

ОПТИМИЗАЦИЯ МАССЫ КОРПУСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СПИРАЛЬНОГО ТИПА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАЗЪЕМОМ ВАРЬИРОВАНИЕМ ХАРАКТЕРИСТИК ЖЕСТКОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

MASS OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL PUMP VOLUTE CASING WITH AXIAL SPLIT BY VARIATION OF DESIGN COMPONENT STIFFNESS

Цель. Построение оптимальной по весу конструкции корпуса центробежного насоса спирального типа, удовлетворяющей заданным критериям прочности, жесткости и герметичности.

Методы. Оптимизация массы корпуса достигается варьированием характеристик жесткости конструктивных элементов. Рассмотрены варианты модели корпуса с различными характеристиками жесткости, разным количеством и расположением ребер жесткости, а также различными геометрическими параметрами конструктивных элементов. Оптимальная конструкция определяется по результатам числовых исследований различных вариантов модели корпуса.

Результат. Предложена методика оптимизации массы корпуса центробежного насоса спирального типа. В качестве варьируемых параметров приняты характеристики жесткости различных элементов конструкции — количество и месторасположение ребер жесткости, а также геометрические параметры конструктивных элементов. В качестве базовой модели, сгенерированной по чертежам с сохранением всех геометрических размеров основных деталей, рассматривался корпус центробежного насоса типа D.

Выводы. Для решения проблемы рационального проектирования корпусов центробежных насосов предложен метод оптимизации массы по результатам числовых исследований вариантов модели корпуса, полученных варьированием характеристик жесткости элементов конструкции. Выбор оптимальной модели осуществлен с учетом критериев прочности, герметичности и жесткости, выполнение которых обеспечивает работоспособность конструкции корпуса. Критерии прочности приняты в соответствии с европейским стандартом BS EN 13445 3, в котором напряженно-деформированное состояние в наиболее опасных сечениях конструкции оценивается по категориям и группам категорий линейризованных мембранных и изгибных напряжений. Герметичность горизонтального разъема корпуса насоса оценивалась по распределению контактного удельного давления и относительным перемещениям поверхностей разъема крышки и корпуса. Дополнительно рассмотрено влияние усилий затяжки шпилек на параметры, характеризующие герметичность горизонтального разъема. Жесткость корпуса насоса оценивалась по относительным осевым перемещениям торца крышки и корпуса в зоне горизонтального разъема — в месте установки уплотнений. По результатам числовых исследований проведен сравнительный анализ и определен оптимальный вариант модели корпуса насоса.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, жесткость конструктивных элементов, корпус насоса, критерии прочности, герметичности и жесткости, интенсивность напряжений, категории и расчетные группы категорий напряжений.

Введение

В настоящее время теория оптимального проектирования является одним из важных и развивающихся разделов в механике деформируемого твердого тела [1]. Для оптимизации конструкций наиболее эффективным вычислительным методом является метод конечных элементов [2].

В данной работе предложена методика оптимизации массы корпуса насоса спирального типа, где в качестве

варьируемых параметров приняты характеристики жесткости различных элементов конструкции. Рассматриваются варианты модели корпуса, имеющие различные характеристики жесткости, отличающиеся количеством и местом расположения ребер жесткости, а также геометрическими параметрами конструктивных элементов. Дополнительно рассматривается влияние усилий затяжки шпилек на параметры, характеризующие герметичность горизонтального разъема.

Целью исследования является построение оптимальной по весу конструкции корпуса, удовлетворяющей заданным критериям. Оптимальная конструкция определяется по результатам числовых исследований напряженно-деформированного состояния вариантов модели.

В качестве ограничений при проведении числовых исследований принимаются критерии прочности, жесткости и герметичности.

В качестве нагрузки, действующей на корпус, принимается максимальное давление в насосе.

Актуальность данной работы продиктована возможностью оценить влияние жесткости отдельных элементов конструкции на прочность и герметичность корпуса и определить конструкцию с оптимальным весом при проектировании.

Характеристика объекта исследований

Объектом исследований является центробежный насос спирального типа с горизонтальным разъемом, одноступенчатый, предназначенный для перекачивания жидкостей. Патрубки насоса направлены в противоположные стороны перпендикулярно оси насоса. В качестве концевых уплотнений вала насоса применяются одноступенчатые торцовые уплотнения.

Корпус насоса является базовой сборочной единицей, состоящей из литых деталей корпуса и крышки, изготавливаемых из чугуна с шаровидным графитом.

Корпус насоса имеет сложную специфическую форму, состоящую из элементов оболочек, пластин и кольцевых деталей, обусловленную геометрией проточной части, имеющей спиральный отвод. Конструктивно корпус представляет собой спираль, расширяющуюся к напорному патрубку. Корпус усилен ребрами для придания достаточной жесткости. Внутри корпуса имеется язык (перегородка), предназначенный для разгрузки ротора от радиальных сил при работе насоса в неоптимальных режимах. Для герметизации горизонтального разъема по периметру фланцев крышки и корпуса используются стяжные шпильки. Характерной особенностью центробежного одноступенчатого насоса типа D является наличие больших площадей горизонтального разъема и отсутствие уплотнительной прокладки на разъеме.

Постановка задачи

С целью определения оптимальной по весу конструкции для различных вариантов модели корпуса насоса, нагруженного максимальным давлением, проведены численные исследования напряженно-деформированного состояния.

В качестве варьируемых параметров принимались характеристики жесткости конструктивных элементов, количество и месторасположение ребер жесткости.

Задача по оценке влияния варьируемых параметров на оптимизируемую базовую модель корпуса насоса решалась поэтапно:

- на первом этапе исследовались модели с различным количеством и местами расположения ребер,
- на втором этапе — модели с различными характеристиками жесткости элементов конструкции корпуса,
- на третьем оценивалось влияние усилий начальной затяжки шпилек на герметичность главного разъема.

На первом этапе численные исследования выполнялись для четырех вариантов модели корпуса насоса. Рассматривалась базовая модель — крышка с девятью ребрами, корпус с пятью ребрами, а также варианты модели для различных сочетаний количества ребер на крышке и корпусе. Модель крышки рассматривалась для вариантов с тремя технологическими ребрами, предназначенными для строповки, и пятью ребрами, где три — технологические, а два других расположены в месте максимального размера спирали — в зоне входного участка языка крышки. Для модели корпуса рассматривались варианты с тремя и пятью ребрами.

На втором этапе рассмотрены варианты модели корпуса насоса с различными характеристиками жесткости: толщина ребер и стенок крышки и корпуса уменьшена с 30 до 22 мм. Толщина уменьшена с учетом заключения о минимально возможной толщине стенок отливок из чугуна с шаровидным графитом. В модели крышки толщина фланца уменьшена со 110 до 80 мм, а в модели корпуса из-за наличия резьбовых гнезд, предназначенных для крепления крышки к корпусу, толщина фланца не менялась.

В качестве дополнительных ограничений приняты критерии прочности, герметичности и жесткости, выполнение которых обеспечивает выбор оптимальной модели корпуса насоса.

Критерии прочности приняты в соответствии с европейским стандартом [3], в котором напряженно-деформированное состояние в наиболее опасных сечениях конструкции оценивается по категориям и группам категорий линейризованных мембранных и изгибных напряжений [3, 4].

Герметичность главного разъема оценивалась по распределению контактного удельного давления и величине относительных перемещений поверхностей разъема крышки и корпуса.

Жесткость корпуса насоса оценивалась по значениям относительных осевых перемещений торца крышки и корпуса в зоне горизонтального разъема, в месте установки уплотнений.

По результатам численных исследований проведен сопоставительный анализ и определен оптимальный вариант модели корпуса.

Для математического моделирования напряженно-деформированного состояния корпуса насоса использовался конечно-элементный программный

Таблиця 1 — Значення мас моделей першої групи

Вариант и количество ребер жесткости на модели крышки и корпуса	Масса крышки, кг	Масса корпуса, кг
1 (9-5)	2029	4452
2 (3-5)	1783	4452
3 (5-5)	1877	4452
4 (5-3)	1877	4341

комплекс ANSYS 14.5 [5]. Взаимосвязь крышки и корпуса моделировалась упругим контактным взаимодействием, контактная задача решалась с учетом эффектов, связанных с трением.

Основные этапы проведенных расчетов на прочность с использованием [5]:

- построение геометрической модели корпуса насоса, выполненной в графическом редакторе SolidWorks [6],
- построение конечно-элементной модели,
- задание свойств материалов и действующих нагрузок,
- задание граничных условий,
- построение расчетной модели,
- решение и анализ результатов расчета,
- оценка прочности по критериям стандарта [3],
- проверка критериев герметичности и жесткости.

Для определения расчетных категорий и групп категорий напряжений была проведена процедура линеаризации напряжений в сечениях, проходящих через наиболее напряженные зоны конструкции корпуса.

Построение геометрических моделей, определение массы. Задание свойств материалов, действующих нагрузок и граничных условий. Построение расчетных конечно-элементных моделей

В качестве базовой модели рассматривался корпус центробежного насоса типа D. Модель генерировалась по чертежам с сохранением всех геометрических размеров

основных деталей корпуса. Исследуемые геометрические модели представляют собой конструкции, состоящие из корпуса и крышки, имеющие различную жесткость и соединенные стяжными шпильками.

На рисунке 1 показана базовая модель корпуса насоса. Построение 3D-моделей корпуса насоса для вари-

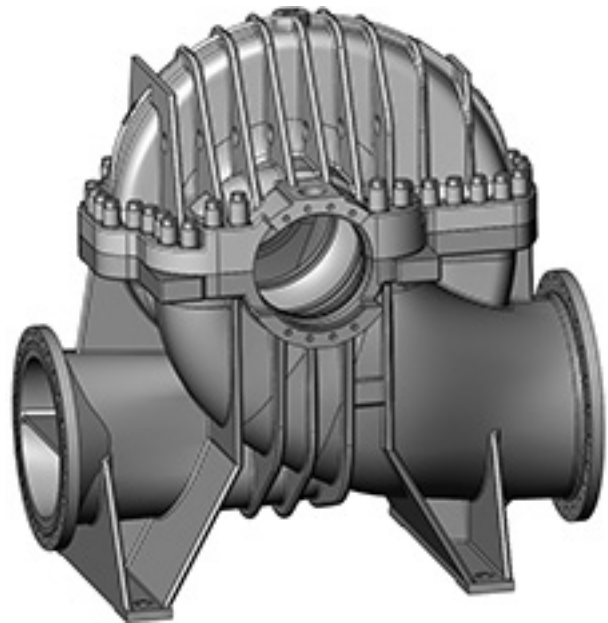


Рисунок 1 — Геометрическая модель базовой конструкции корпуса насоса, вариант 1 (9-5)

Таблиця 2 — Значення мас моделей другої групи

Вариант, количество ребер жесткости и толщина стенки модели крышки и корпуса	Масса крышки, кг	Масса корпуса, кг
1 (9-5), 22 мм	1698	3923
2 (5-5), 22 мм	1580	3923

антных расчетов выполнено в графическом редакторе [6].

Для первой группы исследуемых моделей толщина стенок крышки, корпуса и ребер принята 30 мм. Рассматриваемые варианты отличаются количеством и расположением ребер жесткости на крышке и корпусе:

1) первая модель — 1 (9-5) соответствует базовой конструкции и построена в соответствии с чертежами: на крышке 9 ребер, на корпусе — 5,

2) вторая модель — 2 (3-5): на крышке 3 ребра (отсутствуют 2, 3, 4, 5, 6 и 8 ребра базовой модели), на корпусе — 5 ребер,

3) третья модель — 3 (5-5): на крышке 5 ребер (отсутствуют 2, 3, 6 и 8 ребра базовой модели), на корпусе — 5 ребер,

4) четвертая модель — 4 (5-3): на крышке 5 ребер (отсутствуют 2, 3, 6 и 8 ребра базовой модели), на корпусе — 3 ребра (отсутствуют 2 и 4 ребра базовой модели).

Для сравнительной оценки моделей первой группы в таблице 1 приведены их массы, определенные с использованием [6].

Для второй группы исследуемых моделей толщина стенок крышки, корпуса и ребер принята 22 мм, толщина фланца крышки — 80 мм. Рассматриваемые варианты отличаются количеством ребер жесткости на крышке:

1) первая модель — 1 (9-5): на крышке 9 ребер, на корпусе 5 ребер,

2) вторая модель — 2 (5-5): на крышке и корпусе по 5 ребер.

Для сравнительной оценки моделей второй группы в таблице 2 приведены их массы, определенные с использованием [6].

Корпус и крышка — литые детали, изготовленные из чугуна с шаровидным графитом FCD 600 JIS G5502.

Действующие нагрузки на модель корпуса насоса:

- входная и напорная полости корпуса насоса нагружены давлением гидравлических испытаний,

- на главном разьеме и фланцах входного и напорного патрубков заданы усилия начальной затяжки шпилек крепления,

- на корпус и крышку в зоне контакта с корпусом уплотнения действует гидростатическое усилие.

Граничные условия, накладывающие ограничения на рассматриваемые модели корпуса насоса, реализовывались заданием нулевых компонент перемещений в местах крепления лап к раме насоса.

При создании конечно-элементной модели дискретизация осуществлялась объемными 10 узловыми конечными элементами SOLID187, которые обеспечивают необходимую точность вследствие использования квадратичной функции формы, а их тетраэдральная форма позволяет генерировать нерегулярные сетки. При создании конечно-элементных моделей использовался генератор сеток программы.

В качестве примера на рисунке 2 представлен вариант 3 (5-5) конечно-элементной модели корпуса насоса: общее

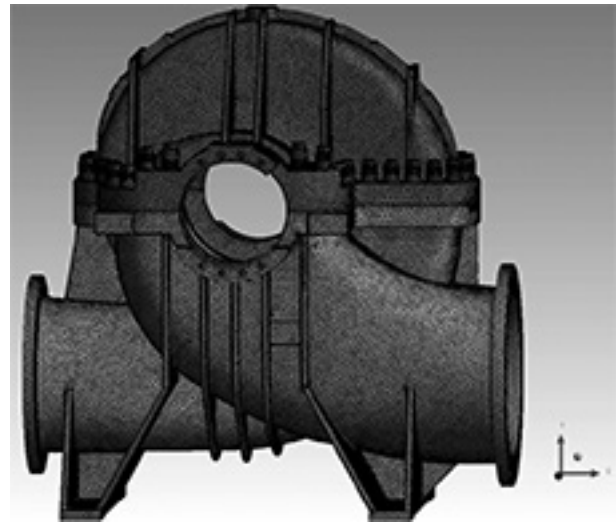


Рисунок 2 — Конечно-элементная модель корпуса насоса, вариант 3 (5-5)

количество конечных элементов составляет 1704365, общее количество узлов — 2738362. Для сравнения — базовая модель корпуса, вариант 1 (9-5): общее количество конечных элементов — 1724239, общее количество узлов — 2773535.

Взаимосвязь крышки и корпуса моделировалась упругим контактным взаимодействием при помощи элементов CONTA174 и TARGE170. Контактная задача для оценки герметичности главного разьема решалась с учетом эффектов, связанных с трением.

Анализ напряженно-деформированного состояния оптимизируемых моделей корпуса насоса

Алгоритм решения задачи статической прочности реализован в конечно-элементном программном комплексе [5]. Результатом решения при заданных граничных условиях являются поля интенсивности напряжений

$\sigma_i = (\sigma_1 - \sigma_3)$, значения которых получены в узлах конечно-элементной модели.

По результатам численных исследований проведен сопоставительный анализ напряженного состояния моделей корпуса насоса. Выбор наиболее опасных сечений в рассматриваемых моделях проведен по уровню интенсивности напряжений.

На рисунках 3 и 4 представлено распределение интенсивности напряжений для базовой модели 1 (9 5) и варианта модели 3 (5 5).

Определение категорий и групп категорий напряжений для проверки критериев прочности проведено по стандартам [3].

Для определения расчетных категорий и групп категорий напряжений была выполнена процедура

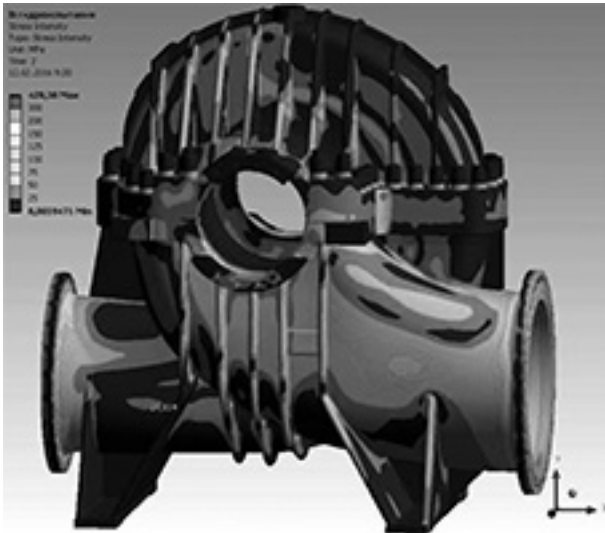


Рисунок 3 — Распределение интенсивности напряжений в базовой модели, вариант 1 (9-5), МПа

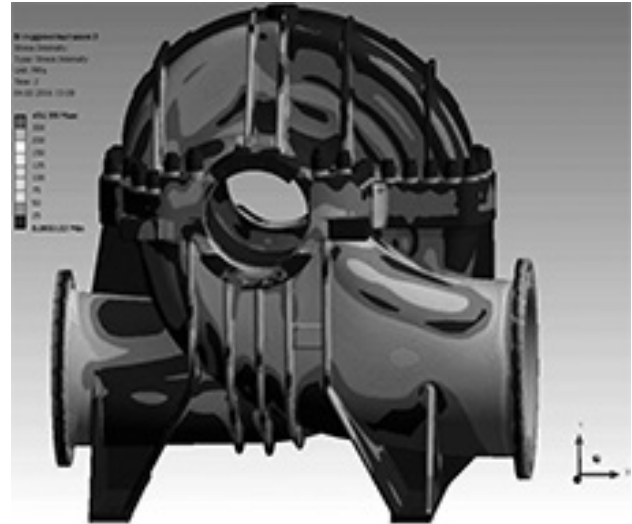


Рисунок 4 — Распределение интенсивности напряжений в базовой модели, вариант 3 (5-5), МПа

линеаризации интенсивности напряжений вдоль линий сечений, проходящих в наиболее напряженных зонах корпуса насоса. Линии сечений (далее SCL– Stress Classification Line) являются пересечением тела детали с осью OX локальной системы координат, проводятся по нормали к поверхности крышки и корпуса в направлении оси OX.

Допускаемые напряжения f_{test} , МПа, для чугуна с шаровидным графитом при гидравлических испытаниях определялись согласно [4] по формуле:

$$f_{test} = \frac{R_{p0,2/Тest} \cdot C_e}{1,3}, \quad (1)$$

где $R_{p0,2/Тest} = 370$ МПа — условный предел текучести при остаточной деформации 0,2 %, $C_e = 0,8$ — коэффициент, зависящий от толщины стенки.

Значения допускаемых напряжений для чугуна с шаровидным графитом приведены в таблице 3.

Анализ напряженного состояния по категориям и группам категорий напряжений в крышке и корпусе для рассматриваемых вариантов моделей проведен по критериям прочности, приведенным в стандарте [4]:

$$(\sigma_q)_{P_m} \leq f_{test}, \quad (2)$$

Таблица 3 — Значения допускаемых напряжений для чугуна с шаровидным графитом

Наименование детали и обозначение чертежа	Материал	f_{test} , МПа
Корпус	Чугун с шаровидным графитом	222,6
Крышка	Чугун с шаровидным графитом	

$$(\sigma_q)_{P_L} \leq 1,5 \cdot f_{test}, \quad (3)$$

$$(\sigma_q)_P \leq 1,5 \cdot f_{test}. \quad (4)$$

Для крышки из первой группы моделей значения линеаризованных напряжений вдоль линий классификации напряжений SCL определены в следующих сечениях:

- в направлении меридиана в центральной зоне языка — SCL1,
- в языке, в зоне соединения начала языка с оболочкой — SCL2,
- в оболочке, в зоне соединения оболочки с началом языка — SCL3,
- через оболочку и 3-е ребро со стороны напорного патрубка — SCL4.

Для вариантов модели крышки 2 (3-5), 3 (5-5) и 4 (5-3) линия классификации напряжений SCL4 ввиду отсутствия на этих моделях 3-го ребра проходит через оболочку.

На рисунках 5 и 6 для варианта модели крышки 3 (5 5) приведены графики распределения линеаризованных напряжений в наиболее напряженных сечениях SCL1 и SCL2.

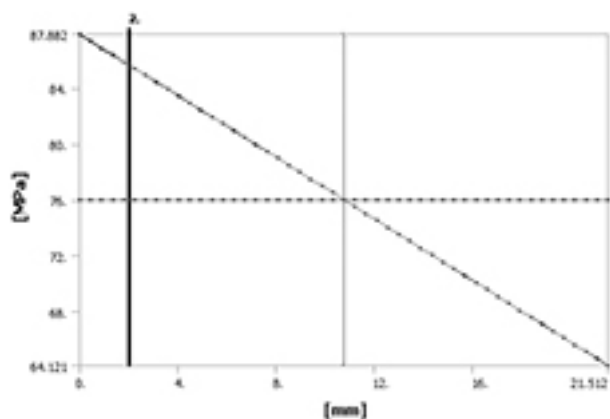
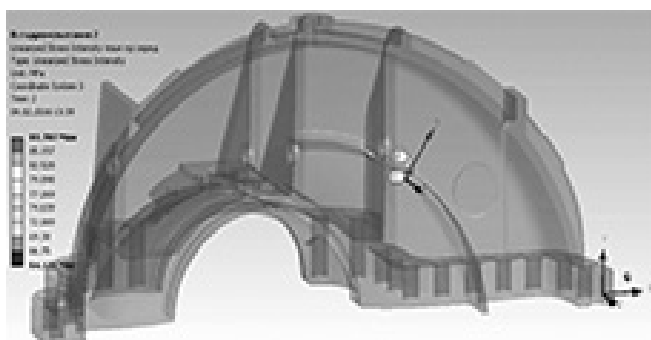


Рисунок 5 — Значения линейризованных напряжений в центральной зоне языка в направлении SCL1, МПа

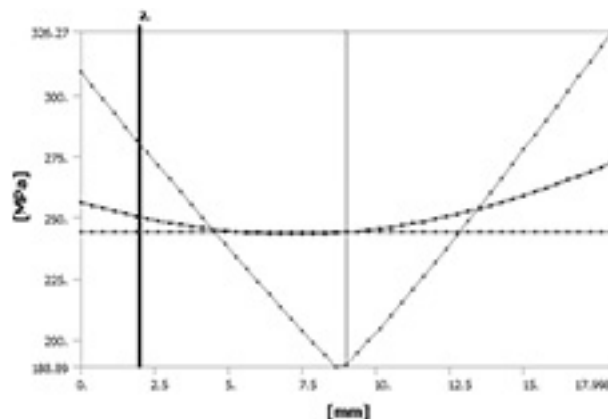
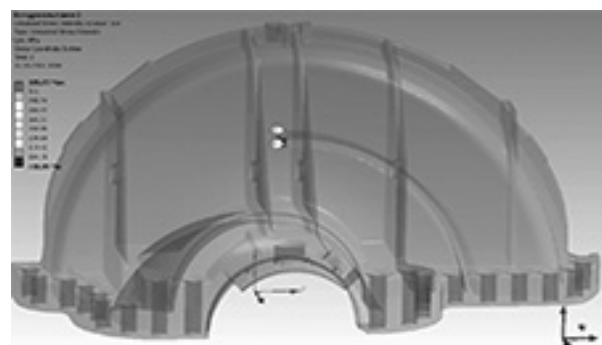


Рисунок 6 — Значения линейризованных напряжений в начале языка, в зоне сопряжения языка с оболочкой в направлении SCL2, МПа

Для крышки из первой группы моделей в таблице 4 приведены результаты расчета категорий и групп категорий напряжений для линий классификации напряжений SCL1, SCL2 и SCL3 в наиболее опасных сечениях и соответствующие им значения допускаемых напряжений.

Из результатов расчетов, приведенных в таблице 4, следует, что для вариантов 1 (9-5), 3 (5-5) и 4 (5-3) критерии прочности выполняются, а для варианта крышки с тремя ребрами 2 (3 5) — не выполняются.

Для корпуса из первой группы моделей значения линейризованных напряжений вдоль линий классификации напряжений SCL определены в сечениях:

- в направлении меридиана в центральной зоне языка – SCL1,
- в оболочке, в зоне сопряжения с фланцем входного патрубка – SCL2,
- в оболочке, в зоне сопряжения с фланцем напорного патрубка – SCL3,
- в оболочке, в зоне с минимальной кривизной корпуса – SCL4,
- через оболочку и 4-е ребро со стороны напорного патрубка – SCL5,
- через оболочку и центральное ребро (3-е ребро базовой модели) – SCL6.

Для варианта модели 4 (5-3) линия классификации напряжений SCL5 ввиду отсутствия на этой модели 2-го и 4-го ребер проходит через оболочку.

На рисунках 7 и 8 для варианта модели корпуса 3 (5 5) приведены графики распределения линейризованных напряжений в наиболее напряженных сечениях SCL1 и SCL5.

Для корпуса первой группы моделей в таблице 5 приведены результаты расчета категорий и групп категорий напряжений для линий классификации напряжений SCL1, SCL2, SCL5 и SCL6 в наиболее опасных сечениях и соответствующие им допускаемые напряжения.

Из результатов расчетов, приведенных в таблице 5, следует, что для вариантов модели с пятью ребрами — 1 (9-5), 2 (3-5) и 3 (5-5) условия прочности выполняются, а для варианта корпуса с тремя ребрами 4 (5-3) — не выполняются.

Дополнительно по результатам расчета для варианта модели 3 (5-5) выполнен анализ интенсивности напряжений в радиальных сечениях двухзавитковой спирали крышки — вертикальном и под углами 30, 45, 60 и 90 градусов от вертикальной оси и вертикальных сечениях корпуса, построенных вдоль оси OX.

Процедура линейризации интенсивности напряжений проведена:

Таблиця 4 — Результати розрахунків для SCL1, SCL2 і SCL3 в найбільш небезпечних сеченнях і відповідні їм допустимі напруження

Номер SCL	Номер варіанта моделі корпусу насоса	Категорії напружень, розрахункові групи категорій напружень і відповідні їм значення допустимих напружень, МПа					
		P_m		P_L		$P_m + P_b$ или $P_L + P_b$	
		$(\sigma_{eq})_{P_m}$	f_{max}	$(\sigma_{eq})_{P_L}$	$1,5 \cdot f_{max}$	$(\sigma_{eq})_P$	$1,5 \cdot f_{max}$
SCL1	1 (9-5)	66,3	222,6	—	333,9	77,7	333,9
	2 (3-5)	121,5		—		130,9	
	3 (5-5)	76,0		—		87,9	
	4 (5-3)	73,6		—		85,4	
SCL2	1 (9-5)	—	222,6	211,6	333,9	233,3	333,9
	2 (3-5)	—		327,1		376,1	
	3 (5-5)	—		244,0		272,5	
	4 (5-3)	—		237,1		273,5	
SCL3	1 (9-5)	—	222,6	120,9	333,9	262,6	333,9
	2 (3-5)	—		210,4		499,9	
	3 (5-5)	—		145,8		311,6	
	4 (5-3)	—		110,7		244,4	

Таблиця 5 — Результати розрахунків для SCL1, SCL2, SCL5 і SCL6 в найбільш небезпечних сеченнях і відповідні їм допустимі напруження

Номер SCL	Номер варіанта моделі корпусу насоса	Категорії напружень, розрахункові групи категорій напружень і відповідні їм значення допустимих напружень, МПа					
		P_m		P_L		$P_m + P_b$ или $P_L + P_b$	
		$(\sigma_{eq})_{P_m}$	f_{max}	$(\sigma_{eq})_{P_L}$	$1,5 \cdot f_{max}$	$(\sigma_{eq})_P$	$1,5 \cdot f_{max}$
SCL1	1 (9-5)	77,4	222,6	—	333,9	78,1	333,9
	2 (3-5)	77,8		—		79,8	
	3 (5-5)	78,2		—		79,3	
	4 (5-3)	83,9		—		84,9	
SCL2	1 (9-5)	—	222,6	64,7	333,9	239,6	333,9
	2 (3-5)	—		71,5		249,0	
	3 (5-5)	—		63,1		259,7	
	4 (5-3)	—		67,9		251,7	
SCL5	1 (9-5)	82,5	222,6	—	333,9	202,8	333,9
	2 (3-5)	82,9		—		198,9	
	3 (5-5)	82,7		—		203,3	
	4 (5-3)	62,5		—		164,9	
SCL6	1 (9-5)	46,2	222,6	—	333,9	133,2	333,9
	2 (3-5)	46,8		—		134,2	
	3 (5-5)	45,4		—		133,3	
	4 (5-3)	131,9		—		375,4	

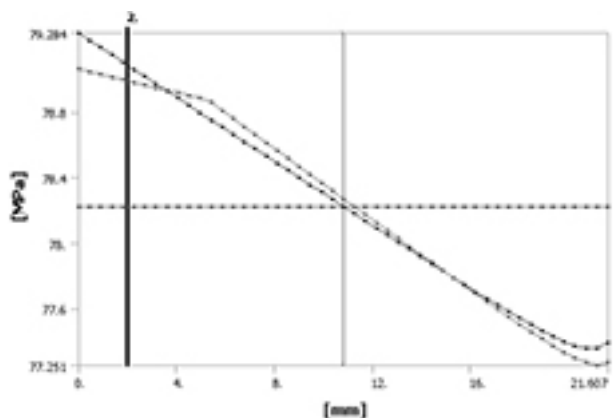
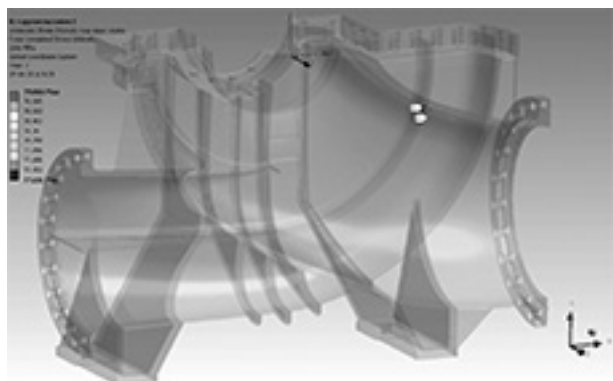


Рисунок 7 — Значения линейризованных напряжений в центральной зоне языка корпуса в направлении SCL1, МПа

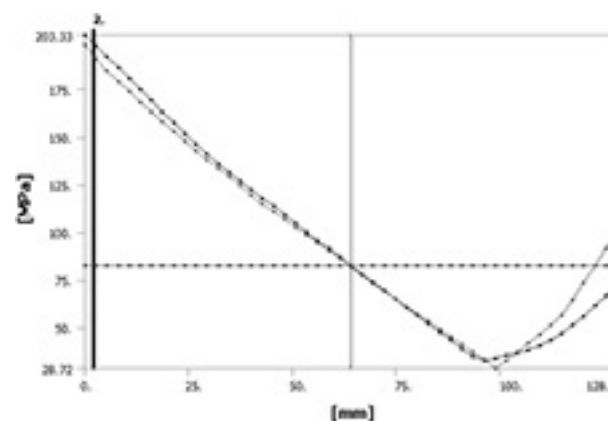
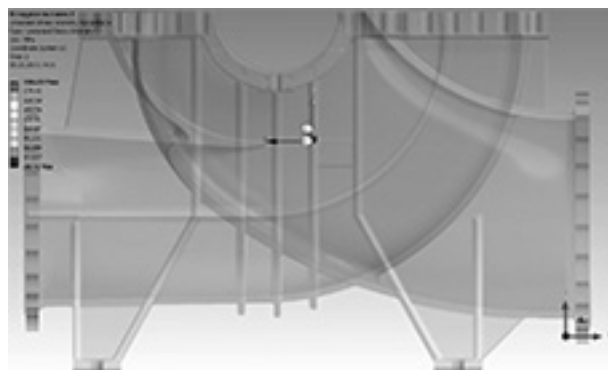


Рисунок 8 — Значения линейризованных напряжений в сечении, проходящем через оболочку и 4-е ребро в направлении SCL5, МПа



Рисунок 9 — Интенсивность напряжений в вертикальном сечении крышки, вариант модели 3 (5-5), МПа

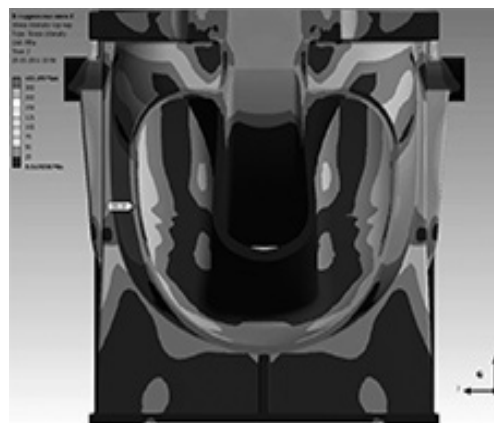


Рисунок 10 — Интенсивность напряжений в вертикальном сечении корпуса, в зоне минимальной кривизны стенки входного патрубка, вариант модели 3 (5-5), МПа

- для крышки — на срединной поверхности языка, на торовом участке оболочки и в зоне сопряжения языка с оболочкой,

- для корпуса — в вертикальных сечениях с различной кривизной стенки входного патрубка и в сечении в месте сопряжения патрубка с фланцем.

На рисунках 9 и 10 показано распределение интенсивности напряжений в наиболее напряженном вертикальном сечении крышки и корпуса соответственно.

Значения интенсивности напряжений σ_r в радиальных сечениях рассматриваемых зон крышки существенно снижаются с уменьшением радиальных размеров сечений.

Значения категорий напряжений, соответствующие линиям SCL — на срединной поверхности языка, в зоне сопряжения языка со стенкой оболочки, на торовом участке оболочки, и допускаемые напряжения для варианта модели крышки 3 (5-5) приведены в таблице 6.

Таблиця 6 — Значения категорий напряжений, соответствующие линиям SCL, и допускаемые напряжения для варианта модели крышки 3 (5-5)

Угол сечения от вертикальной оси, град	Расчетные группы категорий напряжений и соответствующие значения допускаемых напряжений, МПа				
	$(\sigma_{eq})_{P_m}$	f_{test}	$(\sigma_{eq})_{P_L}$		$1,5 \cdot f_{test}$
	Срединная поверхность языка		Зона сопряжения, язык-стенка	Торовый участок оболочки	
0	203,1	222,6	324,6	89,4	333,9
30	48,4		108,1	54,6	
45	76,6		100,9	74,9	
60	40,0		98,0	75,2	
90	107,1		77,9	38,4	

Таблиця 7 — Максимальные значения интенсивности напряжений в вертикальных сечениях корпуса, построенных вдоль оси OX

Номер сечения	Расстояние OX, мм	Интенсивность напряжений, МПа
1	520	105,6
2	694	130,2
3	868	109,9
4	1042	83,8
5	1216	198,3

Максимальные значения интенсивности напряжений в вертикальных сечениях корпуса, построенных вдоль оси OX, приведены в таблице 7.

Максимальные значения интенсивности напряжений в корпусе возникают в сечении 2 — в зоне с минимальной кривизной стенки входного патрубка, а также в сечении 5 — в зоне сопряжения патрубка с фланцем.

В соответствии с полученными результатами для первой группы моделей по критериям прочности оптимальным является вариант модели 3 (5-5).

Герметичность модели 3 (5-5) оценивалась по величине удельного давления q_i и относительным перемещениям ΔU_y поверхностей разъема крышки и корпуса в тестируемых зонах — между проточной частью и внешней средой, в местах установки корпусов торцовых уплотнений, а также между камерами высокого и низкого давления. Искомые величины были получены в результате решения контактной задачи.

Для модели 3 (5-5) распределение удельного давления на главном разъеме представлено на рисунке 11. Относительные перемещения ΔU_y поверхностей разъема крышки и корпуса, характеризующие зоны контакта и возможного раскрытия, показаны на рисунке 12.

Из результатов расчетов следует, что в зонах расположения шпилек крепления главного разъема герметичность обеспечивается, так как условия $q > 20$ МПа и $\Delta U_y = 0$ мкм выполняются.

Значения относительных перемещений поверхностей разъема крышки и корпуса в зоне установки торцовых уплотнений не превышают $\Delta U_y = 0-20$ мкм, что обеспечивает отсутствие утечек через торцы. А между входной и напорной полостями $\Delta U_y = 45-153$ мкм, что свидетельствует об отсутствии утечек или минимальных перетоках жидкости в этой зоне.

Жесткость варианта модели 3 (5-5) оценивалась по значениям относительных осевых перемещений ΔU_z торца крышки и корпуса в зоне горизонтального разъема

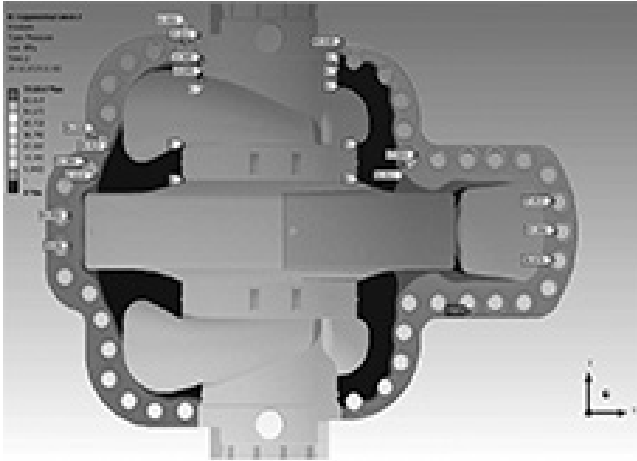


Рисунок 11 – Распределение удельного давления на главном разъеме, вариант 3 (5-5), МПа

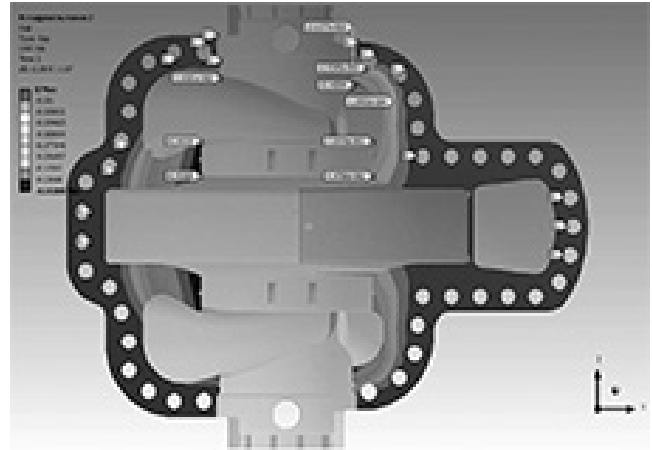


Рисунок 12 – Относительные перемещения ΔU_y поверхностей разъема, вариант 3 (5-5), мм

в месте установки уплотнений. Модель 3 (5-5) имеет большую жесткость, чем базовая модель 1 (9-5), так как относительные осевые перемещения крышки и корпуса модели 3 (5-5) $\Delta U_z = 0,234 \text{ мкм}$, что меньше, чем у модели 1 (9-5) — $\Delta U_z = 0,270 \text{ мкм}$.

В соответствии с данными сравнительной оценки моделей первой группы, приведенными в таблице 1, масса корпуса насоса для оптимального варианта модели 3 (5-5) уменьшилась на 152 кг по сравнению с базовой моделью 1 (9-5). При этом необходимо отметить, что вариант базовой модели корпуса с пятью ребрами при проектировании оказался оптимальным.

Аналогичные исследования были проведены для второй группы моделей при толщине стенок крышки, корпуса и ребер 22 мм и толщине фланца крышки 80 мм. При этом рассматривались только два варианта — 1 (9-5) и 2 (5-5), так как варианты 2 (3-5) и 4 (5-3) из первой группы моделей не удовлетворяли критериям прочности при толщине стенок крышки, корпуса и ребер 30 мм.

По критериям прочности, герметичности и жесткости во второй группе моделей оптимальным является вариант 1 (9-5).

В соответствии с данными сравнительной оценки моделей первой и второй групп, приведенными в таблицах 1 и 2, масса корпуса насоса оптимального варианта 1 (9-5) из второй группы на 860 кг меньше массы базового варианта 1 (9-5) и на 708 кг меньше массы оптимального варианта 3 (5-5) из первой группы моделей.

Влияние усилий начальной затяжки шпилек на герметичность разъема корпуса насоса

Для вариантов 3 (5-5) и 1 (9-5) из первой и второй групп моделей были выполнены исследования по оценке влияния усилий начальной затяжки шпилек на герметичность разъема. При увеличении усилий начальной затяжки на 30% и 50% от расчетного значения оценивалось изменение удельного давления на разъеме и относительные перемещения Q_0 поверхностей разъема

крышки и корпуса, характеризующие герметичность главного разъема.

Из результатов расчетов для варианта модели 3 (5-5) с толщиной стенки 30 мм следует, что в зоне установки торцовых уплотнений значения относительных перемещений поверхностей разъема крышки и корпуса существенно уменьшаются. При расчетном значении Q_0 значения относительных перемещений не превышают $\Delta U_y = 20 \text{ мкм}$, при увеличении Q_0 на 30% — $\Delta U_y = 9 \text{ мкм}$, а при увеличении Q_0 на 50% — $\Delta U_y = 2 \text{ мкм}$.

Значения относительных перемещений ΔU_y поверхностей крышки и корпуса в зоне между входной и напорной полостью с увеличением Q_0 уменьшаются менее существенно ввиду удаленности зоны герметизации от мест приложения нагрузки (расположение шпилек главного разъема). Так, например, при расчетном значении Q_0 максимальное значение относительных перемещений $\Delta U_y = 153 \text{ мкм}$, при увеличении Q_0 на 30% — $\Delta U_y = 142 \text{ мкм}$, а при увеличении Q_0 на 50% — $\Delta U_y = 138 \text{ мкм}$.

Аналогичные выводы получены для варианта модели 1 (9-5) с толщиной стенки 22 мм — в зоне установки торцовых уплотнений значения относительных перемещений поверхностей разъема крышки и корпуса также существенно уменьшаются. При расчетном значении Q_0 значения относительных перемещений не превышает $\Delta U_y = 32 \text{ мкм}$, при увеличении Q_0 на 30% — $\Delta U_y = 9 \text{ мкм}$, при увеличении на 50% — $\Delta U_y = 1 \text{ мкм}$.

Значения относительных перемещений ΔU_y поверхностей крышки и корпуса в зоне между входной и напорной полостями с увеличением Q_0 также уменьшаются менее существенно. При расчетном значении Q_0 максимальное значение относительных перемещений $\Delta U_y = 198 \text{ мкм}$, при увеличении на 30% — $\Delta U_y = 179 \text{ мкм}$, а при увеличении на 50% — $\Delta U_y = 173 \text{ мкм}$.

Выводы

Предложена методика оптимизации массы корпусов центробежных насосов спирального типа, где в качестве

варьируемых параметров приняты характеристики жесткости различных элементов конструкции.

Оптимальная масса конструкции достигается в результате численных исследований напряженно-деформированного состояния вариантов модели корпуса насоса. В качестве ограничений при этом принимались критерии прочности, жесткости и герметичности.

Герметичность главного разъема оценивалась по распределению контактного удельного давления и величине относительных перемещений поверхностей крышки и корпуса.

Жесткость корпуса насоса оценивалась по значениям относительных осевых перемещений торца крышки и корпуса на линии горизонтального разъема в месте установки уплотнений.

Влияние усилий начальной затяжки шпилек на герметичность горизонтального разъема оценивалась по распределению удельного давления и значениям относительных перемещений поверхностей крышки и корпуса.

По результатам выполненных исследований оптимальной моделью корпуса по массе является вариант 3 (5 5) с толщиной стенки 30 мм (на 152 кг меньше массы базовой модели) и вариант 1 (9 5) с толщиной стенок 22 мм (на 860 кг меньше массы базовой модели).

Предложенная методика позволяет решить проблему рационального проектирования корпусов центробежных насосов спирального типа, так как завышенные весогабаритные характеристики приводят к увеличению цены насоса и, как следствие, уступают зарубежным аналогам при проведении тендерных процедур.

Литература

1. Хог, Э., Арора, Я. Прикладное оптимальное проектирование. — Механические системы и конструкции. — М.: «Мир», 1983. — 479 с.
2. Норри, Д. Ж. де Фриз. Введение в метод конечных элементов. — М.: «Мир», 1981. — 304 с.
3. BS EN 13445-3:2009. Европейский стандарт. Работающие под давлением сосуды без огневого подвода теплоты. Часть 3. Проектирование.
4. BS EN 13445-6:2009. Европейский стандарт. Работающие под давлением сосуды без огневого подвода теплоты. Часть 6. Требования к проектированию и изготовлению сосудов, работающих под давлением, и их деталей из чугуна с шаровидным графитом.
5. ANSYS 14.5. Программный комплекс (лиц. согл. 673888).
6. SolidWorks 2012. Графический редактор (лиц. согл. 1-12403719039).

References

1. Hog, E., Arora, Ya. Applied Optimum Design. Mechanical Systems and Constructions. — М.: Mir, 1983. — 479 p.

2. Norrie, D., de Vriez, G. An Introduction to Finite Element Analysis. — М.: Mir, 1981. — 304 p.

3. BS EN 13445-3:2009. European Standard. Unfired pressure vessels — Part 3: Design.

4. BS EN 13445-6:2009. European Standard. BS EN 13445-6:2009 Unfired pressure vessels — Part 6: Requirements for the design and fabrication of pressure vessels and pressure parts constructed from spheroidal graphite cast iron.

5. ANSYS 14.5. Software package (License Agreement 673888).

6. SolidWorks 2012. Graphic editor (License Agreement 1-12403719039).

Надійшла 30.10.2017 року

УДК 621.671

Оптимізація маси корпусу відцентрового насоса спірального типу з горизонтальним розніманням шляхом варіювання характеристик жорсткості конструктивних елементів

А.С. Косторной, В.Ф. Хворост, А.С. Гриценко, С.В. Сизоненко

Мета. Побудова оптимальної за масою конструкції корпусу відцентрового насоса спірального типу, яка б задовольняла заданим критеріям міцності, жорсткості й герметичності.

Методи. Оптимізація маси корпусу досягається варіюванням характеристик жорсткості конструктивних елементів. Розглянуто варіанти моделі корпусу з різними характеристиками жорсткості, різною кількістю й розташуванням ребер жорсткості, а також різними геометричними параметрами конструктивних елементів. Оптимальна конструкція визначається за результатами числових досліджень різних варіантів моделі корпусу.

Результат. Запропоновано методику оптимізації маси корпусу відцентрового насоса спірального типу. В якості варіюваних параметрів прийняті характеристики жорсткості різних елементів конструкції — кількість і розташування ребер жорсткості, а також геометричні параметри конструктивних елементів. В якості базової моделі, згенерованої за кресленнями зі збереженням усіх геометричних розмірів основних деталей, розглядався корпус відцентрового насоса типу D.

Висновки. Для вирішення проблеми раціонального проектування корпусів відцентрових насосів був запропонований метод оптимізації маси за результатами числових досліджень варіантів моделі корпусу, отриманих варіюванням характеристик жорсткості елементів конструкції. Вибір оптимальної моделі здійснено з

урахуванням критеріїв міцності, герметичності й жорсткості, виконання яких забезпечує працездатність конструкції корпусу. Критерії міцності прийняті відповідно до європейського стандарту BS EN 13445 3, в якому напружено—деформований стан у найбільш небезпечних перерізах конструкції оцінюється за категоріями й групами категорій лінеаризованих мембранних та згинальних напружень. Герметичність горизонтального рознімання корпусу насоса оцінювалася за розподілом контактного питомого тиску й відносним переміщенням поверхонь рознімання кришки й корпусу. Додатково розглянуто вплив зусиль затягування шпильок на параметри, що характеризують герметичність горизонтального рознімання. Жорсткість корпусу насоса оцінювалася за відносним осьовим переміщенням торця кришки й корпусу в зоні горизонтального рознімання — у місці установки ущільнень. За результатами числових досліджень проведено порівняльний аналіз і визначено оптимальний варіант моделі корпусу насоса.

Ключові слова: оптимальне проектування, жорсткість конструктивних елементів, корпус насоса, критерії міцності, герметичності й жорсткості, інтенсивність напружень, категорії та розрахункові групи категорій напружень.

UDC 621.671

Mass Optimization of Centrifugal Pump Volute Casing with Axial Split by Variation of Design Component Stiffness

A.S. Kostornoy, V.F. Khvorost,
A.S. Grytsenko, S.V. Syzonenko

Purpose. To design the weight-optimized volute casing of the centrifugal pump that should meet strength, stiffness and tightness criteria.

Methods. Mass optimization of the pump casing is achieved by variation of design component stiffness. Variants

of casing models with different stiffness, different quantity and arrangement of reinforcing ribs as well as different geometrical parameters of design components were discussed. The optimal design has been defined by results of numerical investigations of different variants of pump casing models.

Results. Mass optimization methodology of centrifugal pump volute casings is proposed. Stiffness of different design components including quantity and location of reinforcing ribs as well as geometrical parameters of design components has been applied as variable parameters. The casing of the centrifugal pump of type D has been considered as a basic model created according to drawings with maintaining all geometrical dimensions of major casing parts.

Summary. The method of mass optimization according to results of the numerical investigations of the casing model variants obtained by variation of stiffness of design components has been proposed to resolve a problem of a rational design of the centrifugal pump casing. Optimal model selection has been performed including tightness, stiffness and strength criteria that provide casing design to be normal operated. Strength criterion has been applied according to European standard BS EN 13445-3 in which strainstress state in the most critical sections of the design was evaluated according to categories and groups of categories of linear membrane and bending stresses. Tightness of the pump casing axial split was evaluated from contact specific pressure distribution and relative displacement of the upper casing half and lower casing half of the pump. In addition, the effect of stud tightening force on parameters characterizing tightness of the axial split was considered. Stiffness of the pump casing was evaluated in accordance with relative axial displacement of the end surface of the upper casing half and lower casing half of the pump at the axial split — in the place of seal installation. Based on the numerical investigations the contrastive analysis has been carried out and the best variant of the pump casing model was determined.

Key words: optimal design, stiffness of design component, pump casing, strength criterion, tightness criterion, stiffness criterion, stress intensity, categories and calculation groups of stress categories.