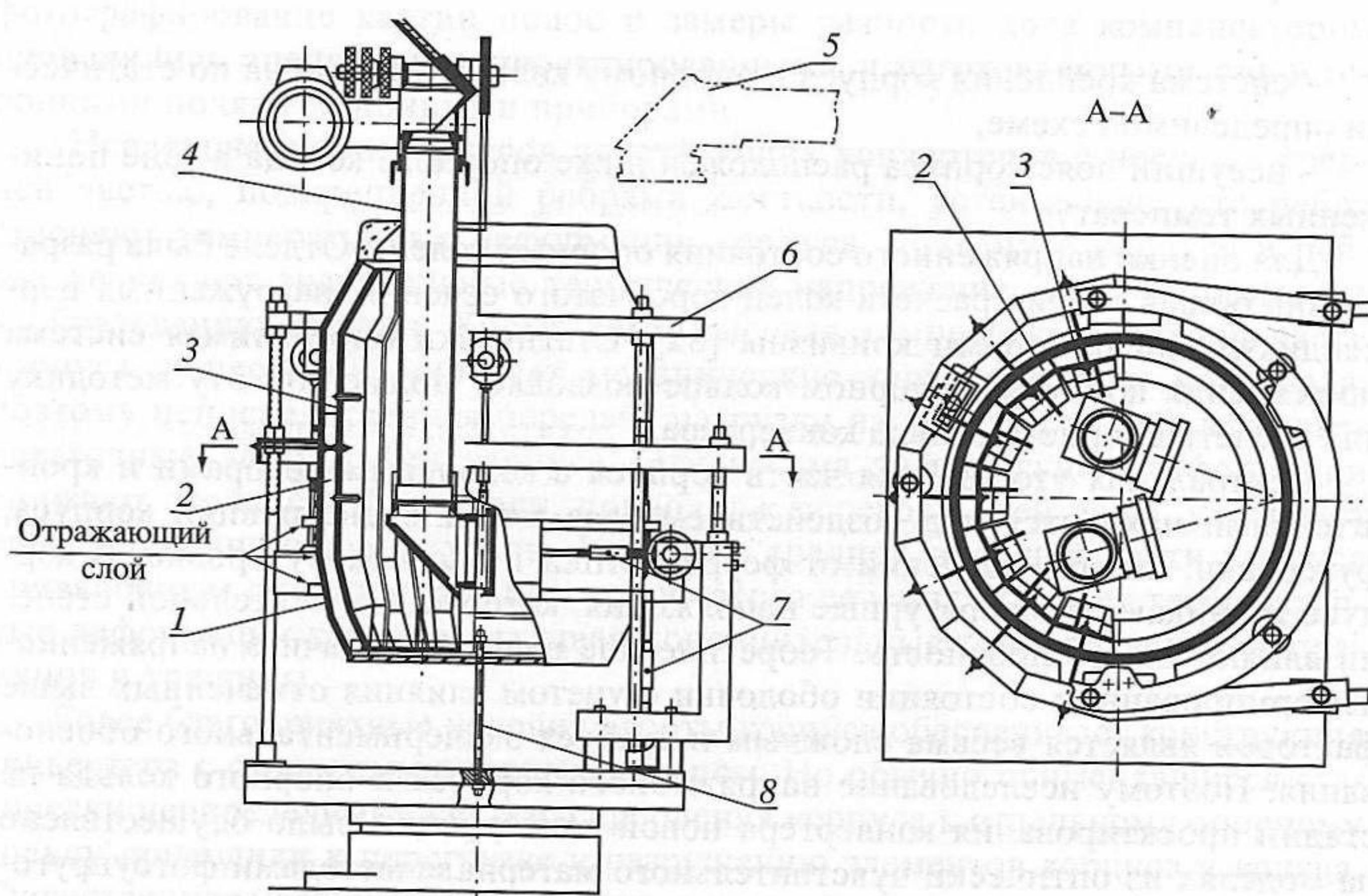


Рис. 23. Модель корпуса конвертера конструкции ВНИИМЕТМАШ в нагрузочном стенде для исследования напряжений при механических нагрузках
 1 – модель корпуса конвертера, 2 – пневматические камеры, 3 – прижимные пластины, 4 – полярископ, 5 – положение полярископа для наблюдения картины полос на ребрах, 6 – кольцо для крепления меридиональных тяг, 7 – упоры и тяги для восприятия вертикальных и горизонтальных сил, 8 – центральная тяга для создания вертикальной нагрузки

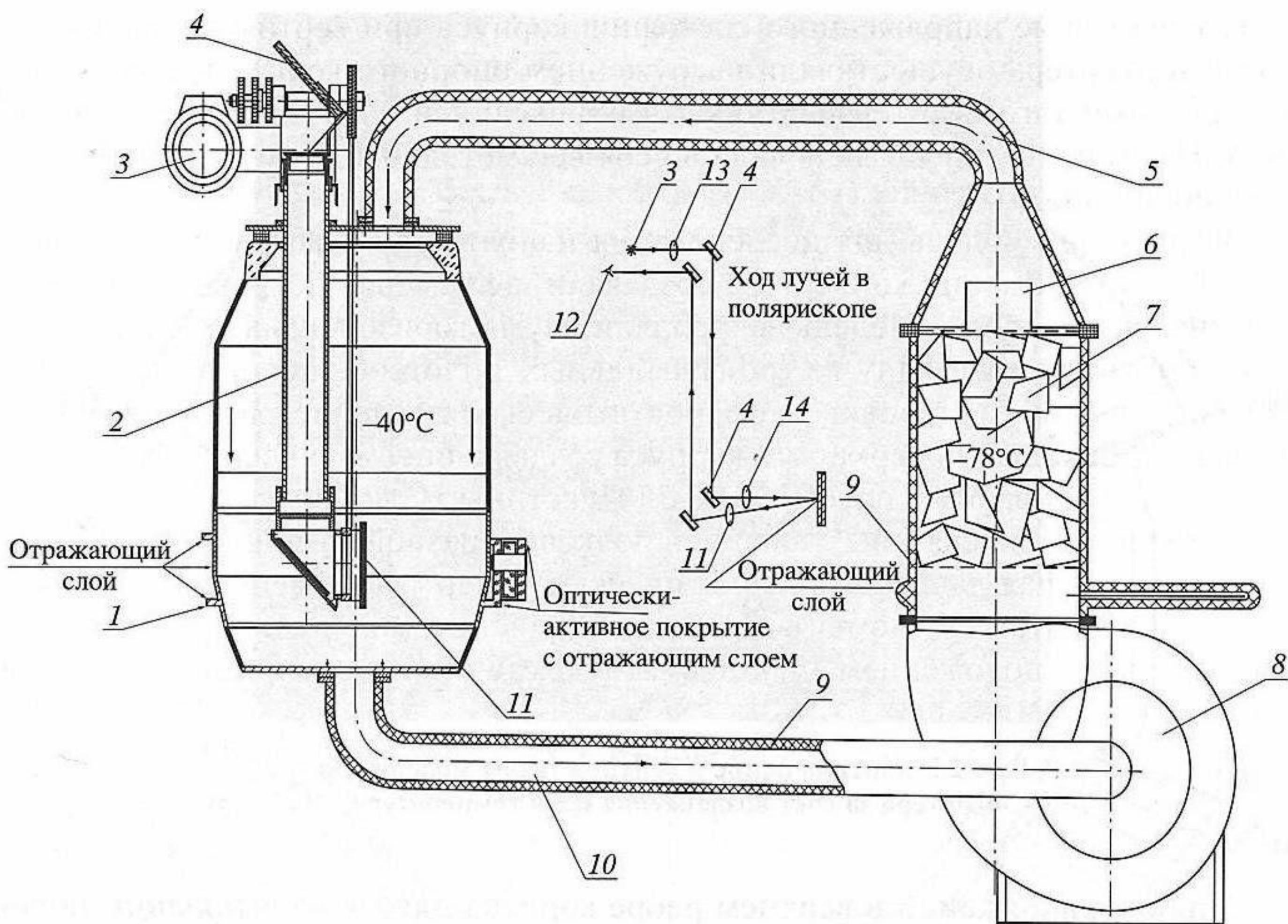


Рис. 24. Схема установки для исследования температурных напряжений в модели корпуса конвертера конструкции ВНИИМЕТМАШ

1 – модель, 2 – полярископ, 3 – осветитель для полярископа, 4 – зеркало, 5 – воздуховод подводящий, 6 – влагопоглотитель, 7 – камера для сухого льда или нагревателя, 8 – вентилятор, 9 – теплоизоляция, 10 – воздуховод отводящий, 11 – анализатор, 12 – наблюдатель, 13 – светофильтр, 14 – поляризатор

исходных данных взято поле температур, замеренное в корпусе с отдельным опорным кольцом действующего конвертера садкой 130 т.

Температурное поле в модели задавали на установке, схема которой показана на рис. 24. В камере 7 помещались сухой лед или нагреватель. Нагретый или охлажденный воздух вентилятором 8 подавался с постоянной скоростью в модель 1, что позволяло установить и необходимое время удерживать стационарное поле температур в оболочке и ребрах корпуса.

Два режима создания поля температур (нагрев и охлаждение) были использованы для исключения различных случайных факторов, таких как изменение модуля упругости материала модели при нагреве, возможность расслоения модели при охлаждении, погрешности при определении напряжений и температур. Измерение температур осуществлялось термопарами. Измерение напряжений производилось так же, как и при механическом нагружении.

Картина полос, характеризующая напряженное состояние верхнего ребра корпуса конвертера под воздействием поля температур, показана на рис. 25. Числа полос пропорциональны действующим напряжениям, поэтому по картине полос можно четко установить характер напряженного состояния, определить зоны возникновения и максимальные напряжения.

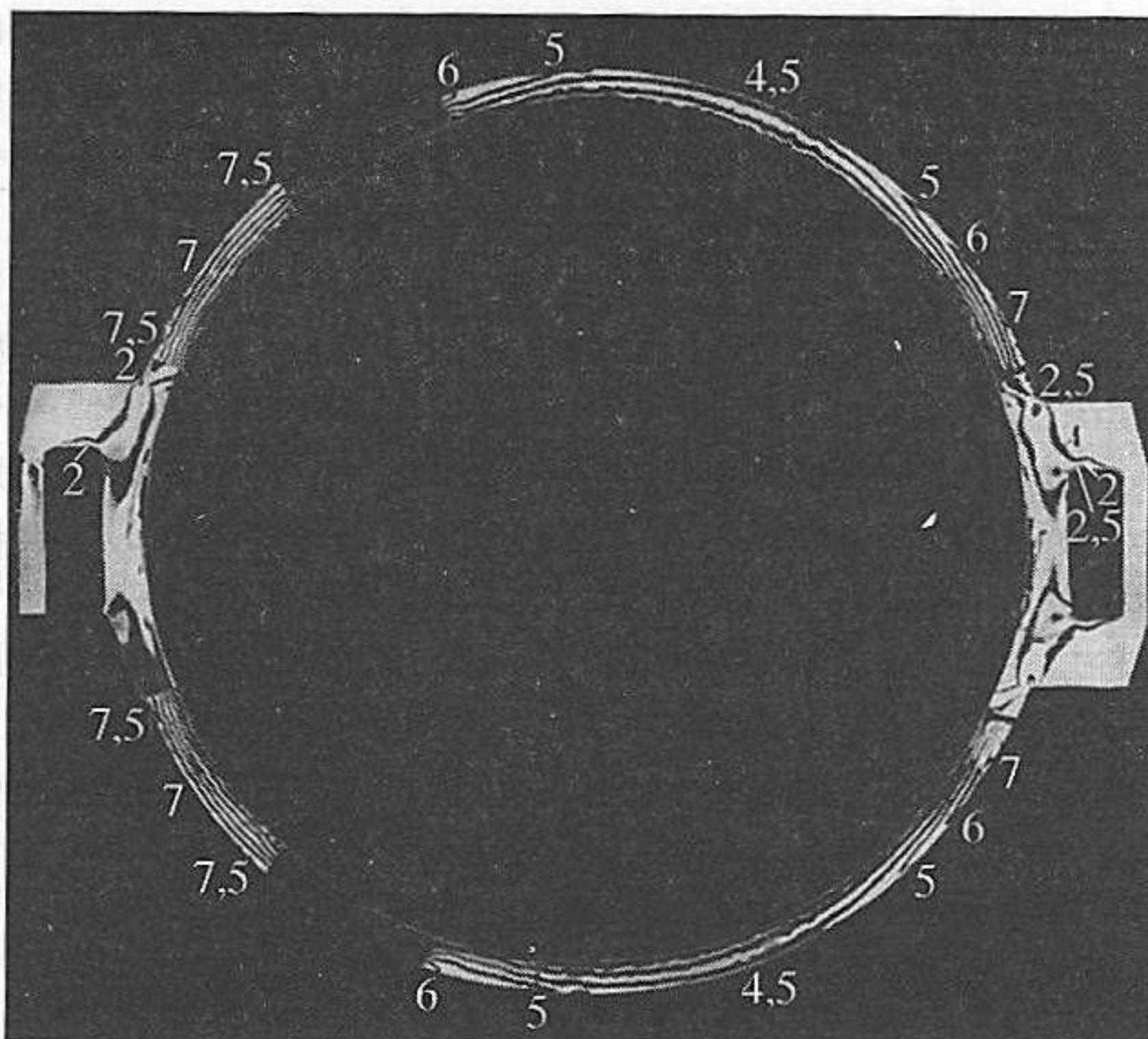


Рис. 25. Картина полос в верхнем ребре модели корпуса конвертера за счет воздействия поля температур

Эпюры напряжений в верхнем ребре корпуса для горизонтального положения конвертера показаны на рис. 26. Суммарное напряжение за счет термических воздействий и механических нагрузок достигает 160 МПа, из них 140 МПа составляют термические напряжения.

Экспериментальные исследования конвертера новой конструкции, проведенные для конвертера № 1 Челябинского металлургического завода, подтвердили правильность результатов моделирования и расчета. Температура нижней части корпуса в зоне установки кольцевых ребер и кронштейнов не превышает 200 °С, что показывает целесообразность размещения элементов крепления ниже опорного кольца. Суммарные напряжения в кольцевом ребре корпуса, замеренные тензодатчиками, установленными на расстоянии 500 мм от кронштейнов, составили 130 МПа. Напряжения растут по мере приближения к кронштейну, поэтому в непосредственной близости от кронштейна они достигнут 150 МПа, что вполне согласуется со значением 160 МПа, полученным на модели конвертера. Предел текучести материала корпуса и кольцевых ребер 270 МПа, что дает запас по пределу текучести $n = 1,7$. Таким образом, результаты расчетов, экспериментальных исследований моделей и натурных конструкций в условиях эксплуатации показали, что корпус конвертера конструкции ВНИИМЕТМАШ обладает достаточной прочностью.

На основе рассмотренной выше конструкции конвертера нового типа ВНИИМЕТМАШ разработал, а заводы тяжелого машиностроения изготовили серию конвертеров различной емкости, которые заменили все ранее работавшие типы конвертеров. Кислородные конвертеры новой конструкции емкостью 50, 130, 160, 300, 350 и 400 т представляют собой единый типо-размерный ряд, характеризующийся высоким уровнем технических решений [34].

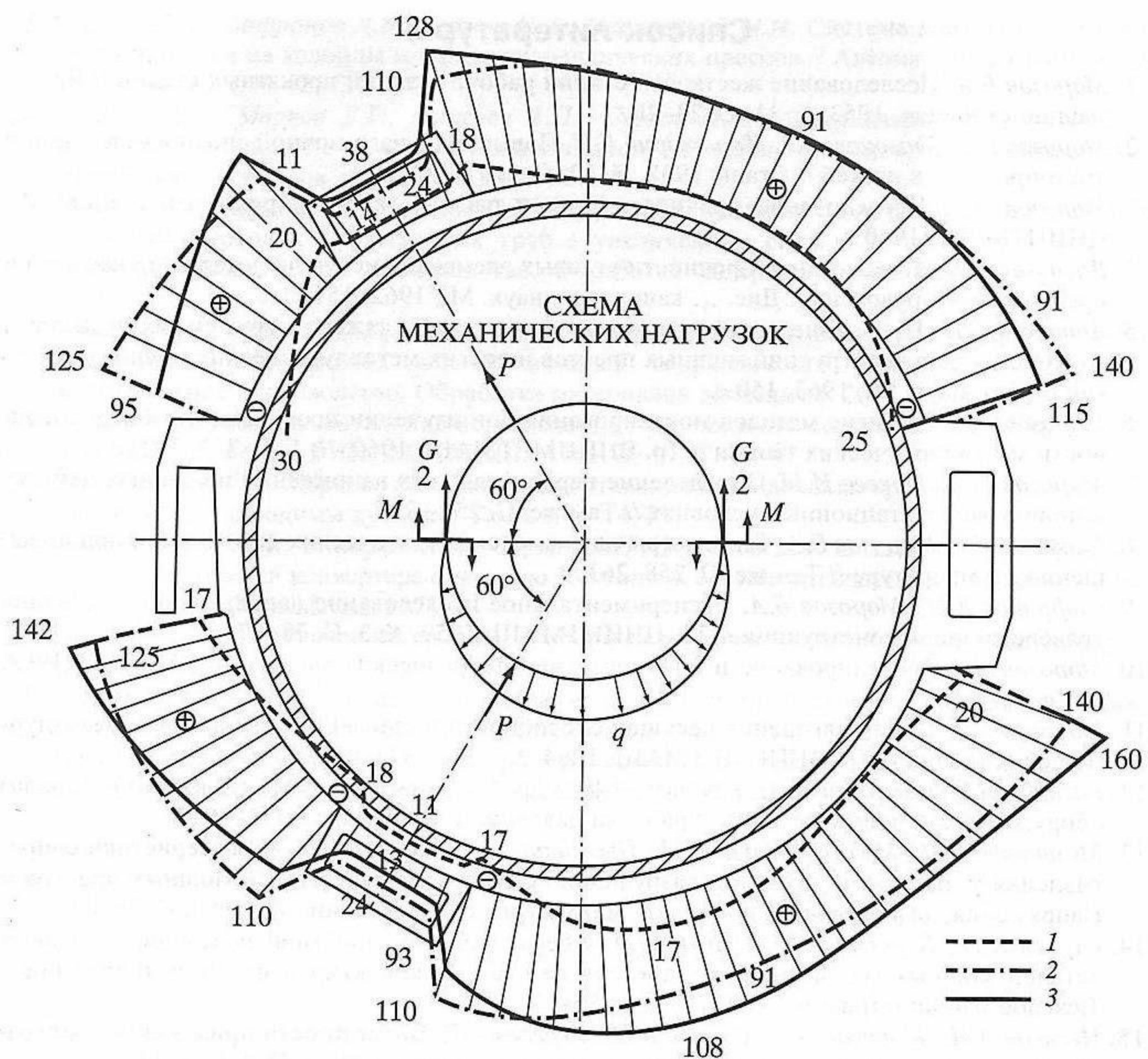


Рис. 26. Напряженное состояние (МПа) верхнего ребра жесткости корпуса конвертера новой конструкции (по результатам моделирования)

1 – напряжения от механических нагрузок, 2 – температурные напряжения, 3 – суммарные напряжения

В технической литературе часто обсуждается вопрос о стоимости обеспечения достаточно высокого уровня прочностной надежности крупногабаритных силовых конструкций. Высказываются предположения, что этот уровень недостижим в связи с необходимостью значительного увеличения габаритов и массы конструкций. Приведенные примеры и многолетний опыт работы ВНИИМЕТМАШ в этом направлении показывают, что весьма высокий уровень прочностной надежности при сохранении рациональных габаритов и массы вполне достижим. Для этого необходимы тщательная и квалифицированная проработка конструкций и технологии на стадиях проектирования и изготовления, а также соблюдение проектных режимов работы на стадии эксплуатации.

Список литературы

1. Морозов Б.А. Исследование жесткости станин рабочих клетей прокатных станов // Вестн. машиностроения. 1953. № 11. С. 23–26.
2. Морозов Б.А., Тимошук Л.Т., Тараторин Б.Н. Повышение нагрузочной способности станин листопрокатных клетей // Сталь. 1957. № 12. С. 1107–1111.
3. Морозов Б.А. Исследование прочности станин рабочих клетей прокатных станов. М.: ЦНИИМЕТАШ, 1960 г.
4. Васильев В.В. Исследование прочности угловых элементов несущих деталей прокатного и прессового оборудования: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1962. 151 с.
5. Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжелонагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин. Дис. ... канд. техн. наук. М., 1963. 150 с.
6. Морозов Б.А. Развитие методов моделирования при изучении прочности и работоспособности металлургических машин // Тр. ВНИИМЕТАШ. 1960. № 1. С. 212–252.
7. Морозов Б.А., Макеев И.М. Определение первоначальных напряжений в крупных деталях машин в эксплуатационных условиях // Там же. С. 254–257.
8. Макеев И.М., Морозов Б.А. Тензометры для измерения статических деформаций при повышенной температуре // Там же. С. 258–263.
9. Софонов Е.И., Морозов Б.А. Экспериментальное исследование напряженного состояния траверс сборной конструкции // Тр. ЦНИИМЕТАШ. 1959. № 3. С. 78–87.
10. Морозов Б.А. Моделирование и прочность металлургических машин. М.: Машгиз, 1963. 287 с.
11. Морозов Б.А. Пути повышения несущей способности и снижения веса деталей металлургических машин // Тр. ВНИИМЕТАШ. 1964. № 12. С. 332–352.
12. Розанов Б.В., Шофман Л.А., Гольман Л.Д. и др. Создание мощного кузнечно-прессового оборудования и новых методов обработки давлением // Там же. С. 353–391.
13. Мельников В.И., Монахов-Ильин Г.П., Пылайкин П.А., Сурков А.И. Характеристики сопротивления усталости и хрупкому разрушению сталей базовых деталей мощных прессов // Напряжения, деформации и прочность металлургических машин. М., 1988. С. 76–84.
14. Сурков А.И., Курович А.Н., Сурков И.А. Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации // Тяжелое машиностроение. 2003. № 5. С. 35–37.
15. Целиков А.И., Морозов Б.А., Сурков А.И., Сергеев А.В. Возможности применения голограммии в тяжелом машиностроении // Вестн. машиностроения. 1973. № 3. С. 7–11.
16. Морозов Б.А., Пионтковский В.М. К вопросу об особом сопротивлении металлов при повторном сжатии // Тр. ВНИИМЕТАШ. 1972. № 31. С. 27–37.
17. Морозов Б.А., Ефимов А.С. Усталостная прочность стальной ленты, применяемой для скрепления станин гидравлических прессов. Там же. С. 41–48.
18. Курович А.Н. Создание и исследование пресса усилием 2000 тс со скрепленной станиной для синтеза алмазов: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1969. 197 с.
19. Курович А.Н., Фельдблум И.Э., Белоусов И.Я. Мощные гидравлические прессы для объемной и листовой штамповки и производства сверхтвердых материалов // Академик Александр Иванович Целиков: Очерки. Воспоминания. Избранные статьи.: М. Наука, 2003. С. 305–325.
20. Кривонос Г.А., Фельдблум И.Э., Сноп В.И., Мурашко Р.Е. Машины ВНИИМЕТАШ для получения металлических порошков методом изостатического прессования. Там же. С. 326–337.
21. Курович А.Н., Сурков А.И., Африкантов В.Е., Краснокутский Ю.Б. Напряженно-деформированное состояние эластичных подушек и диафрагм при листовой штамповке по жесткому пуансону // Кузнечно-штамповочное производство. 1974. № 3. С. 27–31.
22. Розанов Б.В., Сурков А.И., Попов А.К. и др. Гидравлический пресс. А.с. 518252 СССР. Опубл. 1976, Бюл. № 23.
23. Гольман Л.Д., Сурков А.И., Сысоев В.Н. и др. Исследование и выбор конструкции мощного пресса для листовой штамповки // Тр. ВНИИМЕТАШ. 1976. № 44. С. 52–59.
24. Пасечник Н.В., Сурков И.А. Обеспечение прочностной надежности металлургических машин – важная составляющая часть модернизации металлургического комплекса России // Тяжелое машиностроение. 2008. № 5. С. 11–17.

25. Коркин Н.П., Сафонов Д.В., Сурков И.А., Перцовский М.И. Система контроля и ограничения нагрузки на колонны мощных гидравлических прессов // Автоматизация в промышленности. 2008. № 12. С. 35–40.
26. Кулагин Д.А., Марков Д.Г., Моисеев А.П., Сурков И.А. Модернизация гидравлических прессов с увеличением силы рабочих цилиндров // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2008. № 1. С. 40–43.
27. Марков Д.В., Марков Д.Г., Чикалов С.Г., Сурков И.А. Модернизация пресса окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб с увеличением силы с 200 МН до 350 МН // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 12. С. 30–33.
28. Кулагин Д.А., Марков Д.Г., Моисеев А.П. и др. Выбор оптимального профиля впадин гренбенчатого соединения колонн мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 11. С. 29–32.
29. Сурков А.И. Экспериментальное исследование напряженного состояния оболочки конвертера на модели // Тр. ВНИИМЕТМАШ. 1966. № 17. С. 40–47.
30. Шусторович В.М., Морозов Б.А. Экспериментальное исследование прочности конвертеров с верхним кислородным дутьем // Там же. С. 14–39.
31. Победоносцев А.Н., Майоров А.И., Сурков А.И., Морозов Б.А. Создание и исследование новой конструкции конвертера емкостью 130 тонн // Металлургическое оборудование. М.: НИИИНФОРМТАЖМАШ, 1971.
32. Шусторович В.М. Расчет на прочность опорных круговых колец // Вестн. машиностроения. 1966. № 5.
33. Победоносцев А.Н. Создание и исследование новой конструкции конвертера для выплавки стали емкостью 130 тонн: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1971. С. 212.
34. Майоров А.И. Кислородные конвертеры для производства стали // 60 лет научно-конструкторской и производственной деятельности ВНИИМЕТМАШ. М.: Наука, 2005. С. 366–368.