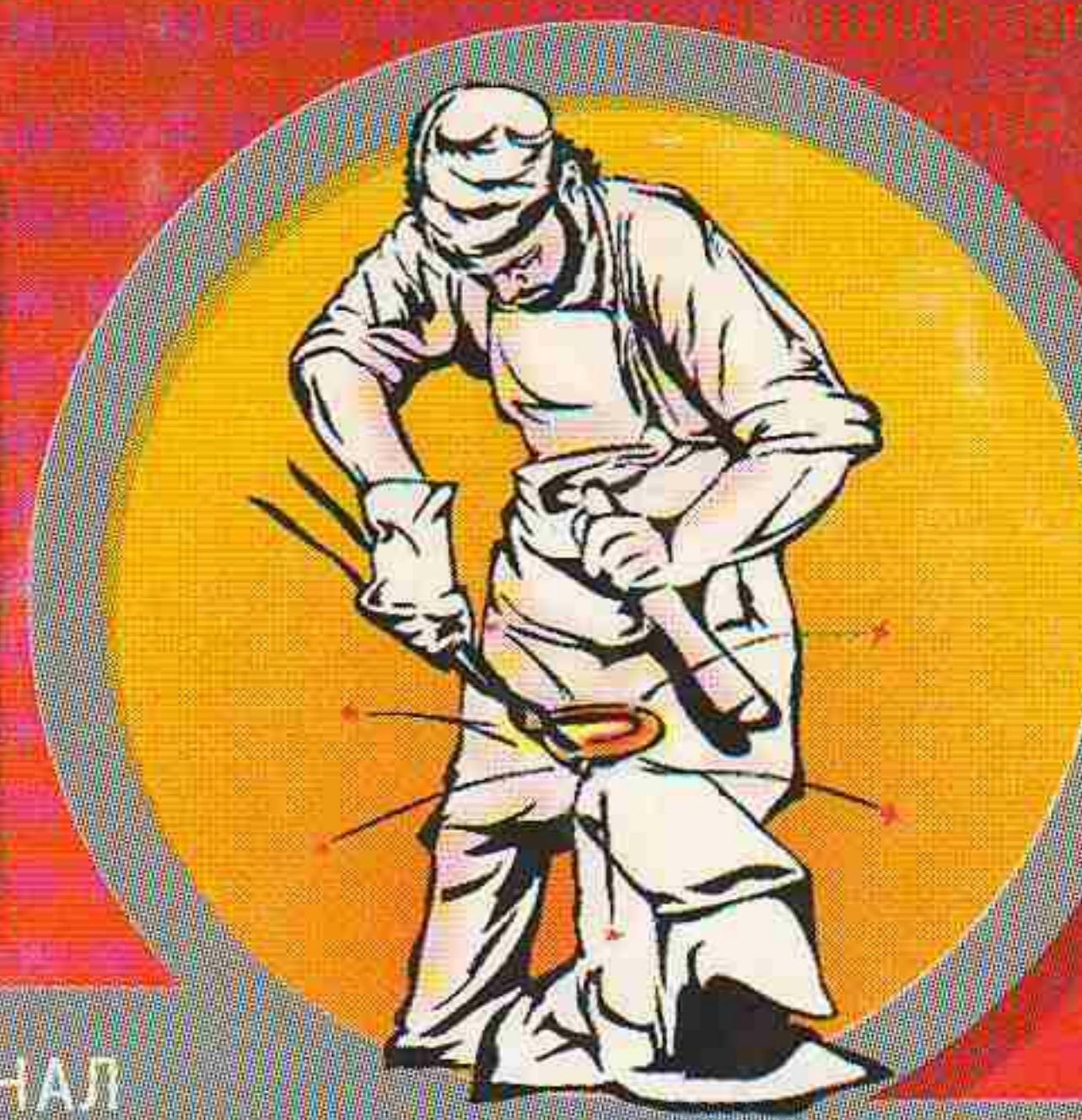


ИЗДАЕТСЯ С ЯНВАРЯ 1959 ГОДА

**КУШПОМ****МА****№ 11'06**

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО • ОБРАБОТКА МАТЕРИАЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

**Наивысшая эффективность технологических линий!**


Высокотехнологичное и надежное оборудование  
для сложных процессов формообразования  
по техническим требованиям заказчика

**LASCO UMFORMTECHNIK**  
WERKZEUGMASCHINENFABRIK



LASCO Umformtechnik GmbH • Hahnweg 139 • 96450 COBURG GERMANY  
phone + 49 9561 642-0 • fax + 49 9561 642-3 33 • email: lasco@lasco.de • web: www.lasco.com

Fahrzeugbau, Informationsstelle Schmiedestück-Verwendung. 1978. S. 35—37.

7. Krautmacher H. Automatische Schmiedestraße für Kurbelwellen und LKW — Vorderachsen // Stahl und Eisen. 1976. Nr. 11. S. 542—544.

8. Семендей В. И., Акаро И. Я., Волосов Н. Н. Прогрессивные технологии, оборудование и автоматизация кузнечно-штамповочного производства КамАЗа. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.

9. Крук А. Т., Федоркевич В. Ф. К выбору концепции тяжелых кривошипных горячештамповочных прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1999. № 7. С. 36—39.

10. Современные кузнечно-прессовые машины: Материалы симпозиума фирмы SMS Hasenclever в В/О Станкоимпорт. М., 1983. 97 с.

11. Жесткость кривошипных горячештамповочных прессов. Нормы жесткости, методика измерения и расчеты: Руководящие материалы. Воронеж, ЭНИКмаш. 1965. 40 с.

12. Ланской Е. Н. Жесткость кривошипных прессов // Повышение качества, надежности и долговечности куз-

нечно-прессовых машин: Материалы Всесоюзной научно-технической конференции. М., 1966. С. 79—96.

13. Нормы жесткости кузнечно-прессовых машин / В. Ф. Опаренко, Е. Н. Ланской, В. П. Вяткин и др. // Повышение качества, надежности и долговечности кузнечно-прессовых машин: Материалы Всесоюзной научно-технической конференции. М., 1966. С. 97—144.

14. Klein R. Rohlinge vorfertigen // Industrie-Anzeiger. 1993. Nr. 20. S. 58—62.

15. Brückmann F. Moderner Schmiedebetrieb mit induktiver Stangenerwärmungsanlage // VDI-Z. 1994. Nr. 11 / 12. S. 50—52.

16. Winkler H. Die Hydro-Keilpresse // Industrie-Anzeiger. 1974. Nr. 15. S. 367—370.

17. Сторожев М. В. при участии Копылова П. Н. Основы расчета кривошипных прессов // Вестник металлургии. 1935. № 10. С. 103—156; № 11. С. 115—162.

18. Турлаев А. И. Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 207 с.

## ПРОБЛЕМЫ КАЧЕСТВА, СТАНДАРТИЗАЦИИ И СЕРТИФИКАЦИИ

УДК 621.979—82

И. А. СУРКОВ, А. В. ШУМИЛОВ

### Гарантийный срок и прочностная надежность базовых деталей мощных гидравлических прессов

*Проанализированы методы исследования базовых деталей мощных гидравлических прессов. Показано, что использование этих методов позволяет быстро и качественно определить причины разрушений и разработать мероприятия по их предупреждению.*

*The methods of investigation of basic parts of heavy hydraulic presses are analyzed. It is shown that application of these methods enables to define quickly and qualitatively the causes of their rupture and to develop measures on its prevention.*

В литературе, посвященной надежности, в частности надежности машин, рассматриваются, предлагаются и обосновываются различные законы распределения нагрузок, прочностных характеристик материала, величин напряжений в зонах концентрации, устанавливаются различные критерии предельного состояния, с точностью до  $10^{-10}$  подсчитываются вероятности безотказной работы как отдельных деталей, так и машины в целом. Научно-техническим разработкам в области надежности машин посвящено большое число

кандидатских и докторских диссертаций. Но чем ближе к производству, тем в меньшей степени используются научно обоснованные математический аппарат, термины, категории и количественные показатели теории надежности машин.

В гидравлических прессах для обработки давлением, по сравнению с другими технологическими машинами, развиваются самые большие силы. Эти силы создаются и воспринимаются базовыми деталями (гидравлическими цилиндрами, поперечинами, колонна-

ми, элементами рамных станин). Для мощного гидравлического пресса до 80 % массы и стоимости машины определяются массой и стоимостью основных базовых деталей. Так, масса гидравлических прессов силой 750, 300, 150 и 100 МН составляет соответственно 20 500, 6500, 2000 и 1000 т, габаритные размеры отдельных деталей достигают нескольких десятков метров, а масса превышает сотни тонн. Поэтому базовые детали мощных гидравлических прессов с предельными по технологическим возможностям габаритными размерами и массе имеют весьма высокие уровни удельных нагрузок. Это является причиной того, что наибольшее число отказов мощных гидравлических прессов с наиболее тяжелыми последствиями связано с разрушением базовых деталей.

Анализу отказов и разработке мероприятий по предупреждению разрушений базовых деталей посвящены работы Б. В. Розанова [1, 2], Б. А. Морозова [3], Л. П. Кибардина, [4], П. А. Пылайкина [5]. Несмотря на то, что в этих работах были установлены основные причины возникновения отказов и предложен ряд технологических и конструктивных решений по их предупреждению, поток отказов практически не уменьшился. Так, только по данным ПО «Уралмаш» и Коломенского СПО в период с 1970 по 1979 гг. изготовлено взамен разрушенных 149 колонн, 105 цилиндров, 149 поперечин общей массой 8500 т. Большая часть запасных деталей предназначалась для прессов, изготовленных ПО «Уралмаш» и Коломенским СПО, т. е. машиностроительные заводы производили большое количество запасных деталей для прессов собственного изготовления. В последующие годы поток отказов не уменьшился [6], так как увеличились сроки эксплуатации и количество прессов. Значительное число и серьезные экономические последствия разрушений базовых деталей требуют привлечения к решению проблемы надежности машин современного и хорошо разработанного аппарата науки.

Для определения уровня надежности необходимо выбрать показатели надежности и

дать их количественную оценку. Выше отмечено, что отказы базовых деталей связаны, в большинстве случаев, с их разрушением. По конструктивному исполнению базовые детали являются неремонтируемыми, поэтому разрушенные базовые детали не подлежат восстановлению и заменяются новыми. По характеру и режиму использования базовые детали принадлежат к изделиям, работающим до окончания выполнения требуемых функций в непрерывном режиме. В соответствии с работой [7] по отмеченным признакам показателем надежности является вероятность безотказной работы  $P(t)$ . Вероятность  $P(t) = 0,95$ , например, означает, что в заданном интервале времени  $t = T$  среди большого количества одинаковых машин, работающих в одинаковых условиях, процент машин, сохранивших работоспособность, составит  $P(t) \cdot 100 \% = 0,95 \cdot 100 \% = 95 \%$ . Мощные гидравлические прессы — машины единичного исполнения, для них  $P(t)$  — это вероятность работы без отказа период времени  $T$  [8]. Гидравлический пресс не комплектуется запасными базовыми деталями, поэтому разрушение базовой детали вызывает потерю работоспособности всей машины на длительный срок, что определяет величину вероятности безотказной работы  $P(t) = 1$ . По этой же причине период времени  $T$  безотказной работы базовой детали должен быть равен сроку службы всего пресса, который, в большинстве случаев, определяется его моральным износом.

Известны, таким образом, показатели надежности базовых деталей, в литературных источниках содержатся необходимые методические материалы по их определению, специализированные отделы и лаборатории прочности готовы провести необходимые расчеты и эксперименты. Однако до настоящего времени нет ни одного гидравлического пресса, для которого завод-изготовитель (Поставщик) установил бы показатель надежности и дал его количественную оценку. В какой-то степени показателем надежности можно считать гарантийный срок, который дает Поставщик при поставке нового оборудования Заказчику. В соответствии с ГОСТ 9700—90

гарантийный срок на кузнечно-прессовое оборудование составляет 18 месяцев с момента ввода в эксплуатацию. Но, кроме требований ГОСТ, существуют договорные обязательства между Заказчиком и Поставщиком, которые и определяют их юридические и финансовые отношения. По сложившейся практике в настоящее время гарантийный срок на кузнечно-прессовое оборудование составляет 12 месяцев. Это означает, что завод-изготовитель поставляет новую деталь, если разрушение штатной детали произойдет в период гарантийного срока. Убытки, связанные с простоями оборудования, завод-изготовитель не возмещает.

Но среди сотен случаев разрушения базовых деталей (цилиндров, поперечин, колонн) нам известно всего два случая разрушения базовых деталей в период гарантийного срока. Это разрушения, связанные с металлургическим браком изготовления. В первом случае [5] разрушение двух колонн массой 100 т (диаметр 860 мм, длина 20 м) произошло при первом нагружении, во втором — трещина в зоне отверстия для подвода рабочей жидкости в днище цилиндра силой 50 МН (масса 52 т) была обнаружена после одного месяца эксплуатации. В первом случае завод-изготовитель поставил две новые колонны, во втором — отремонтировал разрушенный цилиндр. Во всех остальных случаях разрушения базовых деталей происходили после истечения гарантийного срока.

Длительный период эксплуатации между окончанием срока гарантии и наступлением отказа приводит к восприятию отказа как неизбежного события, что связано с выработкой определенного психологического фактора. Он заключается в том, что Заказчики считают новое оборудование, созданное крупнейшими машиностроительными заводами, отвечающим последнему слову науки и техники, и, следовательно, имеющим максимально достижимую для современного уровня долговечность. В связи с этим отказы, происходящие после длительного периода эксплуатации, воспринимаются как естественное следствие исчерпания положенного ресурса. Бывает

выражение «металл устал», что снимает необходимость дальнейшего поиска причин отказов. Поставщики ресурс на базовые детали гидравлических прессов не устанавливают, и в случае систематических разрушений таких деталей ресурс определяется по факту.

Так, практика эксплуатации прессов для производства железнодорожных колес показала, что их главные цилиндры выходят из строя после трех-пяти лет эксплуатации, причем трещины развиваются не в зонах возникновения максимальных напряжений, определяемых рабочими нагрузками. Эти сроки и определили ресурс, после исчерпания которого необходимо заменять цилиндры.

На заводах, производящих древесно-волокнистые плиты (ДВП), до 1991 г. работало 85 гидравлических прессов силой от 40 до 74 МН. 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.

При существовавшей организации взаимоотношений между Заказчиками и Поставщиками поток отказов был экономически обоснован. Разрушения деталей после окончания гарантийного срока дают возможность Поставщику получить новый полноценный заказ, не требующий дополнительных расходов на создание новой проектной документации. Естественно, что в этих условиях Поставщику нет смысла вкладывать средства в работы по оценке и увеличению надежности базовых деталей прессов. Разрушение детали после длительного времени эксплуатации Заказчик считает естественным событием. Вложение денег в покупку новой детали такой же конструкции, а не в сомнительные научные изыскания по увеличению прочностной надежности базовых деталей для Заказчика понятно и оправдано.

В настоящее время положение существенно изменилось. Заказчику стали важны не столько средства, потраченные на изготовление запасной детали, сколько предотвраще-

ние значительного экономического ущерба, связанного с простоем оборудования при изготовлении и монтаже новой детали. Экономический ущерб от простоя оборудования всегда значительно превышает стоимость разрушенной детали, даже если есть запасная деталь для ее замены. В этих условиях заводы, эксплуатирующие оборудование, максимально заинтересованы в обеспечении его прочностной надежности. Для действующих мощных гидравлических прессов ООО «Надежность плюс» проводит работы по следующим основным направлениям.

1. Экспертиза состояния действующих машин и оборудования и выявление конструкций, которые выйдут из строя до окончания предполагаемого срока эксплуатации.

2. Предупреждение отказов узлов и деталей действующих машин на основе разработки и внедрения специальных конструктивно-технологических решений.

3. Восстановление на месте и в цеховых условиях крупногабаритных деталей в случае их разрушения или недопустимого износа соединенных поверхностей.

4. Модернизация узлов и деталей для замены разрушенных, устраняющая конструктивные и технологические ошибки, вызвавшие разрушение, что позволяет увеличить срок службы вновь изготовленных деталей до наступления срока морального износа оборудования.

5. Установка систем диагностики прочностной надежности базовых деталей с возможностью управления прочностными и технологическими параметрами оборудования.

Работы по этим направлениям проведены для гидравлических прессов различного технологического назначения силой от 10 до 750 МН, при этом общей задачей является установление причин произошедших или возможных при дальнейшей эксплуатации разрушений и параметрических отказов базовых деталей. Для организации рациональной постановки работ по увеличению прочностной надежности приведем причины отказов основных классов базовых деталей прессов различных типов.

### 1. Колонны.

Анализ отказов колонн, выполненный авторами при восстановлении их работоспособности, показал, что практически все отказы вызваны слабой предварительной затяжкой колонн в поперечинах или ее отсутствием [9]. Штатное рабочее нагружение колонны при отсутствии затяжки вызывает раскрытие стыков между внутренними гайками колонн и поперечинами, всю нагрузку колонны начинает воспринимать ее внешняя резьба, что приводит к разрушению резьбы и колонны. При работе колонн с раскрытыми стыками происходит разработка контактных поверхностей поперечин, изменяется геометрия пресса, увеличивается износ плунжеров и бронзовых втулок, выходит из строя система гидравлики.

Недостаточная величина или полное отсутствие силы затяжки колонн вызваны ошибками Поставщика, в результате которых первоначальная затяжка при монтаже пресса не обеспечивает длительной работы колонн в проектных условиях (без раскрытия стыков). Это связано с тем, что в инструкциях Поставщика по затяжке колонн параметры затяжки приведены без учета термоудлинений, связанных с конструктивными особенностями деталей узла колонна—гайки—поперечина и отклонениями в пределах допусков размеров крупногабаритных деталей от номинальных размеров. Кроме того, в инструкциях по монтажу и эксплуатации не указан способ определения фактической силы взаимодействия колонны и колонного стакана, которая возникает после проведения затяжки колонн.

### 2. Гидравлические цилиндры.

Результаты расчетов главных цилиндров мощных гидравлических прессов показывают, что максимальные напряжения по контуру галтели днища меньше напряжений по контуру галтели фланца, тем не менее, во многих случаях разрушения цилиндров связаны с возникновением и развитием усталостных трещин в галтели днища (рис. 1) [10]. В работе [11] показано, что причина снижения сопротивления усталости зоны галтельного перехода связана с технологией изготовления днища.

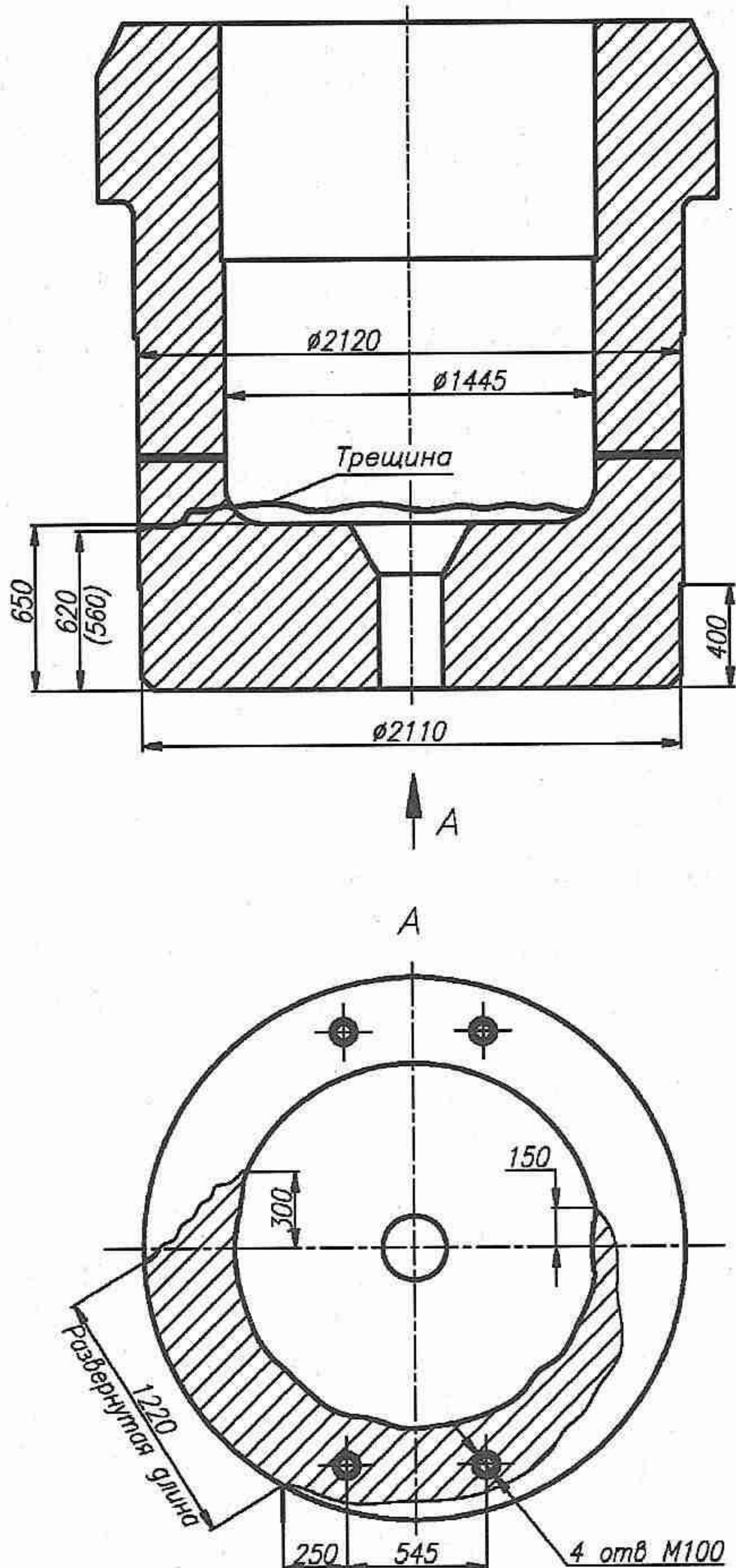


Рис. 1. Трещина в днище главного цилиндра пресса силой 50 МН

В литом слитке образуются внецентренные ликвации (рис. 2, а), которые при ковке слитка разворачиваются и после токарной обработки внутренней части поковки днища в виде шнуров ликваций выходят на поверхность галтели в направлении, близком к норм-

альному (рис. 2, б). Попадание ликваций на поверхность галтели в зоне действия максимальных растягивающих напряжений существенно снижает прочность материала при циклических нагрузках. Предел выносливости материала галтели днища, где присутствуют металлографические дефекты, в 1,7 раза меньше предела выносливости материала обечайки цилиндра, где металлографических дефектов нет (рис. 3). Наличие металлографических дефектов в зоне днища является технологоческой ошибкой Поставщика и причиной разрушения сварниковых цилиндров, заложенной на стадии изготовления.

Ряд цилиндров прессов различных назначений имеют отверстия для подвода рабочей жидкости, расположенные в стенке цилиндра (рис. 4) [12]. Выполненные авторами расчеты показали, что напряжения от рабочей нагрузки на контуре отверстия превышают предел выносливости материала цилиндра, 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 Поставщика и причиной разрушения цилиндров, заложенной на стадии проектирования.

В рассмотренных примерах причину отказа определяли технология изготовления и конструкция собственно цилиндра. В ряде

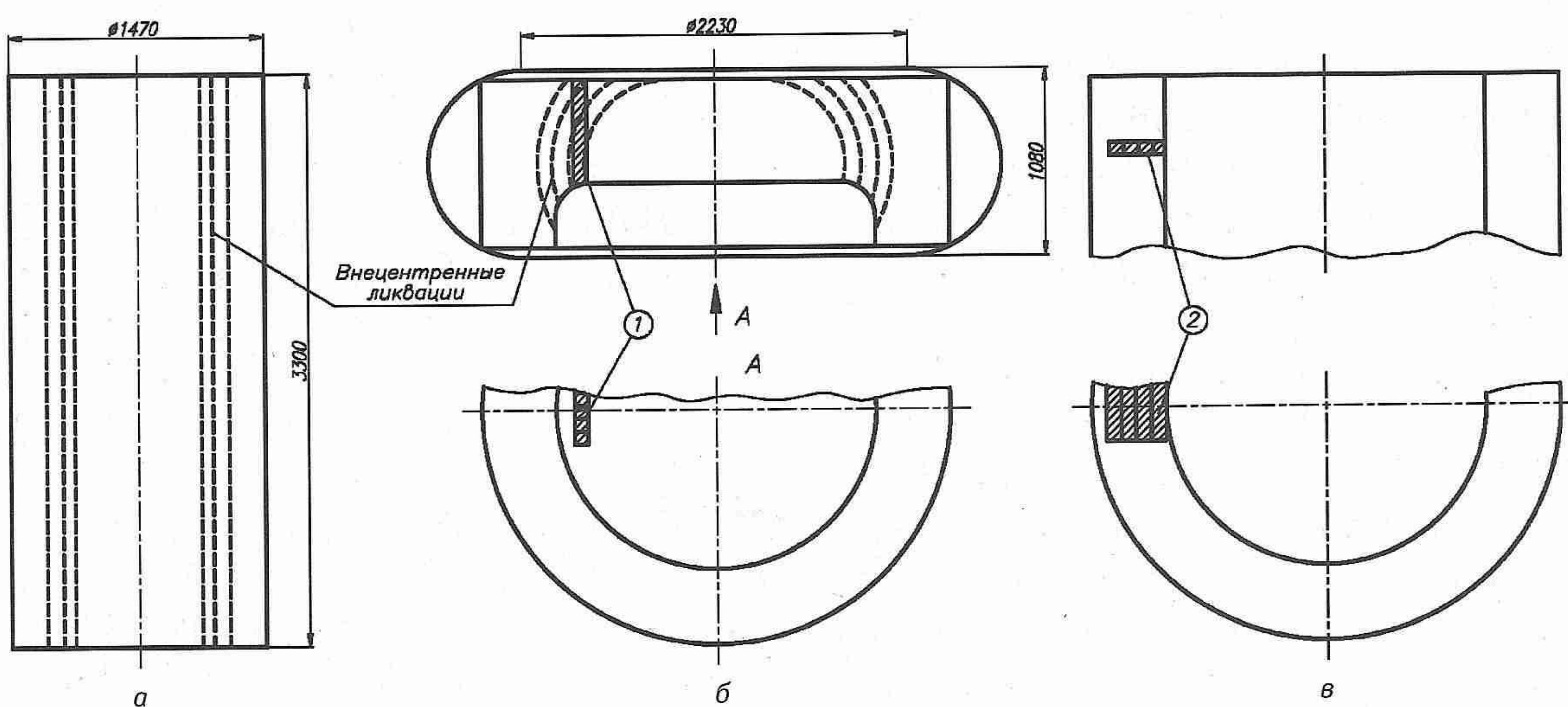


Рис. 2. Схема образования metallургических дефектов и вырезки темплетов для усталостных испытаний:  
а — отливка; б — поковка из днища; в — обечайка; 1 и 2 — темплеты, вырезанные из днища и обечайки

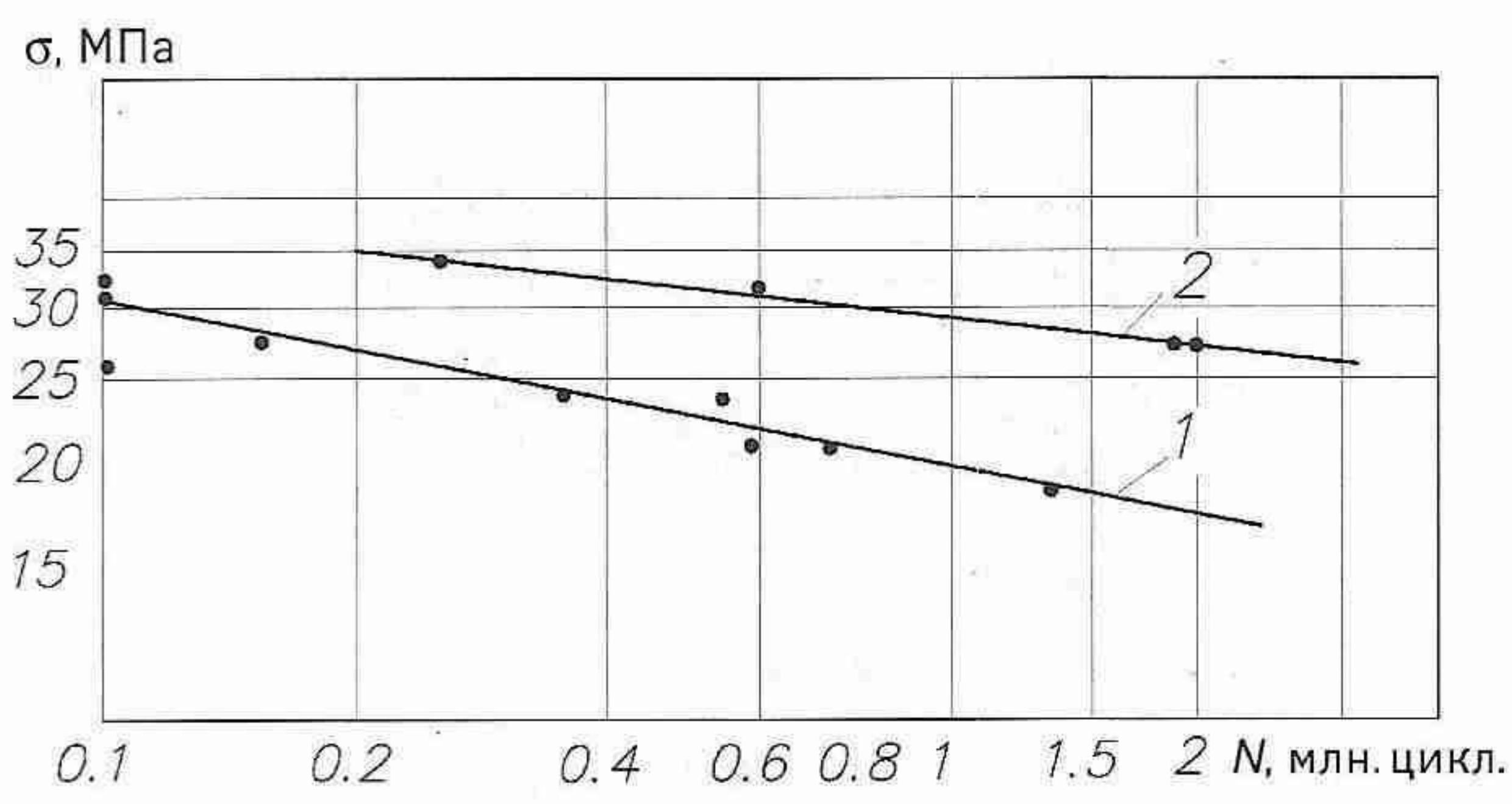


Рис. 3. Результаты испытаний на усталость образцов стали 25 ГС из цилиндров прессов:

1 — зона галтельного перехода днища; 2 — обечайка цилиндра, тангенциальное направление

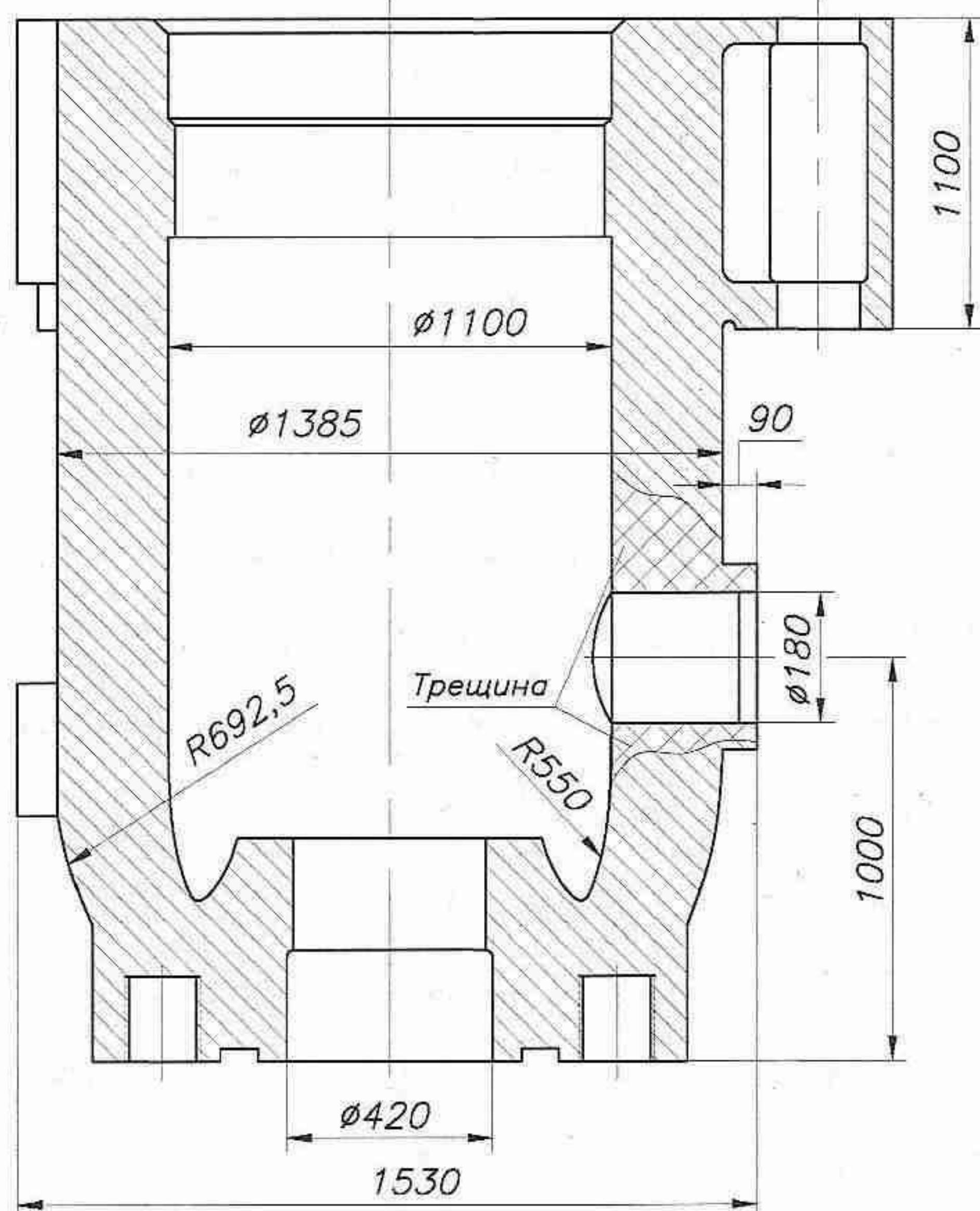


Рис. 4. Цилиндр пресса силой 18 МН, разрушенный по отверстию для подвода рабочей жидкости

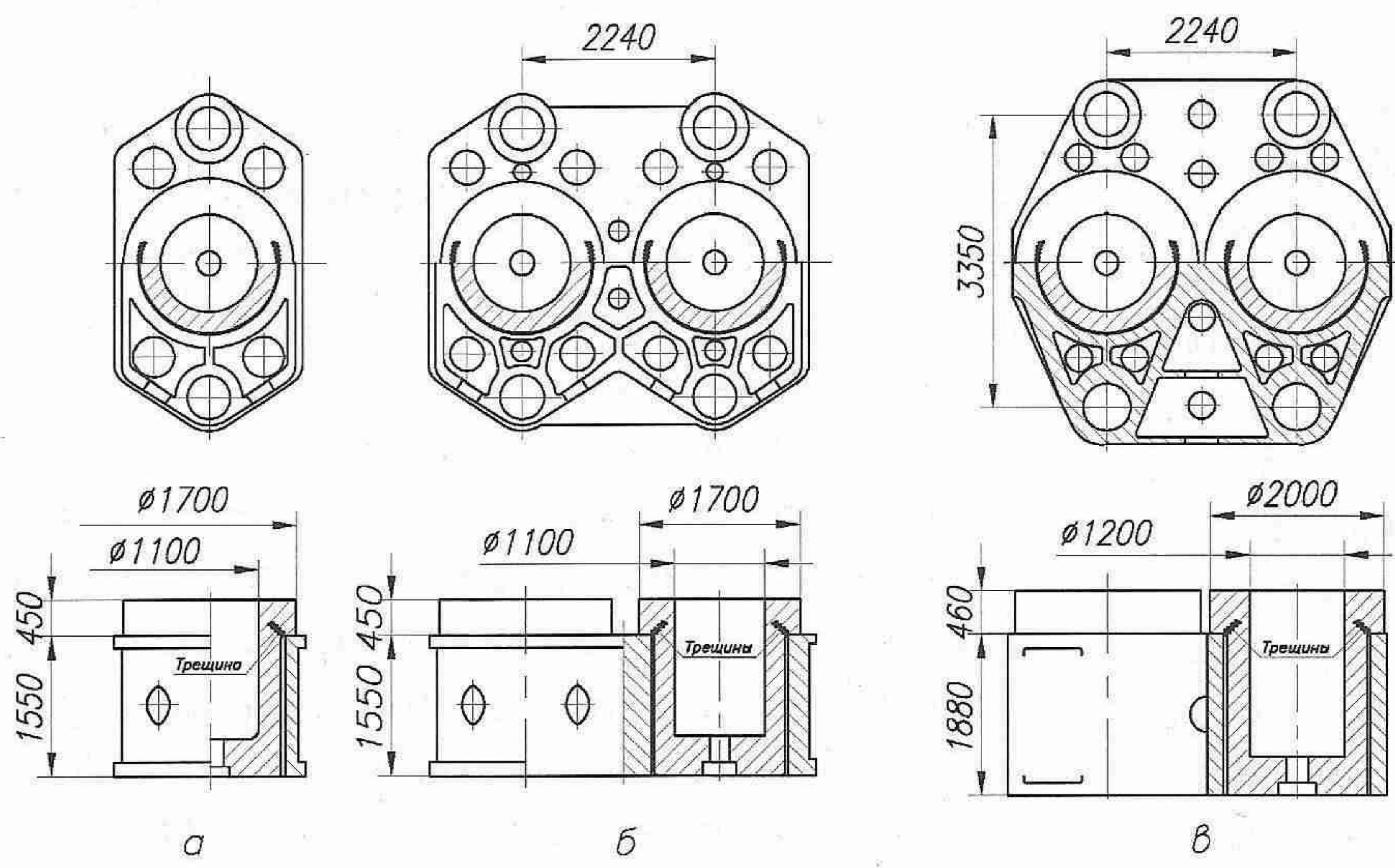


Рис. 5. Разрушение цилиндров прессов силой 160 (а, б) и 200 (в) МН для формовки заготовок труб диаметром 1020...1220 мм (а, б, в — узлы поперечины)

случаев причина отказов связана с условиями совместной работы цилиндра и поперечины, в которую он установлен [13].

Разрушения цилиндров прессов силой 200 МН для формовки заготовок труб диаметром 520...1220 мм происходили после полутора—двух лет работы (рис. 5). Трещины возникали в галтелях фланцев в зонах, расположенныхных вблизи продольной оси пресса, где по расчетам возникали минимальные по окружности фланца напряжения. Причина повреждения цилиндров была установлена после обследования контактных поверхностей поперечин и фланцев цилиндров. Первоначально плоская контактная поверхность подверглась значительному и неравномерному формоизменению, в результате чего контакт фланца цилиндра с поперечиной осуществлялся только по площадкам (опорным ступенькам), расположенным вблизи продольной оси пресса. Суммарная площадь контакта фланца цилиндра и поперечины вследствие образования этих ступенек составляла менее половины первоначальной площади контакта. Это вызывало соответствующее местное увеличение контактных давлений и напряжений в галтели фланца.

Значительное и неравномерное формоизменение контактных поверхностей цилиндра и поперечины полностью определяется геометрией оребрения поперечины. Существующая схема расположения ребер в поперечине является конструктивной ошибкой Поставщика и причиной разрушения цилиндров, заложенной на стадии проектирования.

Приведенные выше и другие случаи разрушения цилиндров показывают, что они не связаны с естественными процессами старения и «усталости» всего объема металла. Практически все отказы вызваны конструктивно-технологическими ошибками, допущенными Поставщиками. В результате этих ошибок с самого начала эксплуатации уровень напряжений в ряде точек детали превышает предел прочности материала по уста-

лости или создаются условия для значительного увеличения максимальных напряжений в процессе эксплуатации.

### 3. Литые поперечины.

Поперечины прессов изготавливаются, главным образом, из литой стали 35Л. Отказы поперечин вызваны возникновением и развитием усталостных трещин на контурах технологических и конструктивных отверстий во внутренних ребрах, внешних стенках и растянутых пластинах [4]. Максимальные напряжения на контурах этих отверстий значительно превышают предел выносливости материала.

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

В работе [14] рассмотрено разрушение подвижной поперечины пресса силой 150 МН. Поперечина состоит из трех продольных балок коробчатого сечения, стянутых шпильками (рис. 6). Общая масса поперечины 180 т, масса средней балки 95 т. Совместную работу обеспечивают шпоночные выступы и пазы балок и силы трения на плоскостях разъема за счет силы затяжки стяжных шпилек. Трещина проходит в зоне центрального отверстия средней балки. До момента обнаружения трещины пресс проработал около 30 лет, осуществив за это время 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 растянутом поясе не превышают 125 МПа, что меньше предела выносливости материала поперечины (литая сталь 35Л).

Разрушение поперечины вызвано нарушением совместности работы отдельных ее частей. При передаче силы крайних цилиндров только средней балкой номинальные напряжения в ней возрастают в 2 раза, а максимальные напряжения на контуре отверстия достигают 250 МПа, что значительно выше предела выносливости литой стали.

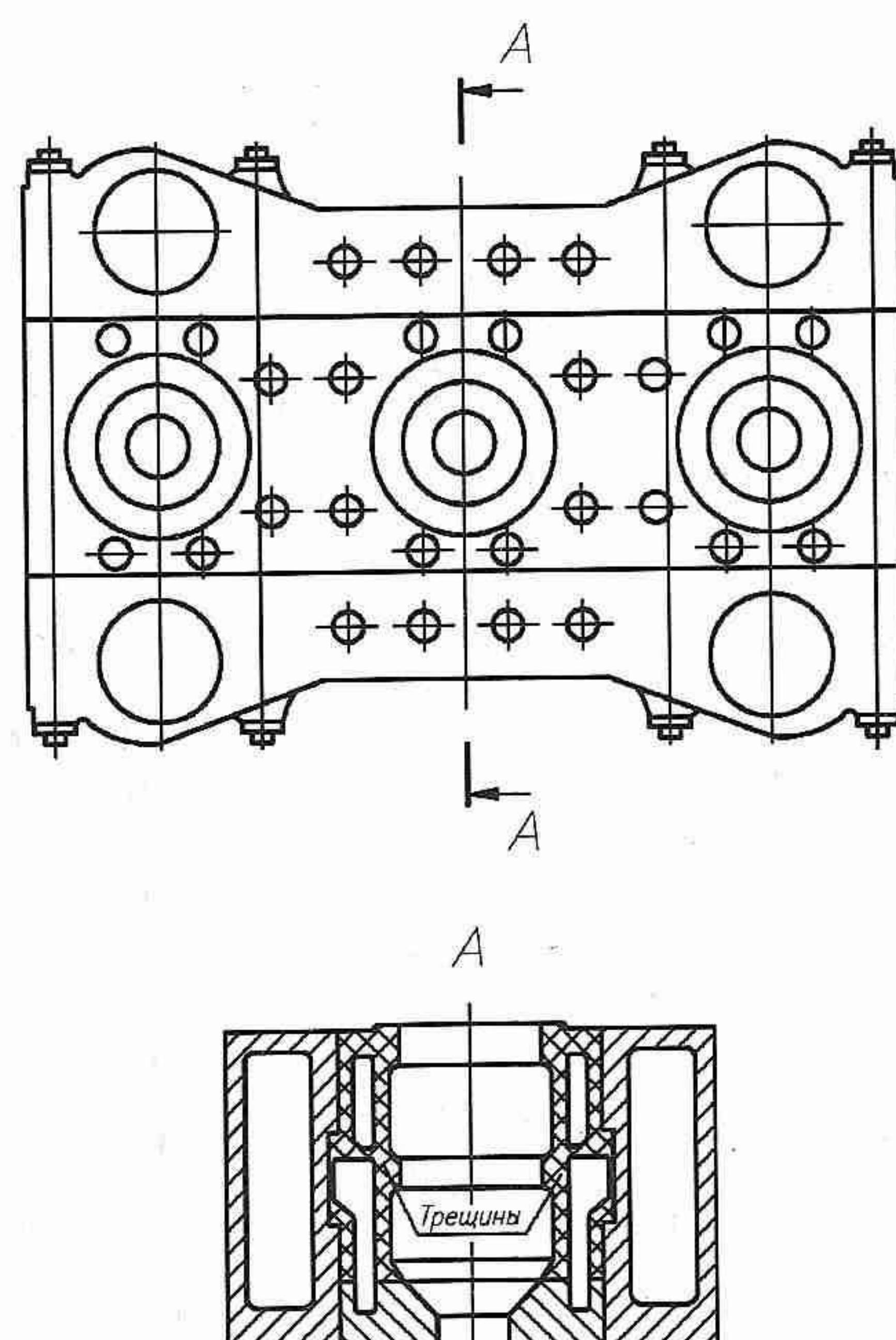


Рис. 6. Разрушение подвижной поперечины пресса силой 150 МН

На основе представленных материалов можно констатировать, что отказы литых поперечин происходят, главным образом, вследствие ошибок, допущенных Поставщиками при изготовлении и монтаже прессов.

Выше было показано, что практически все отказы базовых деталей обусловлены конструктивно-технологическими ошибками Поставщиков. Поэтому наиболее правильным решением обеспечения прочностной надежности базовых деталей является увеличение гарантийного срока на эти детали до наступления срока морального износа оборудования.

Многим Поставщикам столь значительное увеличение гарантийного срока может показаться чрезмерным из-за возможных весьма серьезных и распространяющихся на длительное время штрафных санкций. Но при квалифицированном подходе к делу увеличение гарантийного срока просто отражает фактическую постановку и результаты работ по обеспечению прочностной надежности при создании машин. Обоснуем это положение прецедентами из отечественного прессостроения. Создание самых мощных в мире гидравлических прессов силой 750 и 650 МН стало возможным в значительной степени на основе результатов исследований прочности

основных деталей и узлов прессов на стадии проектирования.

Для базовых деталей пресса силой 750 МН проведено уникальное комплексное исследование их напряженного состояния и прочности, включающее исследования моделей методом фотоупругости, испытания локальных моделей с применением тензометрирования, специально разработанные методы расчета, усталостные испытания крупногабаритных образцов сталей и моделей силовых узлов различных конструктивных вариантов. При выборе оптимальных конструктивных вариантов базовых деталей учитывались все возможные физические процессы, определяющие их прочность и долговечность.

Прессы силой 750 МН находятся в эксплуатации с 1959 г. по настоящее время, претензий к работе базовых деталей нет.

При проектировании пресса силой 650 МН также было проведено весьма полное комплексное исследование напряженного состояния и прочности базовых деталей. Базовые детали пресса проектировал весьма опытный и квалифицированный коллектив конструкторов, который ранее создал прессы силами 500 и 750 МН. Тем не менее, на основе результатов исследований были внесены изме-

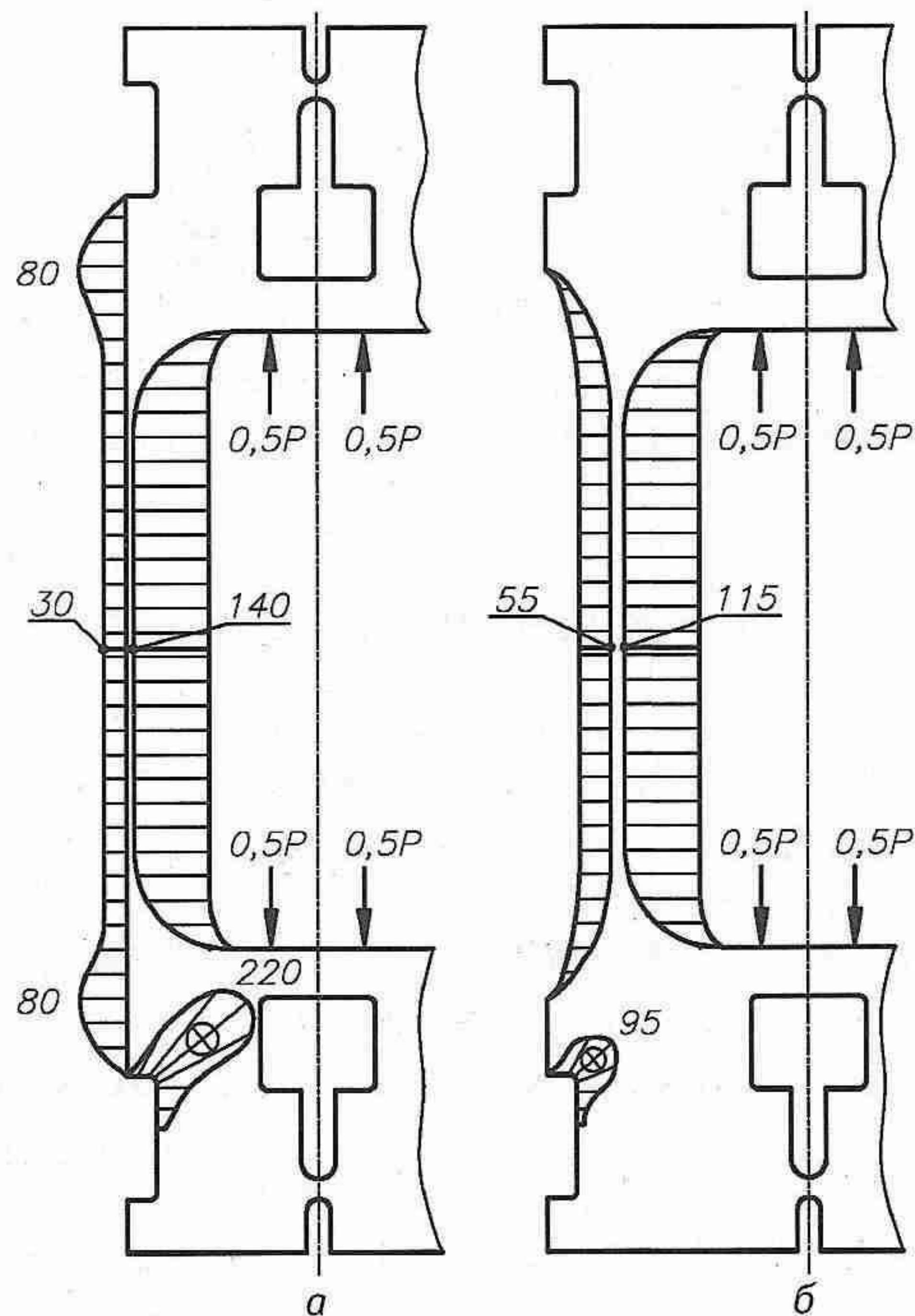


Рис. 7. Изменение конструкции рамы пресса силой 650 МН:  
а, б — первоначальная и измененная конструкции

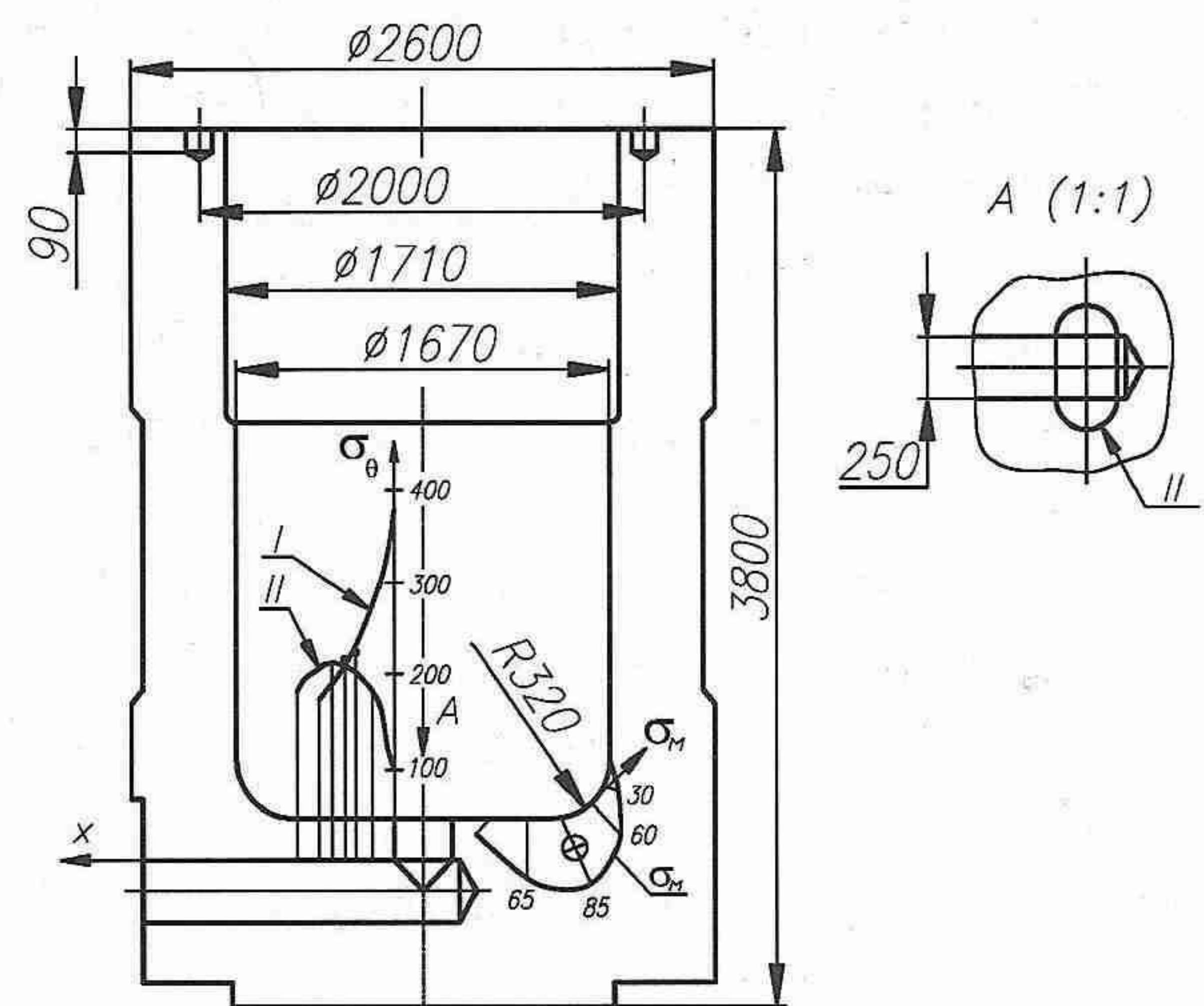


Рис. 8. Изменение конструкции главного цилиндра пресса силой 650 МН:

I — эпюра напряжений для отверстия цилиндрической формы; II — эпюра напряжений для измененной конфигурации вертикального отверстия (вид А)

нения в первоначальные конструктивные варианты базовых деталей, существенно повысившие уровень их надежности.

Так, максимальные растягивающие напряжения в скобах рамы пресса, зафиксированные в галтелях паза под стяжную балку (рис. 7) [9], достигли 220 МПа, 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. Увеличение ширины ригеля снижает также на 20 % напряжение на внутреннем контуре стойки (от 140 до 115 МПа), что позволяет компенсировать увеличение массы ригельной части.

Максимальные растягивающие напряжения (345 МПа) в главных цилиндрах пресса были зафиксированы в днище, в месте пересечения круглых вертикального и горизонтального отверстий для подвода рабочей жидкости (рис. 8). 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 на уровне изобретений 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 пресса силой 650 МН для Франции 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 преимуществом нашей страны 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 1,5 года. Значительно больший гарантийный срок явился решающим фактором в победе нашего проекта.

Пресс силой 650 МН находится в эксплуатации с 1975 г. За 30 лет не было ни одного случая отказа базовых деталей, связанных с конструктивными ошибками при проектировании.

**Выводы.** 1. Машиностроительным заводам следует с большей выгодой для себя и для Заказчика проводить работы по изготовлению новых деталей для замены разрушенных. Для реализации этого положения необходимо:

1.1. До начала оформления документации на изготовление новой детали взамен разрушенной установить причину разрушения детали;

1.2. В конструкцию и технологию новой детали внести изменения, существенно увеличивающие долговечность новой детали по сравнению с разрушенной. В ряде случаев может оказаться необходимым внесение изменений в сопряженные детали;

1.3. Назначить гарантийный срок на новую деталь, существенно превышающий обычный гарантийный срок в 1 год;

1.4. Назначить цену на новую деталь, соответствующую увеличению гарантийного срока.

2. Методы исследования напряженного состояния и прочности базовых деталей мощных гидравлических прессов разработаны до-

статочно полно. Использование этих методов с успехом и в сжатые сроки позволяет определить причины разрушений и разработать мероприятия по их предупреждению.

### Список литературы

1. Розанов Б. В., Гольман Л. Д., Щербаков Р. Д. и др. К расчетам колонн гидравлических прессов // Труды ЦНИИТмаш, 1959. № 3. С. 49–77.
2. Розанов Б. В., Гольман Л. Д., Максимов Л. Ю. Исследование и расчет напряжений в гидравлических цилиндрах // Труды ЦНИИТмаш, 1959. № 3. С. 26–48.
3. Морозов Б. А. Васильев В. В., Любимов В. Я. Повышение прочности галтельных сопряжений фланцев с цилиндрами // Кузнечно-штамповочное производство. 1961. № 4. С. 29–32.
4. Кибардин Л. П. Анализ разрушений гидравлических цилиндров // Гидравлические прессы. М.: Машиностроение, 1966. С. 414–421.
5. Пылайкин П. А. Анализ разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1966. № 3. С. 21–27.
6. Сурков И. А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов // КШП ОМД. 2004. № 3. С. 42–45.
7. Методика выбора номенклатуры нормируемых показателей надежности технических устройств. / Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР. М., 1970. 39 с.
8. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.
9. 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.
10. Сурков И. А., Моисеев А. П. Установление причин и предупреждение разрушений цилиндров мощных гидравлических прессов // КШП ОМД. 2004. № 5.
11. 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 // Труды ВНИИметмаш. 1988. С. 76–84.
12. Коркин Н. П., Сурков И. А., Сафонов Д. В. Обеспечение прочностной надежности мощных гидравлических прессов промышленности легких сплавов. Кузнечно-штамповочное производство: перспективы и развитие. Материалы 1 Российской конференции по кузнечно-штамповочному производству «Кузнецы Урала-2005», Екатеринбург, 2005.
13. Сурков А. И., Штигарь С. А., Лобанов Н. А. Исследование повреждений рабочих цилиндров прессов для окончательной формовки труб большого диаметра // Новое в создании и исследовании кузнечно-прессовых машин / Труды ВНИИметмаш. 1983. С. 69–74.
14. Сурков И. А. Состояние и перспективы обеспечения прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов // Заготовительное производство в машиностроении. 2004. № 3.