



ISSN 0131-1336

май 5/2003

ТЯЖЕЛОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ



ВНИИМЕТМАШ

Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации

А. И. СУРКОВ, д-р техн. наук; А. Н. КУРОВИЧ, д-р техн. наук; И. А. СУРКОВ
(АХК ВНИИМЕТМАШ, ЗАО "Прочность" — АХК ВНИИМЕТМАШ)

Самые большие усилия среди технологических машин развивают гидравлические прессы, осуществляющие процессы обработки давлением. Усилие прессы создается и воспринимается базовыми деталями (гидравлическими цилиндрами, поперечинами, колоннами, элементами рамных станин). Поэтому базовые детали мощных гидравлических прессов при предельных по технологическим возможностям крупнейших машиностроительных заводов габаритах и массе имеют весьма высокие уровни удельных нагрузок. Это является причиной того, что возможность создания мощного гидравлического прессы и обеспечение его надежной работы при длительной эксплуатации определяются, во многих случаях, возможностью обеспечения прочности базовых деталей.

Рассмотрим основные результаты работ по обеспечению прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации, которые проводились во ВНИИМЕТМАШ. На основании их анализа можно оценить состояние парка тяжелых гидравлических прессов и предложить направления работ по сохранению и расширению их технологических возможностей.

Создание самых мощных в мире гидравлических прессов усилиями 750 МН

и 650 МН стало возможным, в значительной степени, на основании результатов исследований прочности основных деталей и узлов прессов на стадии проектирования.

Для базовых деталей прессы усилием 750 МН отделами прочности ВНИИМЕТМАШ и ЦНИИТМАШ было проведено уникальное комплексное исследование напряженного состояния и прочности базовых деталей, включающее исследования моделей методом фотоупругости, испытания локальных моделей с применением тензометрирования, усталостные испытания крупногабаритных образцов сталей. Его результаты показали, что минимальный запас прочности $n = 1,15$ имеет контур отверстий углового соединения стоек и ригелей рамы.

Обычно запас прочности для основных несущих деталей мощных гидравлических прессов принимался не менее 2...2,5, поэтому запас 1,15 по общепринятым представлениям нельзя было принять. При проектировании прессы масса и габариты стоек и ригелей назначались, исходя из максимальных возможностей металлургических и машиностроительных заводов СССР. Увеличение запаса прочности требовало принципиального изменения принятых конструктивных и технологических решений.

Было показано, что общепринятые запасы прочности назначались на основании общепринятых в то время методов расчета напряженного состояния и прочности, которые не учитывали реальные геометрию и условия взаимодействия сопряженных деталей, а прочностные характеристики материалов определяли по справочным данным. Поэтому запас прочности по общепринятым представлениям является мерой нашего незнания. В данном случае запас прочности 1,15 учитывал все возможные физические процессы, определяющие прочность деталей и обеспечивал их необходимую долговечность.

Такая интерпретация полученного запаса прочности была поддержана А. И. Целиковым и пресс был запущен в производство. Прессы усилием 750 МН находятся в эксплуатации с 1959 года по настоящее время, претензий к работе базовых деталей нет.

При проектировании прессы усилием 650 МН также было проведено полное комплексное исследование напряженного состояния и прочности базовых деталей. На основании результатов исследований были осуществлены конструктивные изменения ряда основных дета-

лей, позволившие повысить их уровень надежности.

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

Снижение напряжений до 95 МПа, т. е. в 2,3 раза, было 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.

Максимальные растягивающие напряжения (345 МПа) в главных цилиндрах прессы были зафиксированы в месте пересечения круглых вертикального и горизонтального отверстий для подвода рабочей жидкости (рис. 2). Выполнение вертикального отверстия в форме овала позволило снизить максимальные напряжения до 210 МПа, т. е. в 1,65 раза, что обеспечивает неограниченную долговечность цилиндров.

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

В конкурсе на изготовление прессы усилием 650 МН для Франции принимали участие Станкоимпорт от СССР и ведущие фирмы тяжелого машиностроения ФРГ, США, Англии. Все проекты в

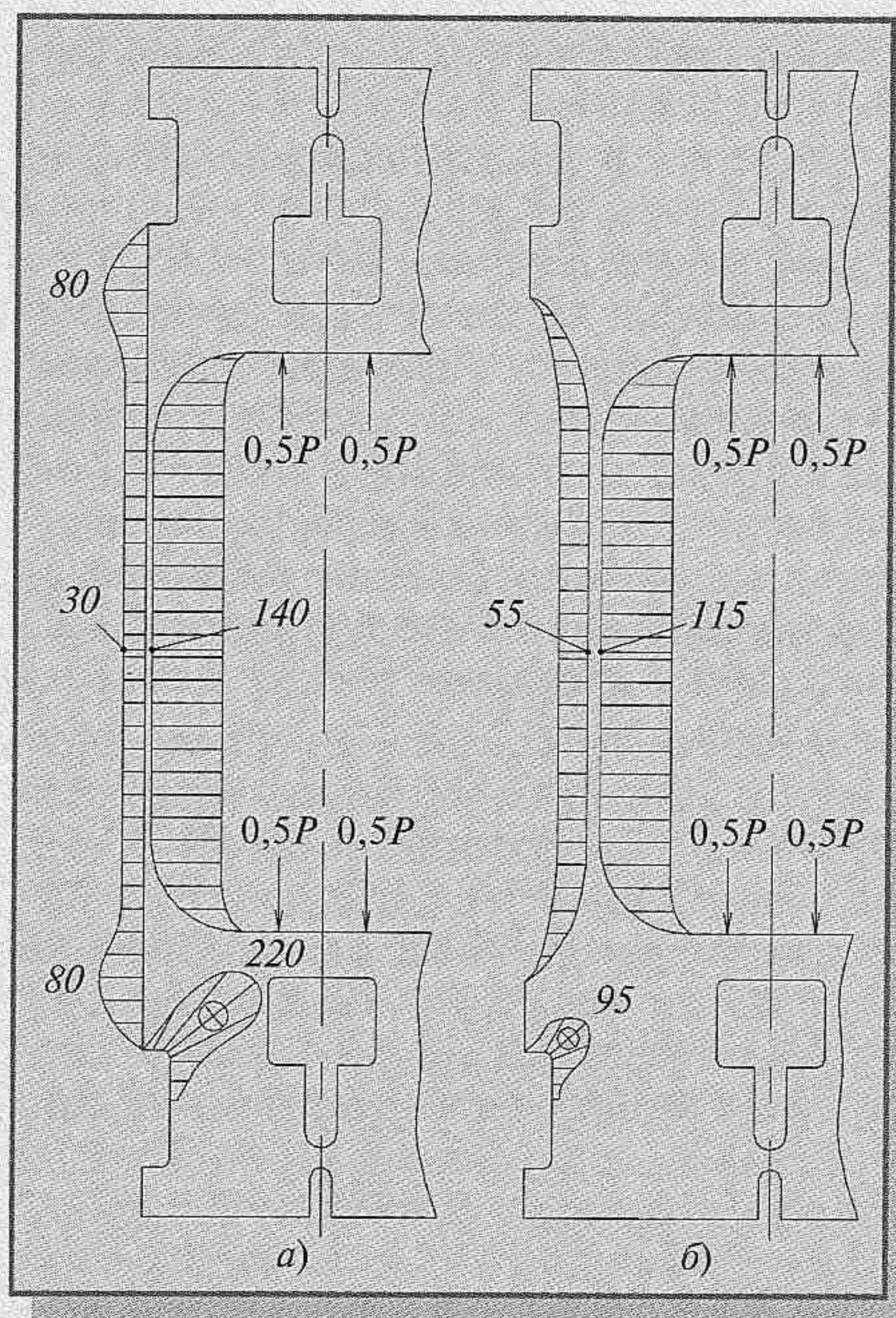


Рис. 1. Конструкции и напряженное состояние рамы прессы усилием 650 МН:

а — первоначальный вариант; б — измененная конструкция

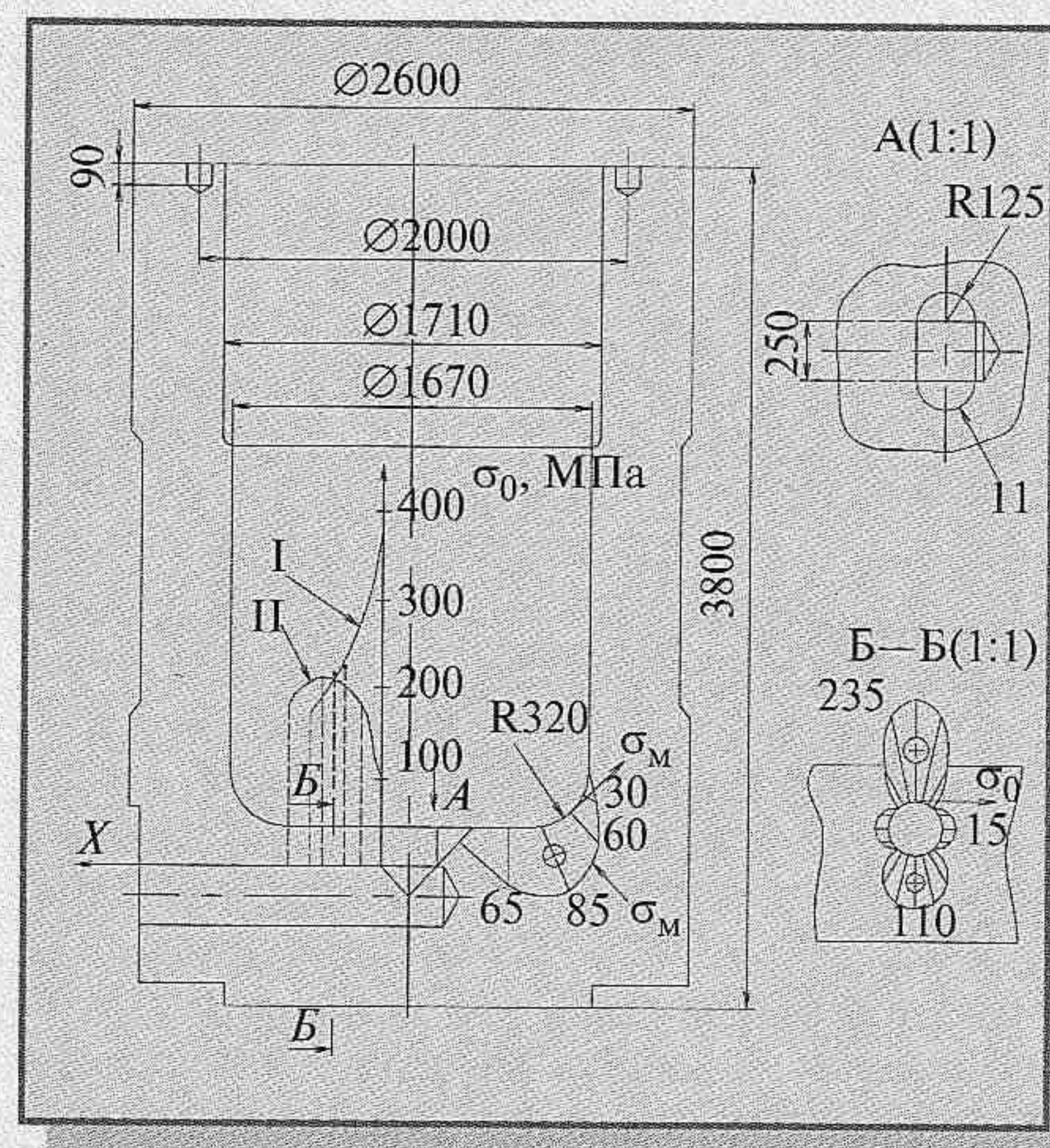


Рис. 2. Напряженное состояние рабочего цилиндра прессы усилием 650 МН:

I — первоначальный вариант; II — измененная конструкция, принятая для изготовления

технологической части были выполнены в соответствии с техническим заданием и имели примерно равные шансы на победу. Но нашим преимуществом являлась детальная проработка обеспечения прочностной надежности базовых деталей на стадии проектирования. Это позволило руководителям проекта дать 15 лет гарантии на базовые детали, в то время как зарубежные фирмы дали обычный гарантийный срок в 2 года. Значительно больший гарантийный срок явился одним из решающих факторов в победе нашего проекта.

Пресс усилием 650 МН находится в эксплуатации с 1975 года. За 27 лет не было ни одного случая отказа базовых деталей, связанных с конструктивными ошибками при проектировании.

Весьма глубокие проработки, касающиеся обеспечения прочностной надежности базовых деталей, были проведены при проектировании стенов ДК-600 и ДК-1000. В качестве примера на рис. 3 показана конструктивная доработка скобы рамы при проектировании стенов ДК-600.

Исследование напряженного состояния скобы рамы показало, что ступенчатая форма внешней части скобы вызывает в переходном сечении максимальные напряжения 270 МПа (рис. 3, а), что близко к пределу выносливости материала при циклических нагрузках. Снижение уровня максимальных напряжений в 2,6 раза до величины 105 МПа достигнуто за счет изменения формы углового перехода (рис. 3, б).

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

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 достигается, в большинстве случаев, при сохранении рациональных габаритов и массы за счет тщательной и квалифицированной проработки конструкций на стадиях проектирования и изготовления и шеф-надзора при монтаже и наладке машин.

С другой стороны, наибольшее число отказов мощных гидравлических прессов с наиболее тяжелыми последствиями связано с отказами базовых деталей. Так, только по данным ПО "Уралмаш" и Коломенского СПО в период с 1970 года по 1979 год для замены разрушенных изготовлено 149 колонн, 105 цилиндров, 149 поперечин общей массой 8500 т. В последующие годы поток отказов не уменьшился, так как существенно увеличились сроки эксплуатации. Значительное количество отказов, казалось бы, подтверждает положение о невозможности достижения высокого уровня прочностной надежности базовых деталей. Анализ отказов, выполненный нами и авторами [1, 2], показал, что практически все они связаны с конструктивно-технологическими погрешностями, допущенными заводами-изготовителями (Поставщиками).

Парадокс здесь заключается в том, что при существующей организации взаимоотношений между Заказчиками и Поставщиками поток отказов экономически обоснован, так как все они вызваны длительным и скрытым для наблюдения процессом накопления усталостных повреждений, которые проявляются в виде трещин и разрушения деталей через 3...5 и более лет после начала эксплуатации. Гарантийный срок на базовые детали составляет 2 года, поэтому за ошибки завода-изготовителя платит завод, эксплуатирующий оборудование. Тем не менее, при повторении однотипных отказов отечественные машиностроительные заводы пересматривают ранее принятые технические решения [3].

С другой стороны, Заказчики во многих случаях принимают отказы крупногабаритных тяжело нагруженных деталей как должное, что связано с психологическим фактором. Он заключается в том, что Заказчики считают новое оборудование, созданное крупнейшими машиностроительными заводами, отвечающим последнему слову науки и техники, а происходящие отказы естественным следствием исчерпания положенного ресурса. Бытует выражение "металл устал". Поставщики ресурс на базовые детали гидравлических прессов не устанавливают, и в случае систематического разрушения таких деталей ресурс определяется по факту.

Так практика эксплуатации прессов для производства ж/д колес показала, что их главные цилиндры выходят из строя после 3...5 лет эксплуатации, причем трещины развиваются не в зонах возникновения максимальных напряжений за счет рабочих нагрузок. Эти сроки и определили ресурс, после исчерпания которого необходимо производить замену цилиндров. Металлографический анализ зон трещин показал, что их возникновение вызвано металлургическими дефектами, обусловленными техно-

логией изготовления. Прочность материала в зонах металлургических дефектов не соответствует паспортным характеристикам стали, из которой изготовлены цилиндры. Таким образом, ресурс определяется числом циклов, необходимым для накопления усталостного повреждения от концентратора напряжений в виде металлургического дефекта, которого не должно быть в качественно изготовленной поковке. В данном случае, ограниченность ресурса определяют технологические ошибки Поставщика, а не естественная усталость металла при существующем уровне напряжений от рабочих нагрузок.

На заводах по изготовлению древесно-волоконистых плит (ДВП) работало 85 гидравлических прессов усилиями от 40 до 74 МН, поставленных, в основном, польским заводом "ZGODA". В связи с систематическими разрушениями цилиндров массой 10...15 т и колонн массой 5...8 т ресурс этих деталей был установлен в 10...15 лет. Они были отнесены к сменным деталям, а их замена стала штатной операцией при плановых капитальных ремонтах.

Цилиндры прессов для обработки ДВП, также как и цилиндры прессов различных назначений в металлургии, имеют отверстия для подвода рабочей жидкости, расположенные в стенке цилиндра (рис. 4). Проведенные нами расчеты показали, что напряжения от рабочей нагрузки на контуре отверстия, достигающие 250 МПа, превышают предел выносливости материала (Ст. 35Л), что приводит к возникновению усталостных трещин и неизбежному разрушению цилиндров после нескольких лет работы. Размещение отверстия для подвода рабочей жидкости в стенке цилиндра является конструктивной ошибкой, допущенной польским заводом "ZGODA", и причиной разрушения, заложенной на стадии проектирования.

Но если мы установили причину отказа, то практически всегда можно найти техническое решение, устраняющее эту причину, а во многих случаях, внедрить это решение на действующих объектах и предотвратить их разрушение. Так для цилиндров с отверстием в боковой стенке предложено выше и ниже отверстия установить силовые бандажы с натягом по горячей посадке (см. рис. 4). Радиальные нагрузки от бандажей создают в зоне отверстия окружные сжимающие напряжения, которые превышают растягивающие напряжения от внутреннего давления рабочей жидкости.

На одном из заводов ДВП после 6 лет эксплуатации цилиндр был разрушен трещинами протяженностью до 400 мм, расположенными по образующей выше и ниже отверстия. После заварки трещин и установки бандажей на месте без демонтажа пресса цилиндр работает 10 лет. Дефектоскопия, проведенная методами неразрушающего контроля, показала, что в зоне отверстия трещин нет. К настоящему времени силовые бандажы установлены на многих цилиндрах прессов ДВП. Следует отметить, что значительно больший экономический ущерб может быть предотвращен при установке бандажей до начала образования трещин,

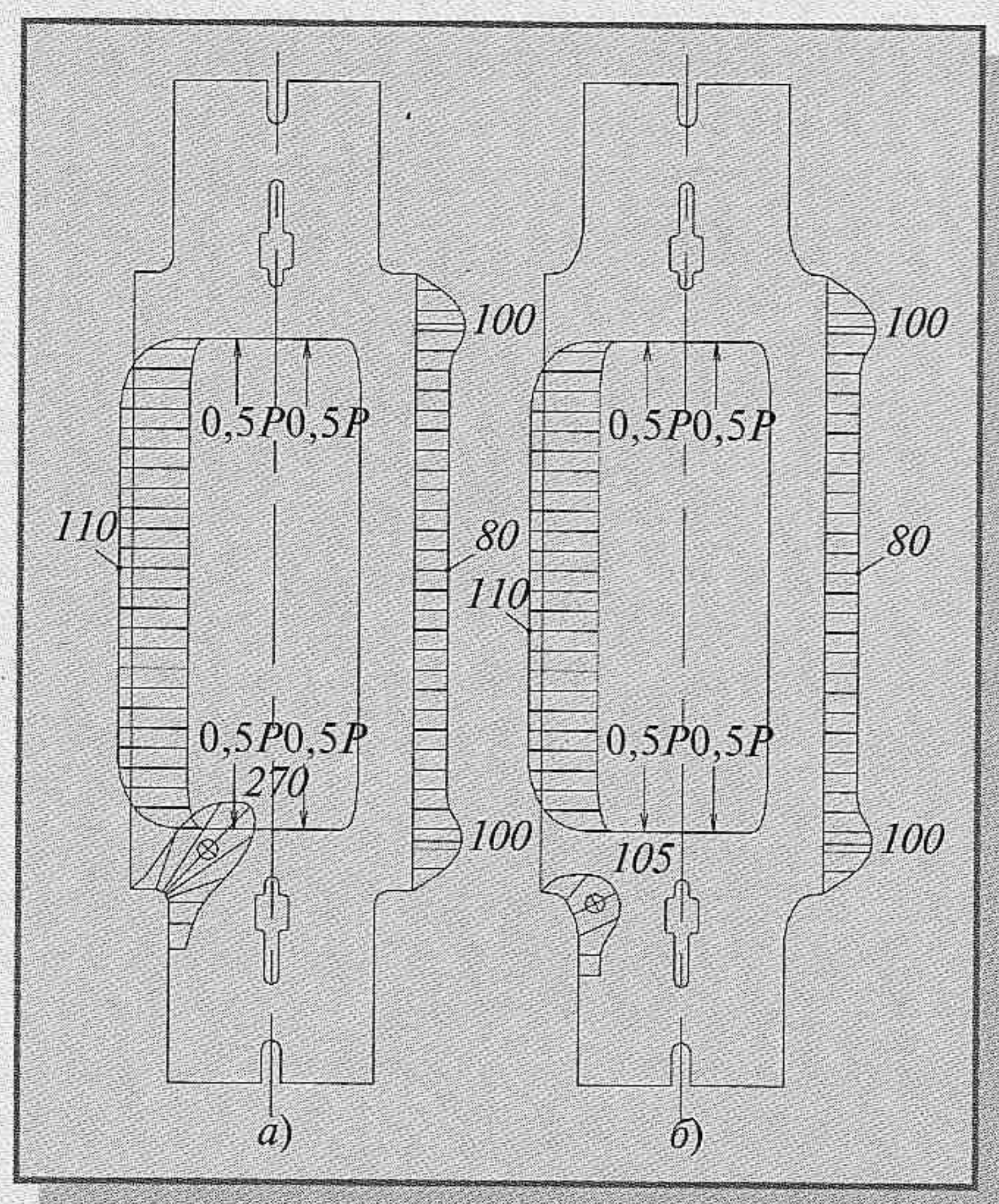


Рис. 3. Конструкции и напряженное состояние рамы стенов ДК-600:

а — первоначальный вариант; б — измененная конструкция

что связано с уменьшением затрат на капитальный ремонт и сокращением времени простоев.

Высказанное выше положение о том, что в последние годы поток отказов не уменьшился, хорошо видно на примере колонн мощных гидравлических прессов. Только в 2001 и 2002 годах разрушились: четыре колонны пресса усилием 70 МН в Нижнем Тагиле; колонна пресса усилием 40 МН в Братске; резьба на четырех колоннах пресса усилием 100 МН в Белой Калитве; резьба на колонне пресса усилием 100 МН в Ступино; резьба на четырех колоннах пресса усилием 100 МН в Верхней Салде.

В 2002 году заменены 12 колонн пресса усилием 200 МН в Челябинске.

Анализ отказов колонн, выполненный нами при восстановлении их работоспособности, показал, что практически все отказы вызваны отсутствием предварительной затяжки колонн в поперечинах. Во время нагружения прессов (при отсутствии затяжки) стыки между внутренними гайками колонн и поперечинами раскрываются, и всю нагрузку колонны воспринимает ее внешняя резьба, что приводит к разрушению резьбы и колонн. Работа колонн с раскрытыми стыками вызывает не только разрушение колонн и разработку контактных поверхностей поперечин, но также изменяет геометрии пресса, увеличивает износ плунжеров и бронзовых втулок, выводит из строя систему гидравлики.

Отказы колонн также вызваны тем, что первоначальная затяжка при монтаже не обеспечивает длительной работы колонн в проектных условиях (без раскрытия стыков). Это связано с тем, что инструкции Поставщика по затяжке колонн дают параметры затяжки только по расчетным зависимостям без учета реальных изгиба витков резьбы, обмятия контактных поверхностей, неравномерных деформаций колонных стаканов, которые даже в одном прессе могут значительно отличаться для различных колонн одного типа. И, самое главное, в инструкциях по монтажу и эксплуатации не указан способ и нет даже упоминания о необходимости определения фактического усилия взаимодействия колонны и колонного стакана, которое возникает после проведения затяжки колонн.

Для предупреждения отказов колонн во ВНИИМЕТМАШ разработаны и широко используются методы обеспечения заданного усилия затяжки с учетом фактических податливостей контактных поверхностей каждой колонны пресса, контроля усилия затяжки при монтаже прессов и на действующих прессах. Для колонн с поврежденной резьбой предложены способ и технология восстановления работоспособности узла "колонна-гайка" на месте без демонтажа колонн и пресса. Предложены и внедрены способы восстановления колонн с обрванной внешней резьбовой частью без применения сварки, позволяющие проводить дальнейшую эксплуатацию пресса в проектном режиме.

Комплекс работ по прогнозу надежности, предупреждению отказов, восста-

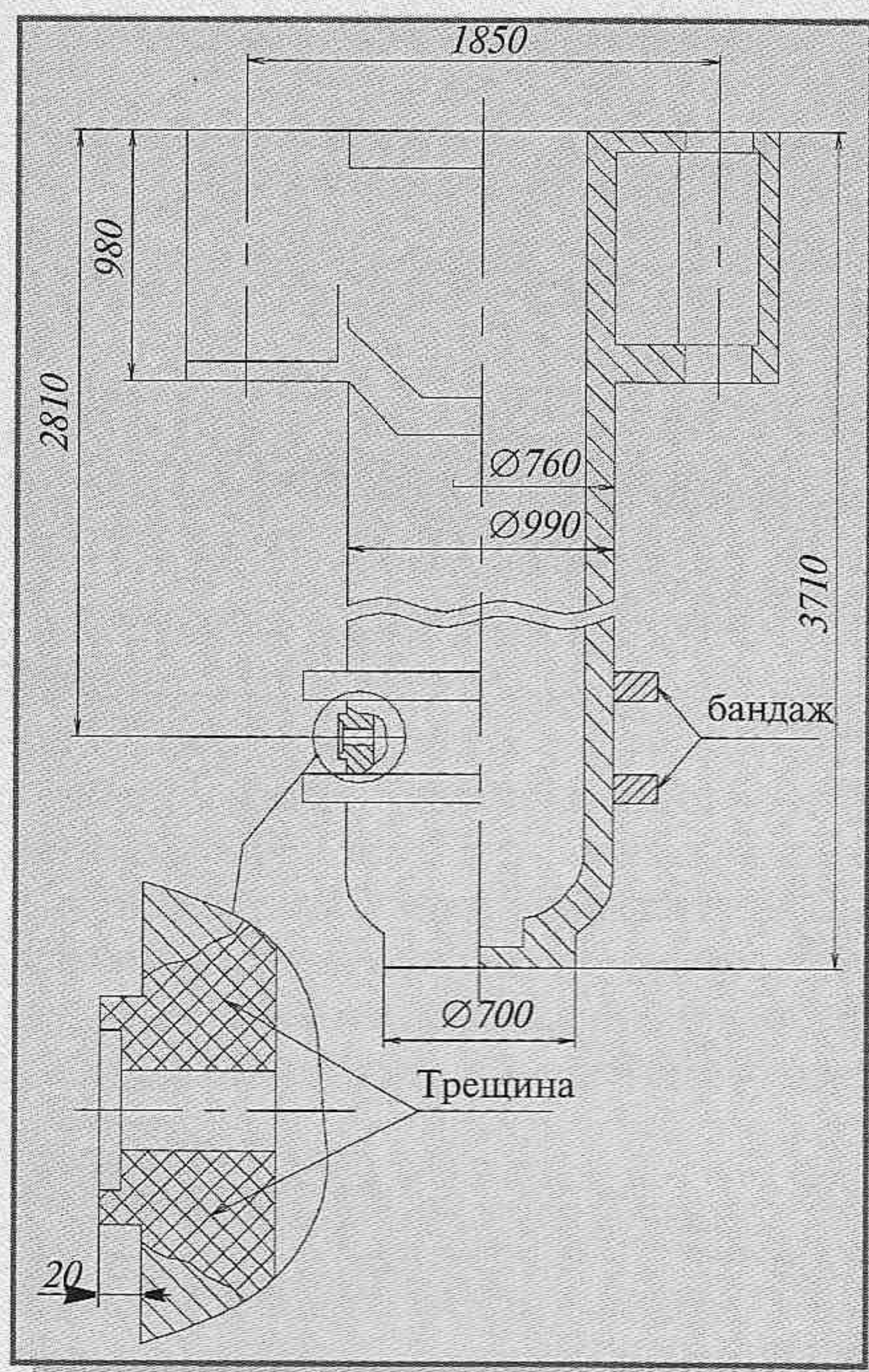


Рис. 4. Цилиндр пресса для обработки ДВП усилием 40 МН с трещиной от отверстия для подвода рабочей жидкости. Для восстановления работоспособности цилиндр стянут силовыми бандажами по горячей посадке

новлению работоспособности и модернизации для повышения прочности при сохранении существующих габаритов деталей был проведен во ВНИИМЕТМАШ также для литых поперечин и рамных станин мощных гидравлических прессов [4, 5].

Результаты выполненных работ показывают, что практически всегда удается найти техническое решение, увеличивающее прочность и долговечность крупногабаритных тяжело нагруженных базовых деталей мощных гидравлических прессов, и, в большом числе случаев, внедрить его на месте без замены поврежденной детали. Повышение сложности этих работ для нас и значительный экономический ущерб для Заказчиков связаны с тем, что работы по продлению ресурса детали или узла начинаются после полного их разрушения. Это обусловлено тем, что Заказчик не знает фактического уровня прочностной надежности на момент начала эксплуатации и изменение этого уровня в процессе эксплуатации. Для скорейшей ликвидации этого пробела необходимо разработать паспорта прочностной надежности базовых деталей, которые должны содержать:

- уровни напряжений и гарантированную прочность материала в наиболее напряженных зонах;
- результаты обследования деталей с оценкой их состояния на данный момент;
- периодичность и методы контроля наиболее опасных зон.

Выше было показано, что практически все отказы базовых деталей обусловлены допущенными конструктивно-технологическими погрешностями Поставщиков. Поэтому наиболее правильным решением вопроса обеспечения прочностной надежности базовых деталей явля-

ется увеличение гарантийного срока на эти детали до наступления срока морального износа оборудования.

Заключение

На основании проведенного анализа и опыта ВНИИМЕТМАШ предлагаем следующие направления работ по сохранению и расширению технологических возможностей парка мощных гидравлических прессов:

1. Оценка прочности крупногабаритных конструкций на стадии проектирования и обеспечение их безотказной работы на протяжении заданного срока эксплуатации.

2. На основании уточненных расчетов и результатов диагностики в цеховых условиях выявление узлов и деталей, которые выйдут из строя до наступления срока морального износа машины. Разработка конструктивных и технологических решений для предупреждения отказов таких деталей без их демонтажа.

3. Разработка конструктивных и технологических решений для скорейшего восстановления деталей в случае их внезапного разрушения.

4. Модернизация конструкций для замены разрушенных, устраняющая конструктивные и технологические ошибки, вызвавшие разрушение.

5. Модернизации систем гидропривода, автоматизации и механизации для осуществления современных технологических процессов обработки давлением.

В настоящее время многие неудачи в хозяйственно-экономической деятельности обуславливают физическим износом машин и оборудования. Однако анализ эксплуатации мощных гидравлических прессов и опыт ВНИИМЕТМАШ показывают, что физический износ крупногабаритных тяжело нагруженных машин и оборудования и техногенные катастрофы вызваны, в большинстве случаев, недостаточным вниманием к обеспечению надежности машин и оборудования во время эксплуатации.

Успех работ по обеспечению надежности определяют своевременность и качество их проведения. Легче предупредить разрушение, чем ликвидировать его последствия. Чем раньше осуществлена профилактика разрушения, тем меньше ущерб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пылайкин П. А.** Анализ разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1966. № 3. С. 21—27.
2. **Кибардин Л. П.** Анализ разрушений гидравлических цилиндров. Гидравлические presses. М.: Машиностроение, 1966. С. 414—431.
3. **Пылайкин П. А.** Новое конструктивное решение поперечины четырехколонного пресса // Кузнечно-штамповочное производство. 1966. № 6. С. 26—27.
4. **Сурков А. И.** Повышение надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов. М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1981. 1-81-33. 25 с.
5. **Сурков А. И., Монахов-Ильин Г. П.** Восстановление пресса картоноделательной машины // Бумажная промышленность. 1983. № 4. С. 21—23.