

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ И УСЛОВИЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА ПОЛУСФЕРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПРИ ИХ ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

И. М. Крылов

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», г. Саров Нижегородской обл.

В повседневной практике определение механических свойств материала, из которого в последующем будет изготовлена деталь, происходит следующим образом: во время отливки заготовки, из той же плавки отливается образец-свидетель, по которому в последствии определяют механические свойства. Как правило, образец-свидетель имеет классическую цилиндрическую форму с захватами. Технология изготовления его часто отличается от технологии изготовления самой детали, поэтому механические свойства материала образца не во всех случаях являются идентичными свойствам материала детали. Наиболее достоверную информацию о механических свойствах материала детали можно получить только при испытании самой детали или же образца стандартных размеров и формы, вырезанного из детали.

Сферическая форма детали является весьма распространенной во многих областях промышленности. Как правило, такие детали характеризуются малой толщиной стенки, что не дает возможности вырезания образцов стандартной формы. Таким образом, экспериментальное определение механических свойств материала тонкостенных оболочек сферической формы является весьма трудной задачей.

Для решения этой задачи в РФЯЦ-ВНИИЭФ разработан и проходит экспериментальную проверку метод, позволяющий исследовать механические свойства материала непосредственно на деталях сферической формы при нагружении их гидростатическим давлением. Принципиальная схема испытания приведена на рис. 1.

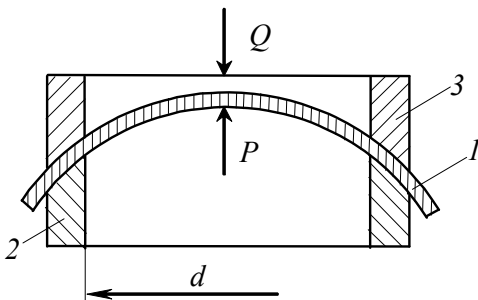


Рис. 1. Принципиальная схема испытания оболочек

Оболочка 1 устанавливается на опорное кольцо цилиндра 2 и прижимается к нему посредством при-

жимного кольца 3. Торцы опорного и прижимного колец имеют сферическую форму с радиусами соответствующими внутренней и наружной поверхностей оболочки.

В полости цилиндра при испытании оболочки создается гидравлическое давление p . Под действием давления происходит выдавливание оболочки через круглое окно с диаметром d (рис. 1). В этом случае направление главных осей напряженно-деформированного состояния материала оболочки в центральной зоне окна выпучивания следующее: одна ось является радиальной и проходит через центр оболочки, а две другие – тангенциальными и направлены перпендикулярно к радиальной оси. При таком нагружении в зоне близкой к центру окна выпучивания в направлении радиальной оси действует нагрузка в виде гидравлического давления, а по двум другим осям действуют одинаковые растягивающие силы. Величина тангенциальных растягивающих компонент рассчитывается по формуле:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2t}, \quad (1)$$

где p – величина гидравлического давления, R – радиус оболочки.

Таким образом, радиальная компонента напряжения будет намного меньше двух других компонент. Тогда для этого случая соотношения между главными напряжениями имеют вид:

$$\sigma_1 = \sigma_2 \gg \sigma_3.$$

Необходимое усилие прижима оболочки обеспечивается с помощью гидропривода. Применение его оправдано потому, что он уже используется для выдавливания оболочки. Возможны различные варианты конструкции гидравлического прижима. Поэтому вначале произведем расчет усилий, действующих на оболочку в месте прижима.

Для расчета гидравлического давления и усилия прижима допустим, что:

- оболочка является тонкостенной;
- коэффициенты трения оболочки относительно цилиндра и прижимного кольца одинаковы.

Учитывая, что оболочка осесимметрична, расчетную схему можно представить следующим образом:

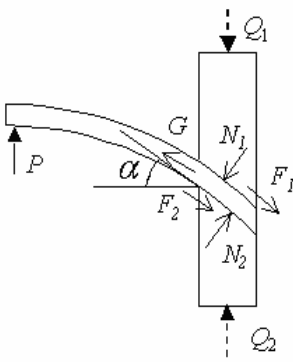


Рис. 2. Схема сил, действующих на оболочку в процессе ее испытания

При гидравлическом давлении p на фрагмент оболочки в окне выдавливания по его оси действует суммарное усилие

$$P = p \cdot F_0, \quad (2)$$

где F_0 – площадь окна выпучивания.

Так как испытанию подлежат тонкостенные оболочки, пренебрежем действием изгибающих моментов. Для упрощения расчетов усилия прижатия можно рассматривать оболочку в месте защемления как гибкую связь, в которой усилие реакции направлено по касательной к оболочке (рис. 2). Такое упрощение приводит к некоторому запасу надежности закрепления. При этом интегральное (по всему периметру) усилие реакции, в соответствии с рис. 2, составит:

$$G \approx \frac{P}{\sin \alpha}, \quad (3)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (4)$$

где α – угол защемления по краю окна выпучивания. В результате совместного действия суммарной выдавливающей силы P и силы прижима Q_1 в месте защемления оболочки возникают распределенные по периметру нормальные силы реакции N_1 и N_2 , а также препятствующие вытяжке оболочки силы трения $F_1 = N_1 \cdot f_{mp}$ и $F_2 = N_2 \cdot f_{mp}$ (рассмотрим случай, когда коэффициенты трения оболочки относительно цилиндра и прижимного кольца одинаковы).

Для нахождения силы Q_1 , достаточной для удержания заготовки от вытяжки, составим одно уравнение равновесия сил. Учитывая, что оболочка рассматривается как гибкая связь, не воспринимающая поперечных сил, безусловно, имеет место $N_1 = N_2 = N$.

Сумма проекций на вертикальную ось сил, действующих на прижимное кольцо (рис. 3):

$$Q_1 - N_1 \cdot \cos \alpha - N_1 \cdot f_{mp} \sin \alpha = 0 \quad \text{или, с учетом } N_1 = N$$

$$Q_1 - N(\cos \alpha + f_{mp} \sin \alpha) = 0. \quad (5)$$

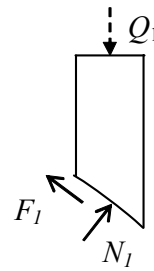


Рис. 3. Сумма проекций на вертикальную ось сил, действующих на прижимное кольцо

Сумма проекций на вертикальную ось сил, действующих на оболочку (рис. 2):

$$P - N_1 \cdot \cos \alpha - N_1 \cdot f_{mp} \sin \alpha +$$

$$+ N_2 \cdot \cos \alpha - N_2 \cdot f_{mp} \sin \alpha = 0$$

$$P - 2Nf_{mp} \sin \alpha = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6) преобразуем в выражение для определения N

$$N = \frac{P}{2f_{mp} \sin \alpha}. \quad (7)$$

Подставив полученное выражение в формулу (5), найдем выражение для определения Q_1 :

$$Q_1 = \frac{P}{2} \left[\frac{\text{ctg} \alpha}{f_{mp}} + 1 \right],$$

или

$$Q_1 = \frac{\sigma \cdot t \cdot F_0}{R} \left[\frac{\text{ctg} \alpha}{f_{mp}} + 1 \right]. \quad (8)$$

Реакция опорного (нижнего) кольца Q_2 равна:

$$Q_2 = N_2 \cdot \cos \alpha - N_2 \cdot f_{mp} \sin \alpha$$

$$Q_2 = \frac{P}{2} \left[\frac{\text{ctg} \alpha}{f_{mp}} - 1 \right]. \quad (9)$$

Используя (8) и (9), имеем $Q_1 - Q_2 = P$.

Произведем оценку величины усилия прижима для модельной оболочки, изготовленной из сплава АМц. Предположим, что оболочка будет нагружена до разрушения, т. е. в ней будет достигнут предел прочности, равный для сплава $\sigma_b = 150$ МПа. Диаметр окна выдавливания $d = 80$ мм. Примем значение коэффициента трения $f_{mp} = 0,2$. Зная размеры оболочки по формуле (8) можем найти Q_1 . В данном случае $Q_1 \approx 220$ кН.

Таким образом, можно использовать автономное прижимное устройство, давление в котором обеспечивается собственным гидроприводом. Но его применение существенно усложняет конструкцию и эксплуатацию испытательной установки. Поэтому предпочтительнее прижимное устройство, в котором прижим и нагружение оболочки обеспечивается гидравлическим давлением, создаваемым одним устройством. Гидропривод такого устройства значительно

проще, так как он является общим для прижима и для выдавливания оболочки, кроме того, при его использовании с ростом давления и усилия выдавливания увеличивается и усилие прижатия, повышая надежность закрепления оболочки. Гидравлический прижим объединен с камерой выдавливания в компактный единый узел (рис. 4).

При совмещенном гидроприводе необходимое усилие прижима обеспечивается подбором только одного параметра – площади рабочего гидроцилиндра. С использованием формулы (8) получим выражение для определения диаметра гидроцилиндра прижима:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_0 \left[\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{f_{mp}} + 1 \right]}{\pi}} = d \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{f_{mp}} + 1 \right)}. \quad (10)$$

Нетрудно подсчитать, что для принятых размеров окна выдавливания и радиуса оболочки $D_{ц} \approx 2d$ независимо от ее толщины и механических свойств. При этом не имеет значения, выполнен ли поршень сплошным или кольцевым, как изображено на рис. 4.

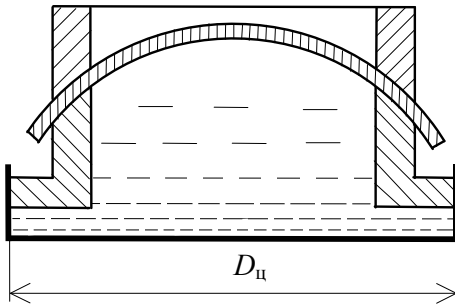


Рис. 4. Схема прижимного устройства

Учитывая, что в системе прижима должен быть предусмотрен предварительный механический поджим, а также то, что при высоких контактных давлениях вероятны более высокие значения коэффициента трения, чем 0,2, прижим оболочки будет обеспечиваться с некоторым запасом. Вместе с тем, по запасу усилия прижима существует конструктивное ограничение, связанное с допускаемыми контактными давлениями на оболочку. Для предотвращения существенных деформаций оболочки ограничим средние контактные давления величиной $0,8 \sigma_T$:

$$\sigma_k \approx \frac{4Q_1}{\pi(D^2 - d^2)} \leq 0,8 \sigma_T, \quad (11)$$

где D – внешний диаметр опорного (прижимного) кольца, принятый в конструкции установки $D = 98$ мм.

Для принятых конструктивных параметров установки $\sigma_k = 72$ МПа, таким образом, условие (11) выполняется $72 < 96$ МПа.

Для реализации предложенной методики исследования механических свойств создана установка

для гидравлического нагружения оболочек, схема и принцип работы которой проиллюстрированы на рис. 5. Принцип работы ее заключается в создании сложного напряженного состояния в оболочке путем выдавливания ее гидростатическим нагружением через окно, имеющее круглую форму. Оболочка 1 устанавливается на основании 2 и закрепляется кольцевым прижимом 3 с помощью зажимного устройства 4. Закрепление не требует больших усилий, так как имеет предварительный характер и сводится в выборке зазоров в цепи деталей прижим 3 – образец 1 – основание 2 – корпус 6.

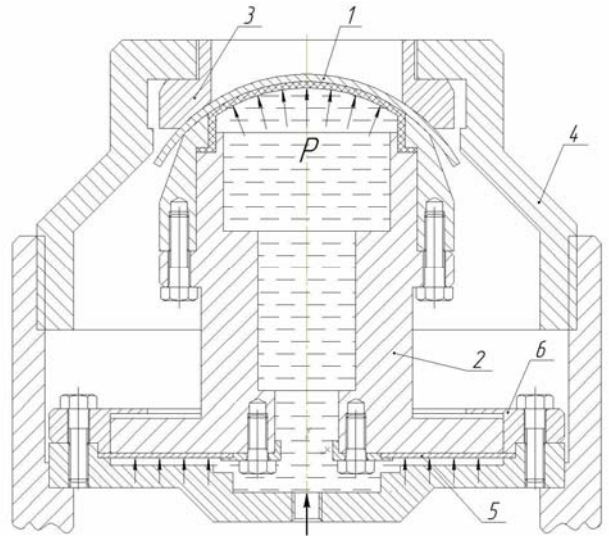


Рис. 5. Принцип действия установки для гидравлического нагружения оболочек

При создании в полости основания нарастающего гидростатического давления P происходит деформирование части оболочки, ограниченной окном.

Для того чтобы вместе с нарастанием давления увеличивалось усилие закрепления оболочки, основание 2 выполнено в виде кольцевого поршня, торец которого выходит в полость основания и воспринимает то же гидравлическое давление, что и оболочка. На поршне возникает пропорциональная давлению осевая сила, передающаяся на оболочку и закрепляющая ее тем сильнее, чем выше используемое гидравлическое давление. Таким образом, происходит автоматическое регулирование силы прижима образца в установке пропорционально рабочему давлению. Герметизация полости высокого давления обеспечивается с помощью эластичной прокладки 5. Сохранению целостности прокладки 5 при высоких давлениях способствует малая величина зазора между основанием (поршнем) 2 и корпусом 6, а также практически отсутствующие перемещения поршня при работе устройства. Общий вид установки для гидростатического нагружения оболочек приведен на рис. 6.

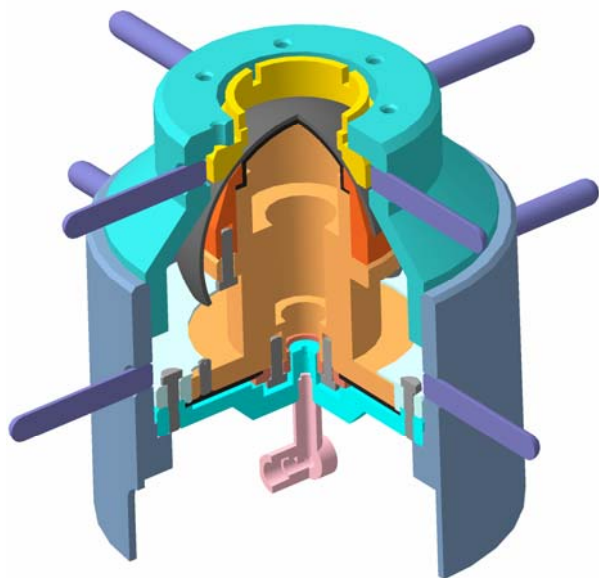


Рис. 6. Установка для гидравлического нагружения оболочек

Описанная выше устройство для гидростатического нагружения оболочек является новым, что подтверждает решение о выдаче патента на изобретение (заявка №2009134584/28(048695) от 11.08.2010).

Практической реализацией методики определения механических свойств стала разработка комплекса для испытания оболочек при гидростатическом нагружении изображенного на рис. 7.

Основой комплекса является установка для гидростатического нагружения оболочек 1, соединенная с насосной станцией НЭР-1,7И20Ф1 2 шлангами высокого давления. В замкнутую гидравлическую систему комплекса входят датчик давления 7 и манометр 9 для визуального контроля процесса нагружения и калибровки электронного датчика давления 7.

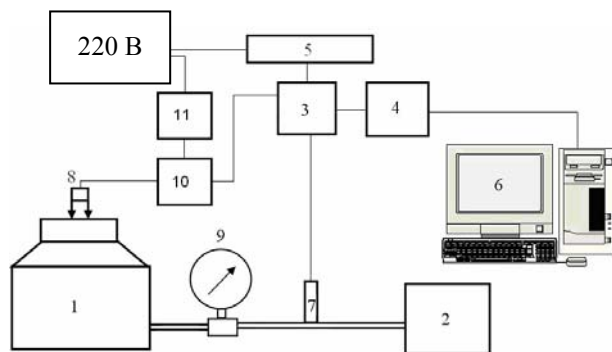


Рис. 7. Блок-схема комплекса для испытания полуоболочек при гидростатическом нагружении

В состав комплекса входит информационно-измерительный комплекс для регистрации текущей информации и обработки ее с целью получения диаграммы деформирования. На закрепленной в установке оболочке размещается экстензометр 8, со-

стоящий из основания и тензорезисторов, соединенных по мостовой схеме. Сигналы с экстензометра и датчика давления поступают в блок 3 обработки сигналов, а далее на аналого-цифровой преобразователь 4 (частота дискретизации 100 Гц) и персональный компьютер 6. Усиление сигнала с экстензометра производится при помощи тензоусилителя 10 (коэффициент усиления $K_y = 10$), питание которого осуществляется при помощи блока питания 11. Для регистрации величины гидростатического давления рабочей жидкости служит датчик. Для энергоснабжения системы в ее состав входит источник питания 5.

Сбор и первичная обработка экспериментальной информации выполняется с помощью специально разработанного в КНИО 0509 программного пакета Meridian.

Для отработки методики определения механических свойств оболочек при их гидравлическом нагружении было испытано несколько видов образцов из алюминиевого сплава АМц ГОСТ 4784-97:

- образцы в виде шарового сегмента, представленные на рис. 8;

- образцы в виде полуоболочки, один из которых представлен на рис. 9.

Гидростатическое нагружение оболочки проводилось в трех зонах.



Рис. 8. Образцы в виде шарового сегмента из АМц до и после испытания



Рис. 9. Полуоболочка после испытания гидростатическим нагружением

В результате испытаний была получена зависимость сигналов датчиков давления и удлинения от времени. Переход от снимаемого напряжения в вольтах к усилиям и деформациям осуществлялся с помощью специально разработанной в РФЯЦ-ВНИИЭФ программы Sigma и файлов калибровки, полученных с помощью программного пакета

Meridian. Для образца в виде полуоболочки получили кривые $\sigma_{nl} - \varepsilon_{nl}$, изображенные на рис. 10 и 11.

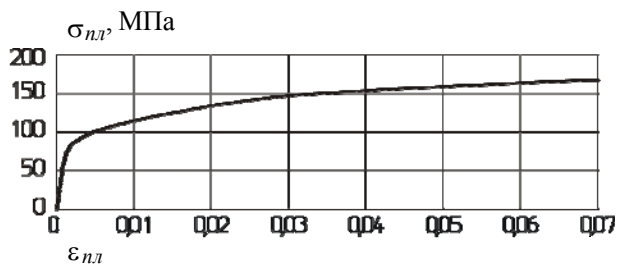


Рис. 10. Кривая $\sigma_{nl} - \varepsilon_{nl}$ для образца в виде полуоболочки с непрерывным нагружением

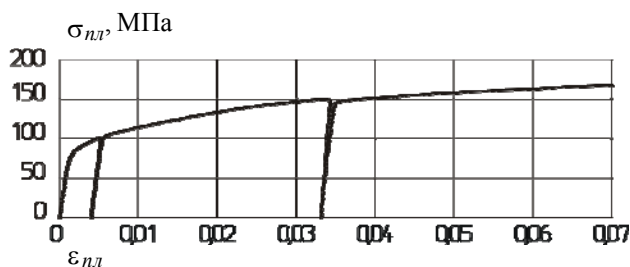


Рис. 11. Кривая $\sigma_{nl} - \varepsilon_{nl}$ для образца в виде полуоболочки с двумя разгрузками

Полученные кривые свидетельствуют о работоспособности предложенной схемы испытания. По их характеру видно, что информационно-измерительный комплекс обеспечивает хорошую точность регистрации экспериментальных данных. Средняя скорость деформирования в ходе опыта составляет $\sim 10^{-2}$ 1/с.

Литература

1. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев, 1996.
2. Смирнов – Аляев Г. А. Сопротивление материалов пластическому деформированию. Ленинград: Машиностроение, 1978.
3. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. Москва, 1954. С. 647. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.
4. Ряховский О. А. Детали машин. М.: МГТУ им. Баумана, 2004.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1982. Т. 1, 2, 3.
6. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1989.
7. Физико-механические свойства конструкционных материалов и некоторые современные методы их исследования: Справочное пособие. М.: ЦНИИ-Атоминформ, 1982.