

АНАЛИЗ ОТКАЗОВ, ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ РАЗРУШЕНИЙ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МОЩНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Н.П. Коркин (ОАО ВСМПО), Д.А. Кулагин,
А.П. Моисеев, И.А. Сурков (ООО «Надежность Плюс»)

Analysis of Failures, Prevention of Destructions and Rebuilding of Base Components of High-Capacity Hydraulic Presses. N.P. Korkin, D.A. Kulagin, A.P. Moiseyev, I.A. Surkov.

Sudden destructions and parametrical failures of base components of hydraulic presses, provoked by design and technological mistakes which were made during production of the presses are discussed. A package of verified solutions for detection and correction of these mistakes during usage of the presses is offered. It is shown that maximum economic effect can be obtained at early stages of detection and removal of causes of failures.

Срок службы большинства мощных гидравлических прессов составляет 30–40 и более лет. При столь длительных сроках эксплуатации обеспечить современные требования к технико-экономическому уровню и конкурентоспособности производства можно на основе модернизации оборудования и интенсификации его работы, вкладывая средства при полной уверенности, что его физический износ произойдет не раньше, чем моральное старение. Физический износ мощного гидравлического пресса определяется состоянием его базовых деталей (цилиндров, колонн, поперечин, элементов рамных станин), масса которых составляет до 80 % массы собственно пресса. Поэтому возможность обеспечения их дальнейшей безотказной работы определяет не только тактику предприятия или отрасли на ближайшие годы, но и стратегию их развития на следующие 20–30 лет. Для обоснования такой возможности рассмотрим результаты работ по анализу отказов, предупреждению разрушений и восстановлению работоспособности основных групп базовых деталей.

Колонны

В большинстве случаев разрушения колонн связаны с возникновением и развитием усталостных трещин во впадинах витков резьбы, повреждением и в ряде случаев полным

разрушением витков резьбы. Для установления количественных зависимостей, связывающих разрушение колонны с напряженным состоянием резьбы, в [1] дан расчет резьбы для двух режимов работы.

Первый режим характеризуется сохранением проектных условий работы. Усилие затяжки колонны в поперечине обеспечивает нераскрытие стыков между внутренней гайкой колонны и поперечиной при рабочем нагружении пресса. Во втором режиме проектные условия работы нарушены. Из-за недостаточного усилия предварительной затяжки или полного его отсутствия происходит раскрытие стыков между внутренними гайками колонн и поперечинами при рабочем нагружении пресса.

При проектном режиме работы для всех типов резьбы запас прочности $n > 1$, что обеспечивает неограниченную долговечность колонн по критерию усталости. Кроме того, при проектном режиме витки резьбы не подвержены коррозии и фреттинг-износу, так как при закрытых стыках агрессивная среда не проникает в резьбовое пространство, а взаимные смещения витков гайки и колонны пренебрежимо малы.

В случае нарушения проектного режима для всех типов резьбы запас прочности по усталости $n < 1$, что приводит к неизбежному возникновению трещин и разрушению ко-

лонн в процессе эксплуатации. Кроме того, зазоры между гайками колонн и поперечинами создают условия для возникновения динамических нагрузок и проникновения агрессивной среды. Поэтому до возникновения трещин усталости за счет совместного действия коррозии, динамических нагрузок и фреттинг-износа резьба колонн может быть частично разрушена или полностью уничтожена.

Для предупреждения отказов колонн разработаны методики определения и практические способы создания усилия затяжки, позволяющие обеспечить необходимый запас по усилию затяжки на протяжении заданного срока эксплуатации. Эти методики и способы должны быть использованы как для вновь монтируемых базовых деталей, так и для деталей, контактные поверхности которых восстановлены после капитального ремонта.

Предотвращение внезапных поломок колонн, длительное время находившихся в эксплуатации, осуществляется путем периодической дефектоскопии для раннего обнаружения возможных трещин в витках резьбы. Для дефектоскопии резьбовых участков колонн используются специально отработанные методы ультразвукового контроля (УЗК). Трещины небольшой протяженности могут быть устранины без ущерба для прочности и долговечности колонны.

Для предупреждения отказов колонн необходимо знать усилие по колонне, при котором стык раскрывается во время приложения рабочей нагрузки. Если после определенного времени эксплуатации стык при рабочем нагружении не раскрывается, то для прогнозирования дальнейшей безотказной работы колонны необходимо знать фактический запас по усилию затяжки. Для контроля этих двух состояний колонны разработаны специальные датчики и соответствующее программное обеспечение.

Результаты контроля раскрытия стыка в процессе рабочего нагружения, которые выводятся на экран компьютера, показаны на рис. 1. Если стык не раскрывается, датчик регистрирует только давление q , характеризующее режим нагружения пресса. Если стык

раскрывается, то на экране появляется горизонтальная прямая, определяющая давление $q_{p.c.}$, при котором начинается раскрытие стыка.

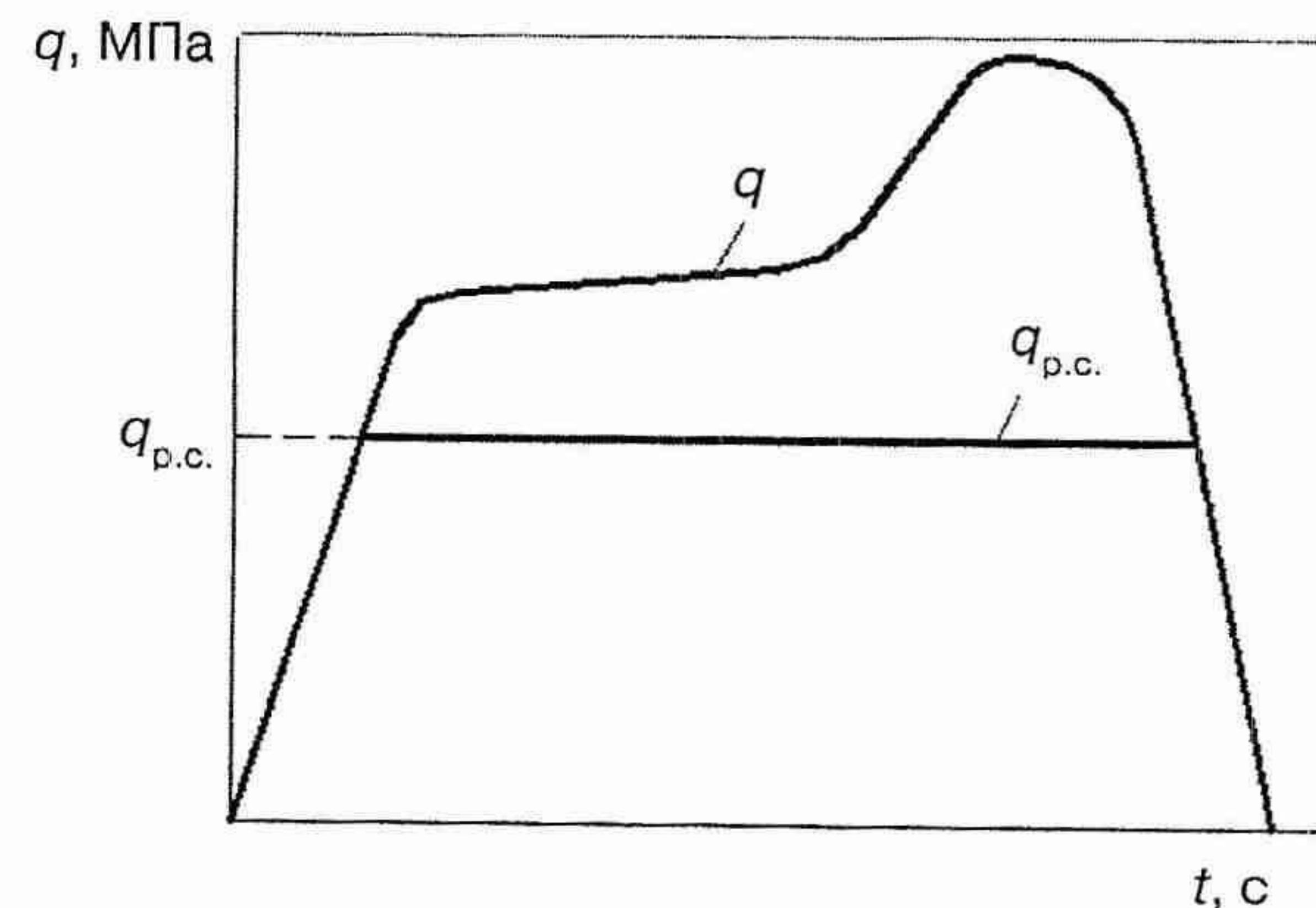


Рис. 1. Контроль состояния стыка между внутренней гайкой колонны и поперечиной:

q – давление в главных цилиндрах; $q_{p.c.}$ – давление, при котором раскрывается стык.

Результаты определения запаса по усилию затяжки показаны на рис. 2. Напряжение $\sigma_{зат}$ от усилия 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 $n = \sigma_{зат} / \sigma_{раб}^{max}$ дает запас по усилию затяжки. Если $n < n_{расч}$ необходимо восстановить проектное усилие затяжки.

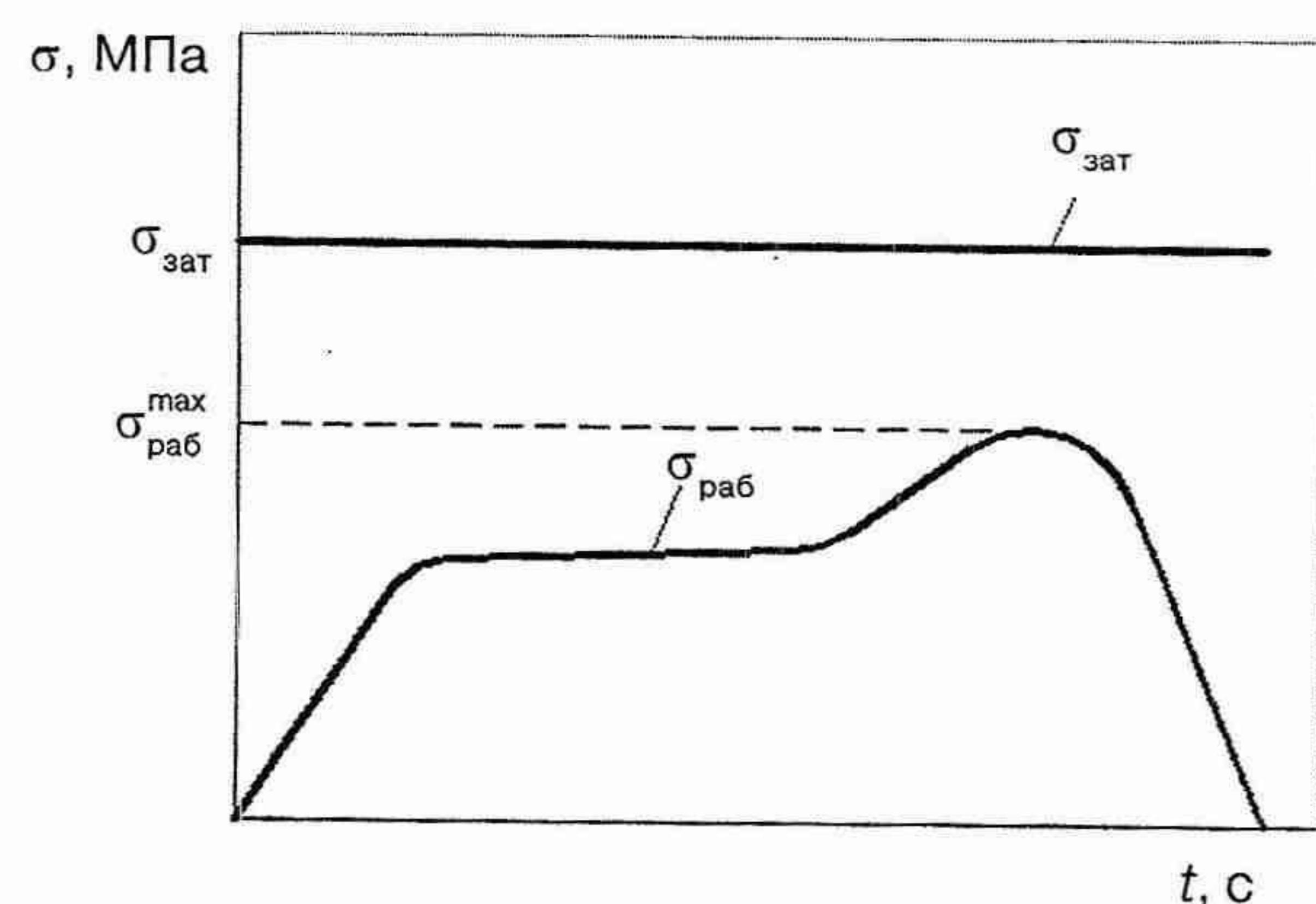


Рис. 2. Контроль запаса по усилию затяжки:

$\sigma_{зат}$ – напряжение в колонном стакане поперечины от усилия затяжки; $\sigma_{раб}$ – напряжение в колонном стакане поперечины от рабочей нагрузки.

Напряженное состояние и прочность колонн мощных штамповочных прессов в значительной степени определяются эксцентри-

ситетом нагружения. Поэтому мощный штамповочный пресс должен быть защищен от поломок колонн постоянно действующей системой диагностики, чувствительными элементами которой являются датчики, установленные в наиболее напряженных зонах колонн. Такая система была спроектирована, изготовлена и установлена на восьмиколонном прессе усилием 300 МН конструкции УЗТМ, работающем в ВСМПО [2].

Дадим краткое описание системы. На каждой колонне пресса закреплены четыре тензодатчика, расположенные на концах взаимно перпендикулярных диаметров, параллельных продольной и поперечной осям пресса. Датчики установлены под верхней поперечиной в зоне возникновения максимальных напряжений. Система сигнализации выполнена с предаварийным и аварийным уровнями напряжений. Аварийный уровень устанавливается по условию предотвращения опасных для прочности колонны напряжений.

В качестве примера графического отображения показаний системы диагностики для одной из штамповок на рис. 3 схематически показана выводимая на экран компьютера информация. Стрелки в определенном масштабе указывают величину максимального напряжения по колоннам и направление действия. Одновременно на экран монитора для каждой колонны в отдельных окнах выводятся максимальное и минимальное напряжения по колоннам и напряжения изгиба.

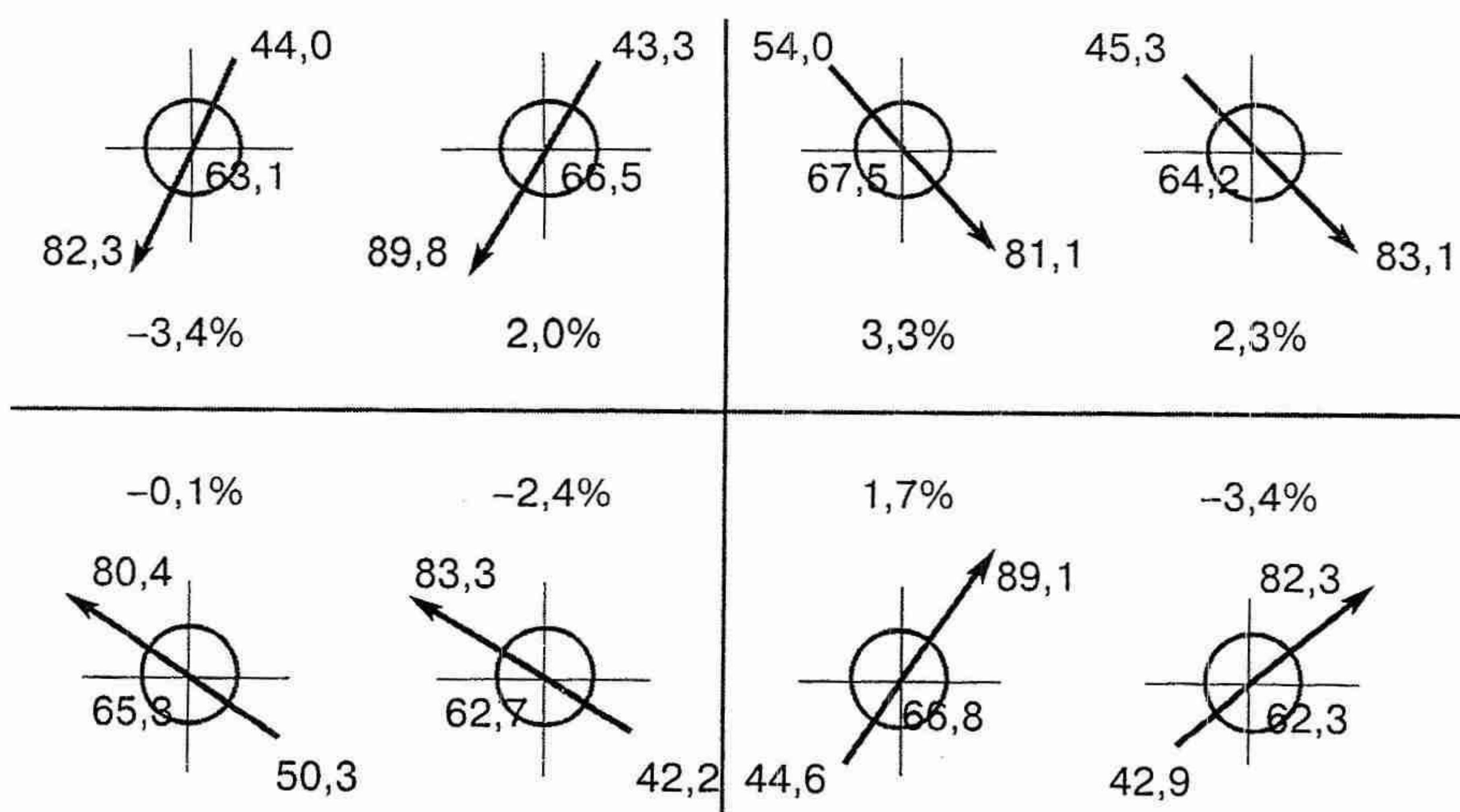


Рис. 3. Пример графического отображения показаний системы диагностики.

Если при прессовании превышено первое пороговое значение, то на пульт управления пресса выдается сигнал о предаварийной ситуации. Если при прессовании превышено второе пороговое значение, то на пульт поступает сигнал об аварийной ситуации, и давление рабочей жидкости автоматически сбрасывается.

Описанная выше система находится в эксплуатации в течение 1,5 лет, претензий к ее работе нет. Следует отметить также, что система диагностики может быть использована для контроля параметров технологического процесса по критерию эксцентризитета усилия пресса.

Восстановление колонн с разрушенной резьбой осуществляется путем переточки резьбовой части на меньший диаметр и нарезания новой резьбы. Для обеспечения равнопрочности новой резьбы и первоначальной резьбы разработаны специальные типы резьбы, имеющие оптимальную конфигурацию переходных сечений. Для колонн, оборванных с одной стороны по виткам внешней резьбы, разработаны и апробированы технические решения, позволяющие восстановить их работоспособность без применения сварки.

Главные цилиндры

Описанию и анализу случаев разрушений главных цилиндров, связанных с возникновением недопустимо высоких уровней напряжений в конструктивных концентраторах фланца и днища посвящены работы [3, 4]. В настоящее время в эксплуатации находится значительное число цилиндров, имеющих в стенке конструктивный концентратор в виде отверстия для подвода рабочей жидкости. Возникновение трещин усталости начинается на контурах этих отверстий.

На рис. 4 показан литьй цилиндр пресса усилием 18 МН при давле-

ния рабочей жидкости 24 МПа. Цилиндр разрушен трещиной по отверстию в стенке после 1,5 млн. циклов нагружений. Расчеты показали, что напряжения на контуре отверстия превышали предел выносливости материала (Ст35Л).

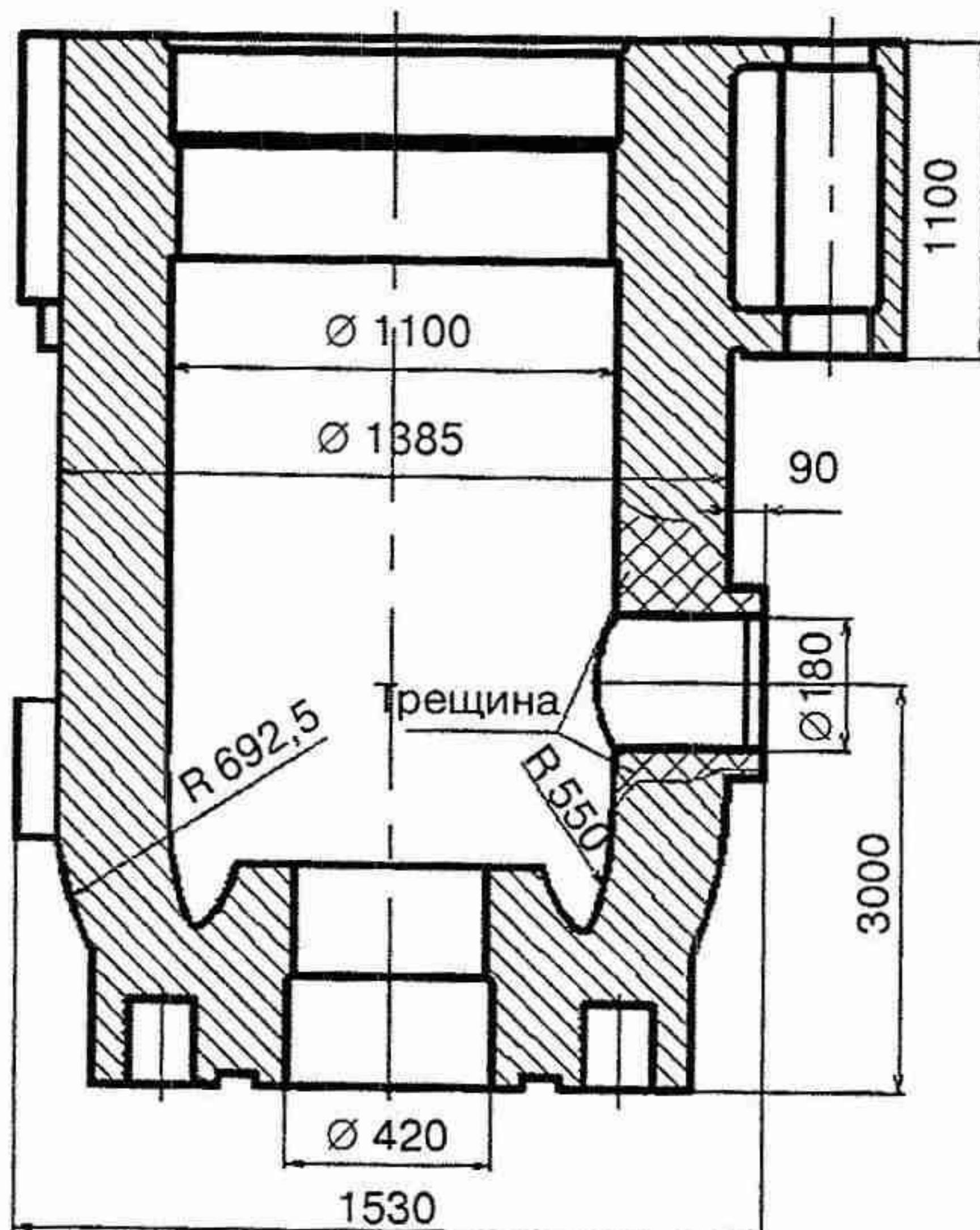


Рис. 4. Трещины в цилиндре пресса усилием 18 МН.

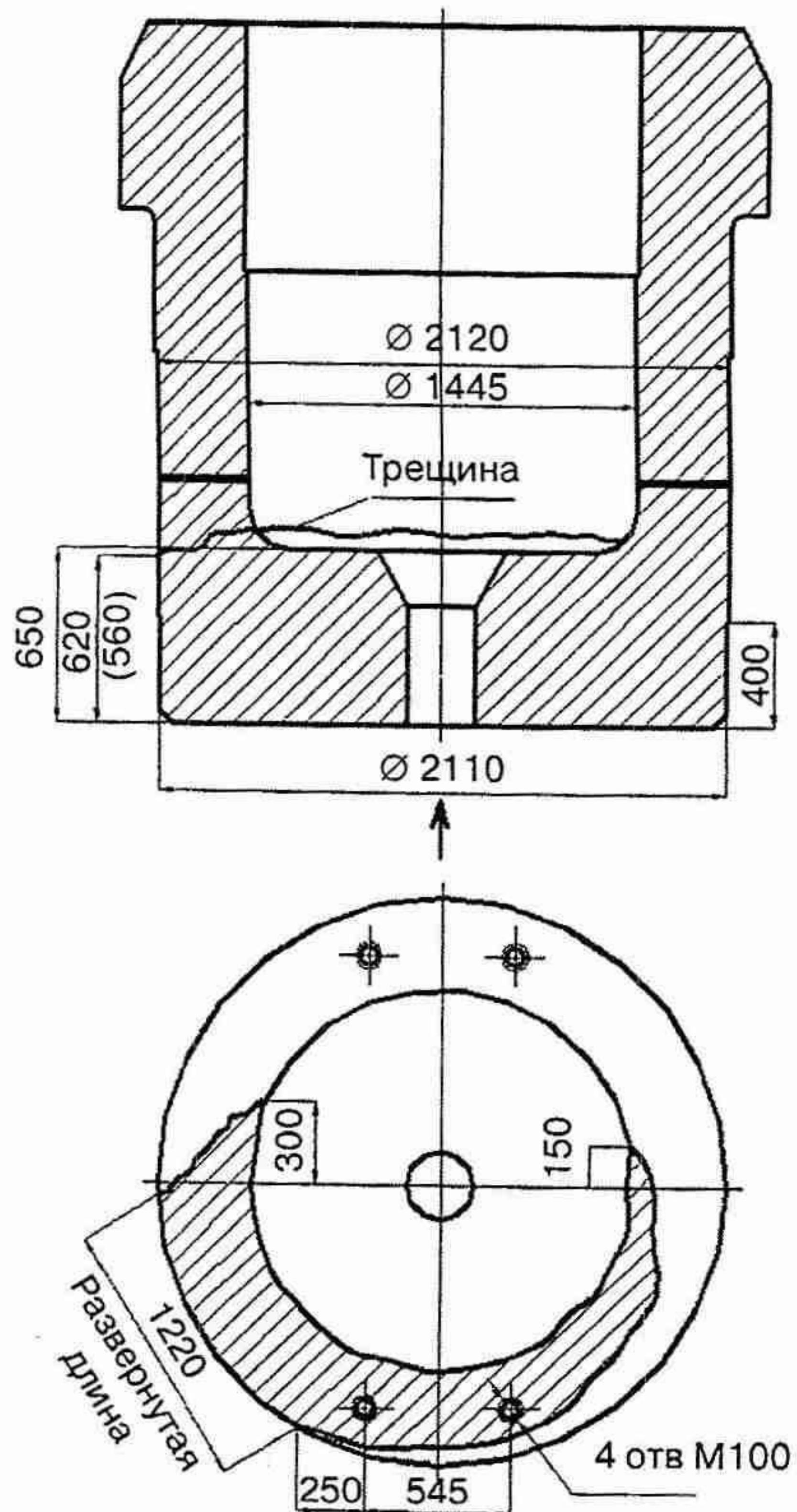


Рис. 5. Разрушение цилиндра пресса усилием 50 МН.

Напряжения в галтели днища цилиндра с фланцевым опиранием значительно меньше предела выносливости, тем не менее в ряде случаев разрушение цилиндров связано с возникновением и развитием усталостных трещин в галтели днища. В качестве примера на рис. 5 дана схема произошедшего в 1994 г. разрушения сварного цилиндра из стали Ст35 цилиндра усилием 50 МН. Аналогичная трещина была обнаружена в 2004 г. в цилиндре усилием 35 МН, изготовленном из той же стали. Разрушения по такой же схеме происходили ранее в цилиндрах из стали 25ГС [4].

Анализ результатов исследований [5, 6] показал, что предел выносливости материала в зоне днища не превышает 160 МПа, в то время как для сталей Ст35 и 25ГС предел выносливости при пульсирующем нагружении должен составлять не менее 275 МПа. Значительное снижение предела выносливости материала произошло за счет дефектов, обусловленных технологией изготовления, что и явилось причиной возникновения трещин в зоне днища.

В рассмотренных выше примерах причину отказа определяли конструкция и технология изготовления собственно цилиндра. В ряде случаев причина отказов связана с условиями совместной работы цилиндра и поперечины, в которую он установлен.

На рис. 6, а и б показаны архитравы с цилиндрами усилием 27 МН, на рис. 6, в – архитрав с цилиндром усилием 33 МН. Для узлов цилиндр–архитрав, показанных на рис. 6, через каждые два года эксплуатации (около 1 млн. циклов нагружений) в галтелях фланцев всех цилиндров возникали трещины большой протяженности, расположенные в зонах продольной оси пресса. На момент начала эксплуатации максимальные растягивающие напряжения в этих зонах не превышали 88 МПа, что не могло вызвать возникновения трещин усталости.

По результатам исследований установлено, что разрушения происходили за счет значительной и неравномерной выработки контактной поверхности архитравов, причем минимальные глубины выработки (опорные ступеньки) располагались в зонах продольной оси пресса на обеих сторонах цилиндра. Суммарная площадь контакта фланца и архитрава вследствие образования этих ступенек составляла менее половины первоначальной площади контакта. Это вызывало соответствующее местное увеличение контактных давлений и напряжений в галтели фланца цилиндра.

Для предупреждения отказов цилиндров действующих прессов необходимо выполнить их расчеты с учетом максимальных напряжений в зонах концентрации (галтель фланца, отверстие в стенке, галтель днища). При установлении мест с недопустимо высокими величинами действую-

ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

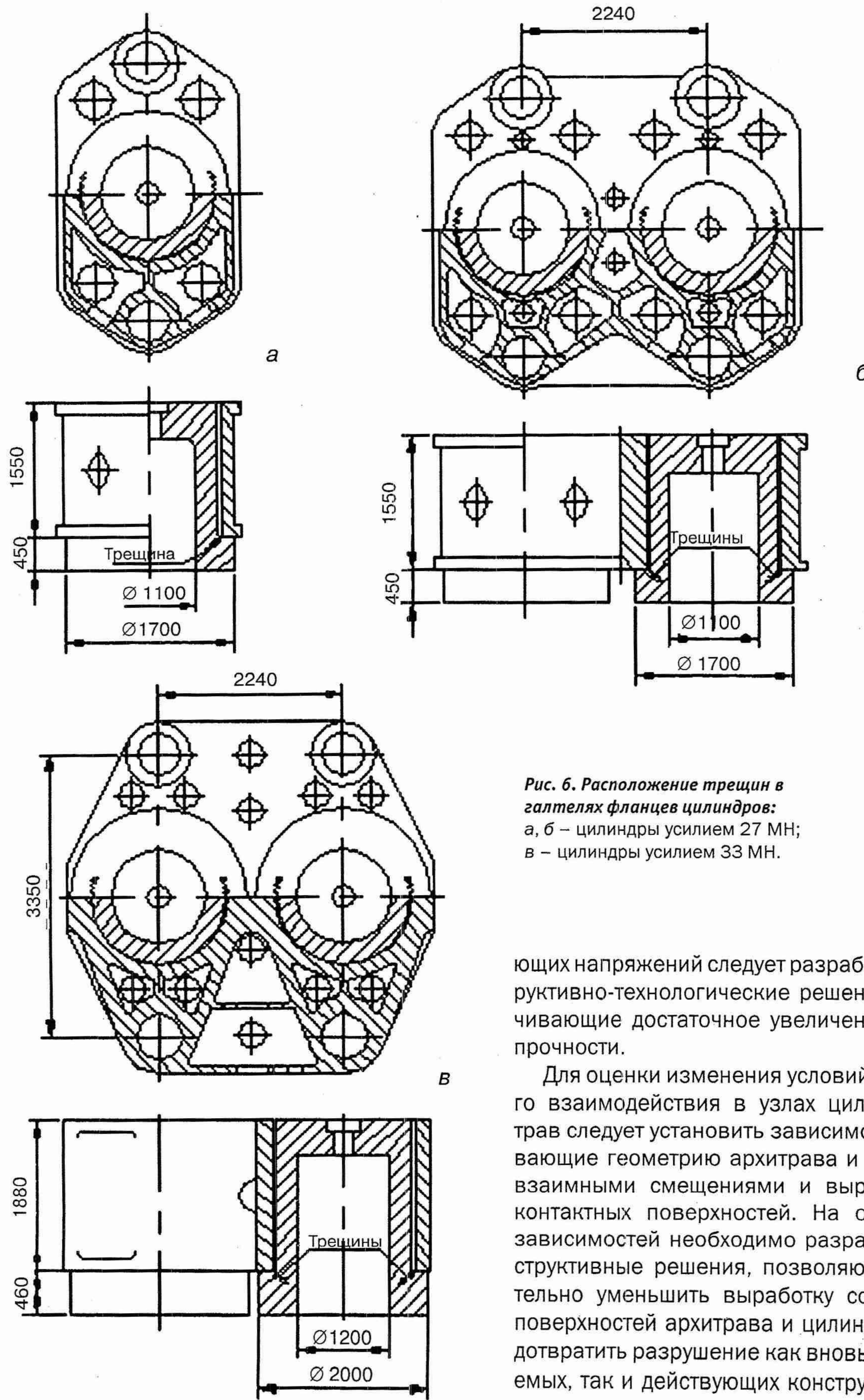


Рис. 6. Расположение трещин в галтелях фланцев цилиндров:
а, б – цилиндры усилием 27 МН;
в – цилиндры усилием 33 МН.

ющих напряжений следует разработать конструктивно-технологические решения, обеспечивающие достаточное увеличение запасов прочности.

Для оценки изменения условий контактного взаимодействия в узлах цилиндр–архитрав следуют установить зависимости, связывающие геометрию архитрава и цилиндра с взаимными смещениями и выработкой их контактных поверхностей. На основе этих зависимостей необходимо разработать конструктивные решения, позволяющие значительно уменьшить выработку сопряженных поверхностей архитрава и цилиндров и предотвратить разрушение как вновь проектируемых, так и действующих конструкций.

К числу мероприятий, предупреждающих отказы цилиндров, следует отнести модернизацию цилиндров, изготавливаемых для замены разрушенных. В качестве примера на рис. 7 показан цилиндр усилием 300 МН, работающий при давлении 100 МПа.

Модернизация вызвана тем, что цилиндр первоначальной конструкции (рис. 7, а) разрушился после 55000 циклов нагружений [7]. Анализ поломки показал, что разрушение началось с усталостной трещины в галтели перехода от диаметра 2010 мм к горизонтальной площадке (точка А). По результатам исследований разность главных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$) в этом месте достигает 420 МПа. Примерно такая же величина напряжений получена и для внешней галтели цилиндра (точка В). Поэтому для увеличения долговечности нового цилиндра необходимо снизить напряжения как во внутренней, так и во внешней галтелях.

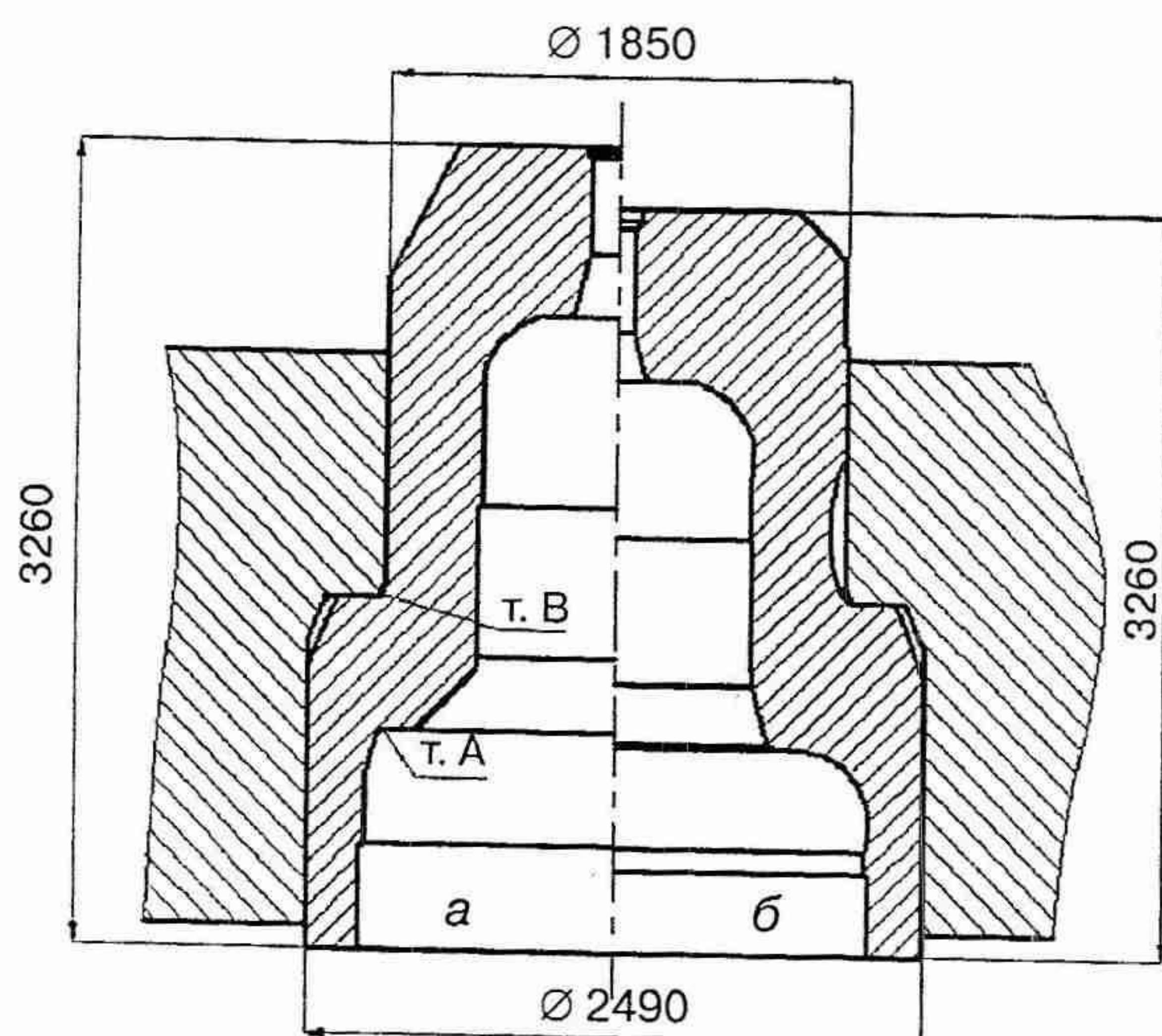


Рис. 7. Модернизация главного цилиндра пресса усилием 300 МН:
а – исходная конструкция (ход 350 мм); б – измененная конструкция (ход 300 мм).

Проработка вариантов конструкции цилиндра показала, что, изменив конструкцию плунжера и уменьшив его ход с 350 до 300 мм, можно увеличить базу внутренней галтели с 80 до 300 мм (см. рис. 7, а). Это снижает напряжения в 2 раза и существенно увеличивает долговечность материала в зоне этой галтели.

Выполнить таким же радиусом внешнюю галтель нельзя, так как для этого пришлось

бы переделывать станину пресса. В связи с этим для снижения напряжений внешняя галтель выполнена по форме оптимальной кривой с поднутрением стенки (рис. 7, б).

По результатам исследований установлено, что в новой конструкции цилиндра с измененной конфигурацией переходных сечений напряжения во внутренней и внешней галтелях снизились примерно в 2 раза (с 420 до 200 МПа), в галтели днища – в 1,26 раза (с 330 МПа до 260 МПа).

Восстановление цилиндров, разрушенных по отверстию для подвода рабочей жидкости, осуществляется с помощью силовых бандажей, установленных с натягом выше и ниже отверстия А. В качестве примера на рис. 8 показан цилиндр усилием 10 МН при давлении 26 МПа. После шести лет эксплуатации цилиндр был разрушен трещинами протяженностью до 400 мм, расположенными по образующей выше и ниже отверстия. Расчеты показали, что напряжения от рабочей нагрузки на контуре отверстия, достигающие 250 МПа, превышают предел выносливости материала (Ст35Л). Это приводит к возникновению усталостных трещин и неизбежному разрушению цилиндров после нескольких лет работы.

Радиальные нагрузки от бандажей создают в зоне отверстия окружные сжимающие напряжения, которые превышают растягивающие напряжения от внутреннего давления рабочей жидкости. После заварки трещин и установки бандажей на месте, без демонтажа пресса, цилиндр работает с 1993 г. Дефектоскопия, проведенная методами неразрушающего контроля, показала, что в зоне отверстия трещин нет.

Восстановление цилиндров с трещинами в галтели днища осуществляется сваркой в цеховых условиях без предварительного подогрева и последующей термообработки с применением специальных электродов и технологии [8].

Традиционные подходы к сварке крупногабаритных деталей из сталей типа Ст35 (литых и кованых) требуют предварительного подогрева детали до 250 °С и поддерживания этой температуры до окончания сварки. После сварки необходимо провести термообработ-

ку всей детали при 850–870 °С с замедленным охлаждением. Применение аустенитных сварочных материалов на основе железа допускает проведение термообработки при 450–500 °С, но требования по предварительному подогреву сохраняются.

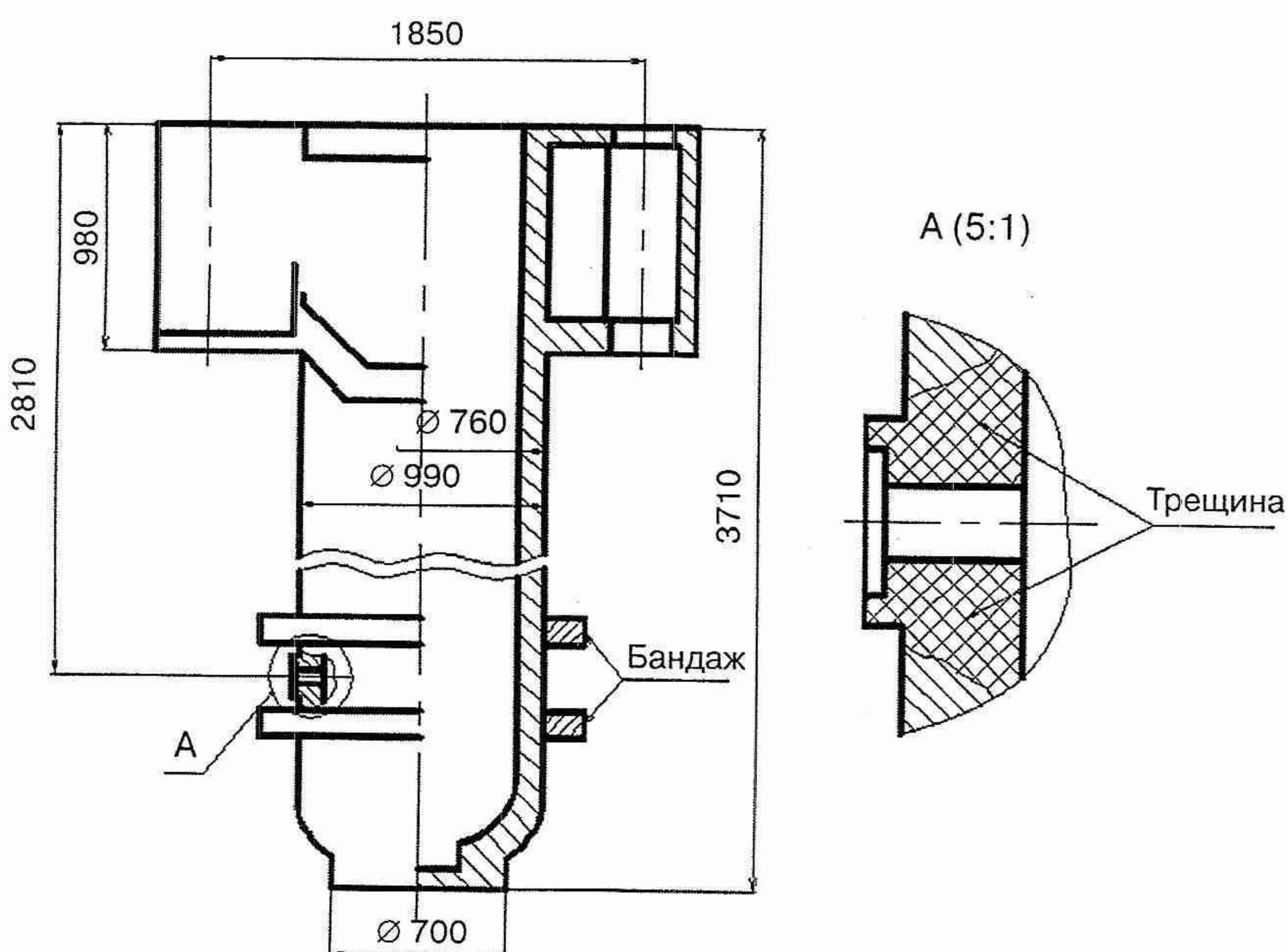


Рис. 8. Восстановление цилиндра с помощью силовых бандажей.

В цилиндре усилием 35 МН в феврале 2004 г. трещина в галтели днища была обнаружена специально отработанным методом УКЗ. Расположение трещины примерно соответствовало расположению трещины, показанной на рис. 5, но без выхода на внешнюю поверхность цилиндра. Протяженность трещины в окружном направлении составляла около 180°, максимальная глубина достигала 180 мм. Заварка трещины вручную в стесненном пространстве, ограниченном предварительно подогретыми до 250 °С стенками цилиндра, невыполнима. Снижение температуры предварительного подогрева до пределов, допускающих ручную сварку, приводит после охлаждения детали к возникновению трещин по границе наплавленного и основного металлов. В связи с этим для заварки трещины были применены сварочные материалы на основе никеля, которые позволяют выполнять сварочные работы на крупногабаритных деталях без предварительного подогрева и

последующей термообработки.

Восстановление цилиндра усилием 35 МН сваркой без предварительного подогрева и последующей термообработки и его установка на пресс были осуществлены во время планового капитального ремонта в апреле 2004 г. Сварка проводилась непрерывно в течение семи суток. Цилиндр отработал запланированный год до капитального ремонта в апреле 2005 г., пройдя 750000 циклов нагружений полным усилием.

Литые поперечины

Поперечины прессов изготавливаются главным образом из литьей стали Ст35Л. Отказы поперечин вызваны возникновением и развитием усталостных трещин на контурах технологических и конструктивных отверстий во внутренних ребрах, внешних стенках и растянутых пластинах [4].

В ряде случаев поперечины существующих прессов, а также многие поперечины, устанавливаемые взамен разрушенных, имеют составную конструкцию. Для таких поперечин прочность и долговечность определяются в значительной степени обеспечением совместности работы отдельных частей.

На рис. 9 показана подвижная поперечина пресса усилием 150 МН и схема ее разрушения [9]. Поперечина состоит из трех продольных балок коробчатого сечения, стянутых шпильками. Общая масса поперечины 180 т, масса средней балки 95 т. Совместность работы обеспечивают шпоночные выступы и пазы балок и силы трения на плоскостях разъема за счет усилия затяжки стяжных шпилек. До момента обнаружения трещины пресс проработал около 30 лет, за это время он сделал более 12 млн. нагрузений. Номинальные напряжения в опасном сечении при совместной работе всех трех частей равны 50 МПа. Максимальные напряжения с учетом концентрации на контурах отверстий в растя-

ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

нутом пояса не превышают 125 МПа, что меньше предела выносливости материала поперечины (Ст35Л).

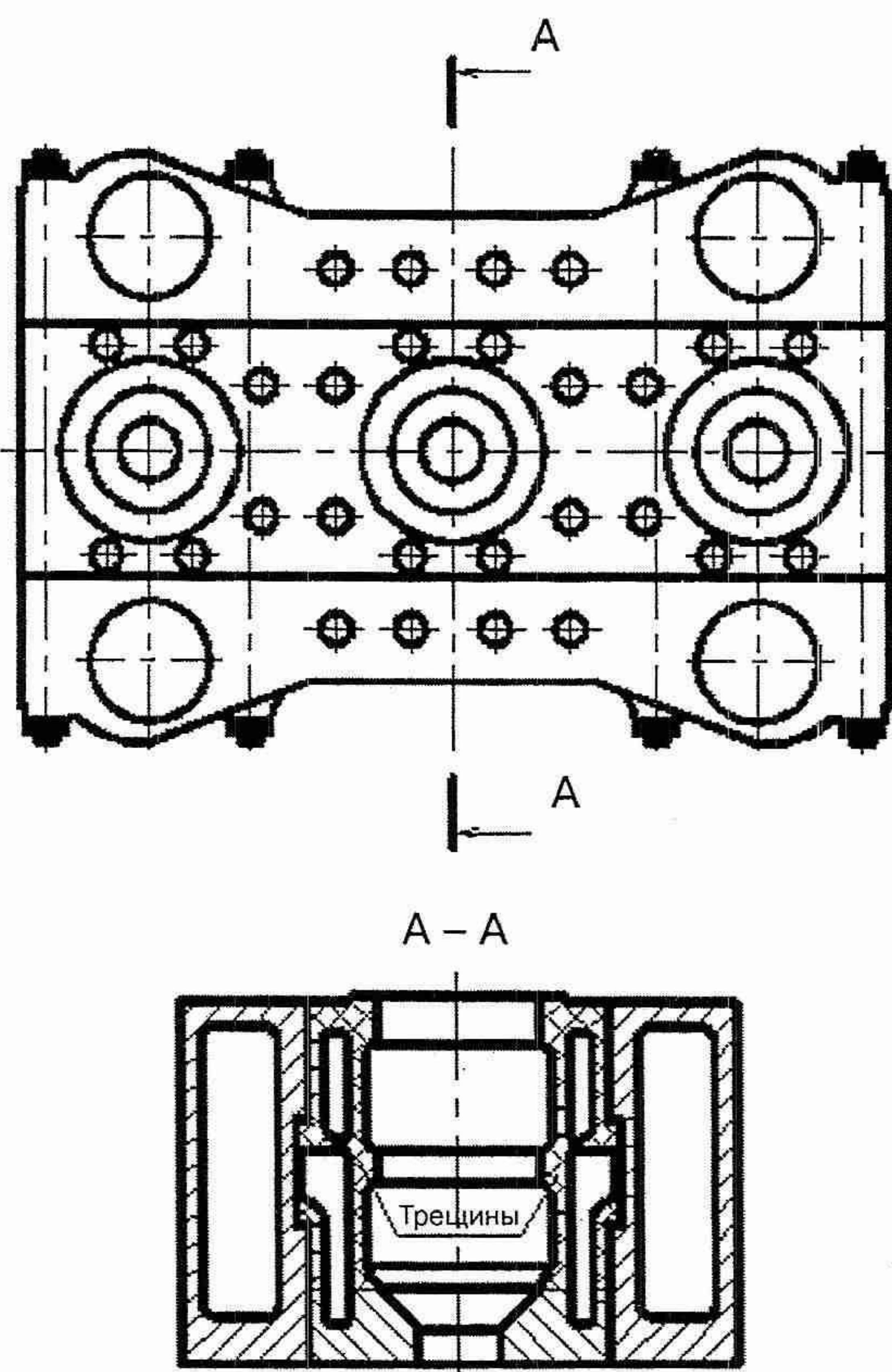


Рис. 9. Разрушение подвижной поперечины составной конструкции на прессе усилием 150 МН.

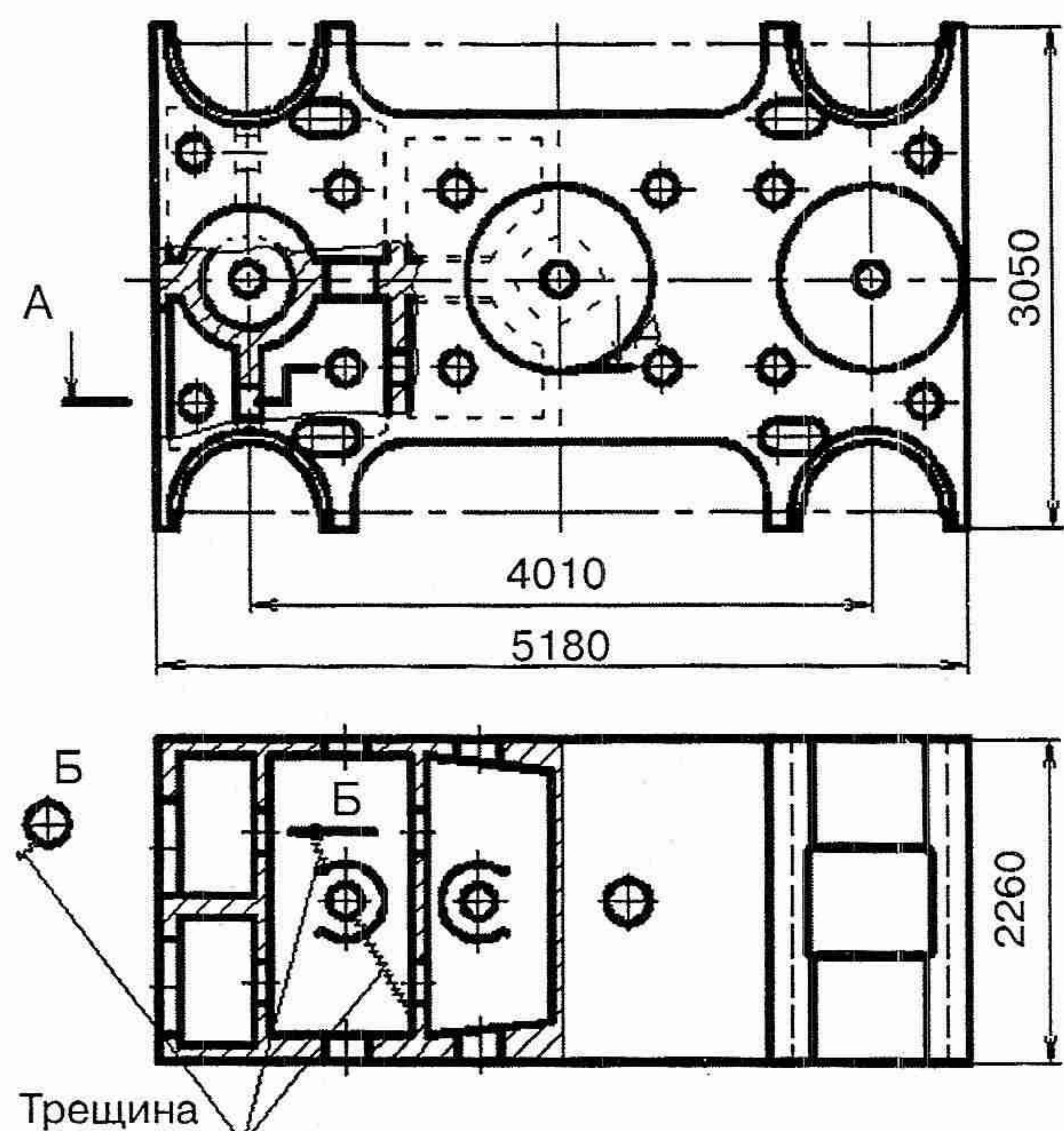


Рис. 10. Трешины в подвижной поперечине пресса усилием 100 МН.

Разрушение поперечины вызвано нарушением совместности работы отдельных ее частей. При передаче усилия крайних цилиндров только средней балкой номинальные напряжения в ней возрастают вдвое, а максимальные напряжения на контуре отверстия достигают 250 МПа, что значительно выше предела выносливости литой стали. Отмечены и другие места возникновения трещин в составных поперечинах, например, в зонах угловых переходов шпоночных пазов.

К настоящему времени для всех поперечин гидравлических прессов установлены вполне определенные зависимости, связывающие возникновение трещин усталости с напряженным состоянием детали и прочностными характеристиками материала. Это позволяет ставить и решать задачи прогнозирования надежности и предупреждения отказов базовых деталей.

Рассмотрим характерный пример. На рис. 10 показана подвижная поперечина пресса усилием 100 МН. Результаты расчетов позволили утверждать, что на контурах отверстий во внутренних ребрах уже возникли трещины, развитие которых приведет к разрушению поперечины. Но в связи с малым диаметром отверстий во внешних стенках невозможно проникнуть во внутренние полости и обследовать состояние контуров отверстий. Для обеспечения доступа во внутренние полости автогеном были разделаны отверстия во внешних торцевых стенках. В результате обследования были обнаружены трещины большой протяженности.

Проведение специальных профилактических мероприятий по предупреждению отказов до возникновения трещин требует значительно меньших затрат, чем восстановление или замена разрушенной поперечины. Среди таких мероприятий можно отметить хорошо разработанные методы упрочнения контуров отверстий, удаление малых поверхностных слоев с микроповреждениями, заварка отверстий до возникновения трещин на их контурах по специально разработанной методике. Опыт показывает, что профилактические мероприятия можно выполнять во время ППР и плановых капитальных ремонтов.

ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

Восстановление работоспособности полеречин с трещинами возможно сваркой по методике, изложенной выше (см. раздел «Цилиндры») с использованием дополнительных технических решений, существенно снижающих уровень напряжений в зоне возникновения трещин.

Выводы

1. Увеличение числа отказов базовых деталей мощных гидравлических прессов с увеличением сроков эксплуатации не связано с физическим износом всего объема металла, в результате которого металл «устает». Практически все отказы вызваны тем, что в отдельных точках детали с самого начала эксплуатации действующие напряжения превышали предел прочности материала по усталости. В ряде случаев недопустимое увеличение локальных напряжений обусловлено изменением условий силового взаимодействия сопряженных деталей, которое не было учтено при проектировании.

2. Базовые детали, проработавшие 20–30 и более лет, не имеют metallургических дефектов, которые обычно проявляются в виде трещин или полного разрушения на ранних стадиях эксплуатации. Эти детали после выявления и устранения первоначальных конструктивных ошибок имеют неограниченную долговечность.

3. Для обеспечения дальнейшей длительной безотказной работы мощных гидравлических прессов разработан и апробирован комплекс технических решений по прогнозу надежности, предупреждению отказов и восстановлению базовых деталей. Своевременное проведение этих работ дает возможность:

- на дальнейший длительный срок планировать работу действующего оборудования при сохранении существующих технологических режимов;
- проводить модернизацию гидравлических прессов, в том числе с увеличением производительности и усилия, при сохранении существующих базовых деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурков И.А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов//Кузнечно-штамповочное производство. 2004. № 3.
2. Коркин Н.П., Сафонов Д.В., Сурков И.А. Обеспечение прочностной надежности мощных гидравлических прессов промышленности легких сплавов//В сб.: Тр. конференции «Кузнецы Урала». Верхняя Салда, 2005.
3. Кибардин Л.П. Анализ разрушений гидравлических цилиндров//В сб.: Гидравлические прессы. М.: Машиностроение, 1966.
4. Пылайкин П.А. Анализ разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов//Кузнечно-штамповочное производство. 1966. № 3, с. 21–27.
5. Кубачек В.В., Фазлиахметов Р.С., Александров Н.Н., Карпов П.П. Совершенствование технологии изготовления гидроцилиндров прессов для колесопрокатных прессов//В сб.: Гидропрессовое оборудование, выпускаемое ПО «Уралмаш» и проблемы его создания. Свердловск, 1988.
6. Мельников В.И., Монахов-Ильин Г.П., Пылайкин П.А., Сурков А.И. Характеристики сопротивления усталости и хрупкому разрушению сталей для изготовления базовых деталей мощных прессов// В сб.: Тр. ВНИИметмаш, 1988. с. 76–84.
7. Сурков А.И., Шпыгарь С.А., Лобанов Н.А. Исследование повреждений рабочих цилиндров прессов для окончательной формовки труб большого диаметра//В сб.: Новое в создании и исследовании кузнечно-прессовых машин. Тр. ВНИИметмаш. 1988, с. 69–73.
8. Королев С.А., Сурков И.А. Восстановление сваркой главных цилиндров мощных гидравлических прессов//Кузнечно-штамповочное производство, 2004. № 6.
9. Сурков И.А. Состояние и перспективы обеспечения прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов//Заготовительное производство в машиностроении. 2004. № 3.