

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. науч. сотр. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ, СОДЕРЖАЩИХ МАТЕРИАЛЫ С РЕЗКО ОТЛИЧАЮЩИМИСЯ СВОЙСТВАМИ, НА ПРИМЕРЕ ПАЯНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

У роботі описані результати досліджень механічної поведінки елементів конструкцій, що містять матеріали з властивостями, що різко відрізняються, на прикладі паяних корпусів силових гідроциліндрів.

New approach of researches results of mechanical conduct of elements constructions, containing materials with sharply different properties, on the example of the soldered corps of power hydrocylinders is presented in the paper.

1. Введение. Данная статья является продолжением цикла работ по исследованию поведения различных элементов механических систем с резко отличающимися физико-механическими свойствами, на примере паяных корпусов гидроцилиндра, изготовленных из стальной оболочки с внутренним футеровочным слоем [1].

Постановка задачи. В результате развития технологий изготовления корпусов гидроцилиндров появились паяные корпуса, в результате изготовления которых удастся существенно экономить материал (до 80%, по сравнению с ранее применяемой технологией изготовления из цельной заготовки). При изготовлении гильз паяных корпусов целесообразно использовать трубы с подходящими внутренними и внешними радиусами, а далее с помощью высокотемпературной пайки при 1135°C соединять ее с крышкой. В качестве припоя используется, например, медная проволока марки ДКРТ 1,6 БТ М1р ГОСТ 16130-85, при этом толщина паяного шва не превышает 0,1 мм [2, 3].

На рис. 1 представлена схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра. Набор параметров d_i, z_i, d полностью определяет геометрию корпуса цилиндра. Здесь d_i – диаметры, z_i – высоты, d – толщина шва пайки, в данном случае $d = 0,1$ мм – технологический параметр.

В данной работе приведены результаты исследования влияния длины паяного шва и выбор материала в качестве припоя на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра. Длина шва является технологическим параметром, влияющим на сам процесс пайки. В то же время длина шва очевидным образом влияет на напряженно-деформированное состояние корпуса в целом и самого шва в частности. В связи с этим необходимо

исследовать влияние этого параметра на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва соединения гильзы и крышки в корпусе гидроцилиндра на его напряженно-деформированное состояние рассматривалось при фиксированных параметрах, определяющих габаритные размеры корпуса (см. [2, 3]). Значения конструктивных параметров, которые полностью определяют геометрию корпуса гидроцилиндра, приведены в табл. 1.

При этом параметр z_6 , определяющий длину шва вдоль корпуса цилиндра, принимал следующие значения $z_6=14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

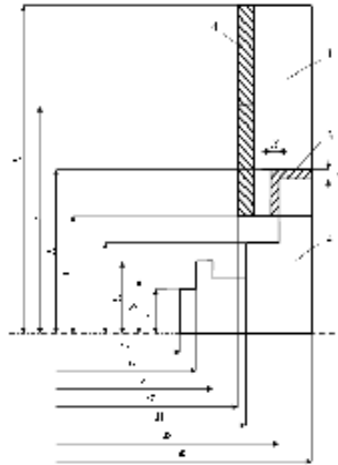


Рис. 1. Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра:
1 – трубная заготовка (гильза), 2 – донная заготовка (дно, крышка), 3 – слой припоя, 4 – футеровочный слой

Таблица 1 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

| i | d_i , мм | z_i , мм | i | d_i , мм | z_i , мм |
|-----|------------|------------|-----|------------|------------|
| 1 | 32 | 6 | 5 | 86 | 16.5 |
| 2 | 50 | 11 | 6 | - | var |
| 3 | 62 | 16 | 7 | 80 | 30 |
| 4 | 82 | 16 | 8 | 94 | 59 |

Нагружение было осуществлено путем прикладывания внутреннего давления, равного 10 МПа, при жестком защемлении нижней грани при $z = 0$. На рис. 2 представлена геометрия сечения корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками и конечно-элементная (КЭ) модель.

Характеристики материалов, используемых при расчетах напряженно-деформированного состояния элементов корпусов гидроцилиндров, приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Характеристики материалов

| № исследования | Модуль упругости E , МПа | Коэффициент Пуассона ν |
|----------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Сталь (область 1, 2, см. рис. 1) | $2.7 \cdot 10^5$ | 0.29 |
| Медь (область 3, см. рис. 1) | $1.1 \cdot 10^5$ | 0.32 |
| Акрил (область 4, см. рис. 1) | $3 \cdot 10^3$ | 0.39 |

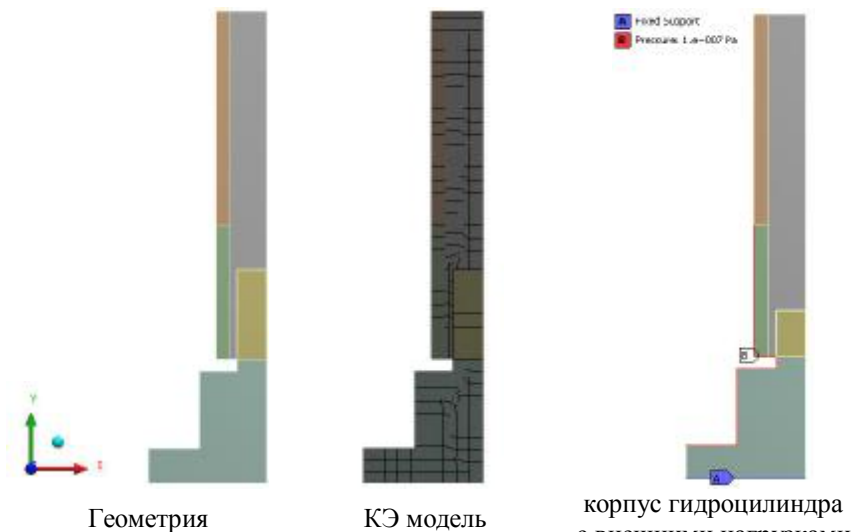


Рис. 2. Геометрия и КЭ модель корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками

Для проведения расчетов были построены конечно-элементные модели, которые насчитывали, в зависимости от длины шва, от 13 до 38 тыс. элементов (задача решается в осесимметричной постановке).

В результате проведения ряда исследований при варьировании длины соединительного шва были получены максимальные эквивалентные напряжения по von Mises и перемещения в корпусе гидроцилиндра. В табл. 3 приведены значения искомых величин. Характер изменения максимальных суммарных перемещений вдоль внешней кромки стенки корпуса гидроцилиндра представлены на рис. 3, мкм.

Таблица 3 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений и перемещений

| № расч. схемы (см. табл. 1) | Значение параметра z_6 , мм | Эквив. напр. по von Mises в шве, МПа | Макс. абс. перемещ. в шве, мкм | Эквив. напр. по von Mises в корпусе, МПа | Макс. абс. перемещ. в корпусе, мкм |
|-----------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|--|------------------------------------|
| 1 | 14,5 | 42,8 | 2,26 | 87,4 | 6,03 |
| 2 | 14,65 | 84,6 | 2,35 | 216,9 | 6,04 |
| 3 | 20 | 57,4 | 3,37 | 87,9 | 6,06 |
| 4 | 25 | 56,2 | 3,44 | 87,8 | 6,06 |
| 5 | 40 | 53,3 | 3,44 | 87,7 | 6,06 |

При рассмотрении результатов расчетов видно, что при значении $z_6=14,65$ мм эквивалентные напряжения von Mises существенно превышают уровень напряжений, достигаемый при других значениях параметра z_6 . Это объясняется образованием концентратора напряжений в области шва.

Анализ полученных результатов исследования паяных корпусов гидроцилиндров при различных длинах паяного соединительного шва крышки и гильзы позволяет заключить следующие: длина шва практически не влияет на характер перемещений, возникающих во всем корпусе гидроцилиндра, а также на напряженное состояние корпуса в целом. Однако, при $z_6=14,65$ мм, как было сказано ранее, эквивалентные напряжения, возникающие в шве, существенно превышают напряжения для других значений z_6 ,

а при $z_6=14,5$ напряжения шва самые низкие, как для шва, так и для всего корпуса. Также перемещения для данного значения z_6 тоже самые низкие из всего набора. При дальнейшем удлинении длины шва, $z_6=14,65; 20; 25$ мм, полученные перемещения возрастают, так как материал попадает в зону высоких градиентов перемещений, а следовательно, это приводит и к возрастанию эквивалентных напряжений в паяном соединительном шве. Но при дальнейшем увеличении шва до $z_6=40$ мм заметно небольшое понижение напряжений и перемещений в соединительном шве. Максимальные эквивалентные напряжения по von Mises для различных длин соединительного шва представлены на рис. 4.

НДС корпусов гидроцилиндров при использовании различных материалов в соединительном шве. Одним из направлений исследований паяных корпусов гидроцилиндров было изучение изменения напряженно-деформированного состояния в результате изменения состава материала, используемого в качестве припоя в соединительном шве гильзы и крышки. Для данного исследования были использованы три различных материала, а

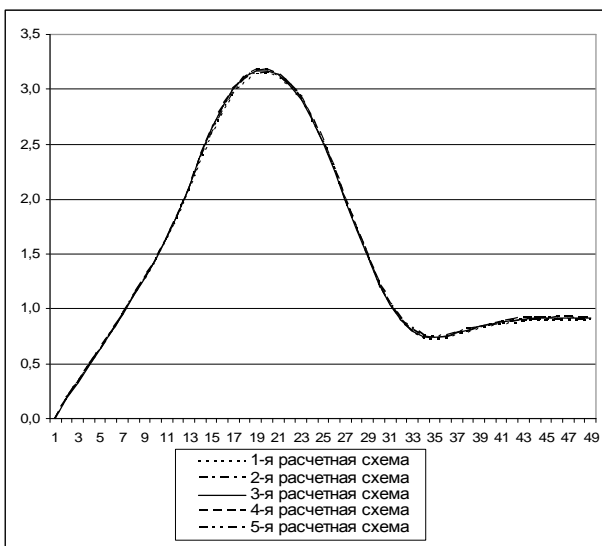


Рис. 3. Максимальные суммарные перемещения (мкм) вдоль внешней кромки корпуса

именно соответствующие по своим физико-механическим характеристикам меди,

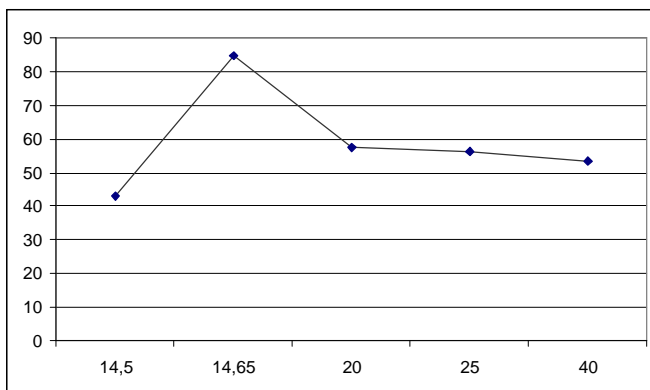


Рис. 4. Максимальные эквивалентные напряжения по von Mises в шве (МПа) при варьировании z_6 , мм (см. рис. 1)

алюминию и свинцу. Физико-механические характеристики материалов, используемых в качестве припоя, приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Физико-механические характеристики материалов припоя

| Материал | Модуль упругости E , МПа | Козф. Пуассона ν |
|------------|----------------------------|----------------------|
| «Алюминий» | $7,05 \cdot 10^4$ | 0,34 |
| Медь | $1,1 \cdot 10^5$ | 0,32 |
| «Свинец» | $2 \cdot 10^4$ | 0,42 |

Габаритные размеры описывающие геометрию корпуса гидроцилиндра определялись фиксированными параметрами, которые представлены в табл. 5.

Таблица 5 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

| i | d_i , мм | z_i , мм | i | d_i , мм | z_i , мм |
|-----|------------|------------|-----|------------|------------|
| 1 | 16 | 4 | 5 | 37 | 14,5 |
| 2 | 28 | 13 | 6 | - | 25 |
| 3 | 32 | 13 | 7 | 32 | 30 |
| 4 | 35 | 13 | 8 | 44 | 55 |

Максимальные напряжения в корпусе гидроцилиндра, возникающие в результате воздействия внутреннего давления 10 МПа и закрепления по нижней кромке гидроцилиндра, представлены в табл. 6. На рис. 5 представлены максимальные абсолютные перемещения вдоль корпуса с внешней стороны, мкм.

Таблица 6 – Эквивалентные напряжения и перемещения частей корпуса гидроцилиндра при различных материалах шва

| Материал использ. в шве | Эквив. напр. по von Mises в шве, МПа | Макс. абс. перемещ. в шве, в мкм | Эквив. напр. по von Mises в корпусе, МПа | Макс. абс. перемещ. в корпусе, в мкм |
|-------------------------------|--|--|---|---|
| «Алюминий» | 47,2 | 3,46 | 87,8 | 6,08 |
| «Свинец» | 28,5 | 87,8 | 6,1 | |
| Медь | 56,2 | 3,44 | 87,7 | 6,06 |

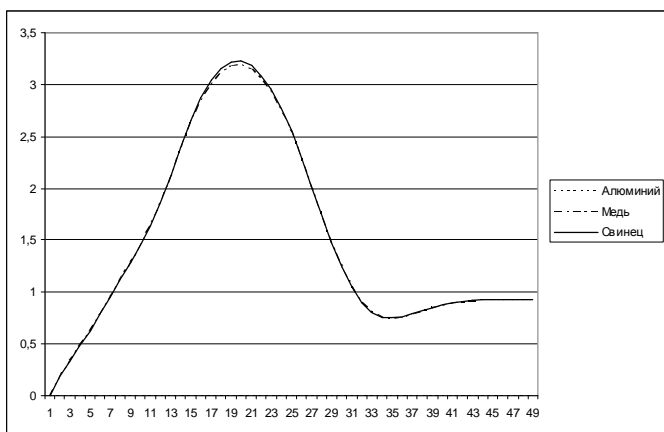


Рис. 5. Распределение абсолютных перемещений, мкм, вдоль образующей поршня, мм

Выводы. Из анализа полученных результатов видно, что выбор материала практически не влияет на напряженно-деформированное состояние всего корпуса гидроцилиндра. Однако полученные эквивалентные напряжения в соединительном шве существенно различны: напряжения в шве из меди вдвое превышают напряжения в шве из свинца, но при этом суммарные перемещения в корпусе со свинцовой пайкой выше, чем в корпусах с медной и алюминиевой пайкой.

Литература. 1. Веретельник О. В., Веретельник В. В. О численном моделировании напряженно-деформированного состояния тел, содержащих материалы с резко отличающимися свойствами // Вестник НТУ «ХПИ» Тем. вып.: «Машиноведение и САПР» –2009. –№ 28. – С.10-16. 2. Заярненко Е. И., Боровик А. И., Ткачук Н. А. Расчет паяных корпусов гидроцилиндров. – Вестник машиностроения, 1987, № 7, с.37-39. 3. Заярненко Е. И., Ткачук Н. А. Автоматизация процесса создания конечноэлементных моделей для исследования напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров.- В сб.: Динамика и прочность машин, 1987, вып.46, с.102-107.

Поступила в редколлегию 30.09.2010