

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ОПОРАХ КРИВОШИПНОГО ВАЛА ПРИВОДНОЙ ЧАСТИ НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Коледа Э.В., Киреев С.О., Корчагина М.В., Ефимов А.В.

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

**Аннотация.** В статье выполнен силовой анализ шатунно-крейцкопфного механизма плунжерного насоса типа TWS 600. Разработана методика определения реакций опор кривошипного вала плунжерного насоса высокого давления, которая позволяет выявить наиболее нагруженные места и выполнить прочностные расчеты кривошипного вала и корпуса приводной части для любого положения кривошипа.

**Ключевые слова.** Плунжерный насос, корпус приводной части, приводная часть, силовой анализ, прочностной анализ.

## DETERMINATION OF REACTIONS IN THE CRANK SHAFT SUPPORTS OF THE DRIVE PART OF THE HIGH-PRESSURE PUMP

Koleda E.V., Kireev S.O., Korchagina M.V., Efimov A.V.

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

**Abstract.** The article presents a power analysis of the connecting rod-crosshead mechanism of the TWS 600 type plunger pump. A method has been developed for determining the reactions of the crank shaft supports of a high-pressure plunger pump, which allows to identify the most loaded places and perform strength calculations of the crank shaft and the drive part housing for any position of the crank.

**Keywords.** Plunger pump, drive part housing, drive part, power analysis, strength analysis.

**Введение.** Добыча нефти на сегодняшний день не обходится без использования плунжерных насосов, благодаря которым выполняются такие технологические операции, как цементирование и кислотная обработка скважин, гидropескоструйная перфорация, гидравлический разрыв пласта и другие работы. Уменьшение габаритов и веса насосов делает их крайне привлекательными для использования на мобильных буровых установках. Также плунжерные насосы входят в состав насосных установок при бурении и ремонте нефтяных и газовых скважин, кустовых насосных станций для поддержания пластового давления при добыче нефти. От надежности насосов, входящих в состав этих установок, во многом зависит качество проведения перечисленных технологических операций и эффективность дальнейшей эксплуатации нефтяных и газовых скважин [1].

Не смотря на общий довольно высокий уровень развития конструкций плунжерных насосов, их продолжают совершенствовать. Тенденции развития плунжерных насосов направлены на повышение надёжности, срока службы, КПД, а также уменьшение габаритов, массы и трудоемкости монтажных и ремонтных работ. Это достигается путем изменения конструкции и деталей как приводной части, так и корпуса насоса. Изменение механизма или его модернизация всегда включает его силовое исследование, так как по найденным силам производится последующий расчет на прочность. В последнее время, в связи с развитием компьютерных технологий, находят все большее применение численные методы прочностного анализа с применением прикладных программ [2].

В свою очередь, для получения достоверных результатов при прочностном анализе корпуса насоса с помощью численных методов в САПР, необходимо определить все внешние нагрузки, действующие на корпус, направления и значения реакций опор.

**Постановка задачи исследования.** Для выполнения прочностного расчета корпуса плунжерного насоса методом конечных элементов (МКЭ) в САПР, необходимо учесть все внешние факторы, действующие на рассчитываемый объект. К таким факторам можно отнести схему нагружения (действие внешних сил), реакции, возникающие в опорах, вес.

Задачей исследования является определение реакций в опорах коленчатого вала с учетом внешних сил: силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей и силы давления жидкости на плунжер, для их дальнейшего использования при проведении прочностного расчета корпуса плунжерного насоса типа TWS 600 методом конечных элементов в САПР.

**Выбор методики исследования.** Для определения реакций в опорах коленчатого вала, необходимо провести динамический расчет кривошипно-шатунного механизма плунжерного насоса.

Динамический анализ механизмов представляет собой изучение влияния внешних сил, сил веса звеньев, сил трения и массовых сил (сил инерции) на звенья механизма, на элементы звеньев, на кинематические пары и неподвижные опоры и установление способов уменьшения динамических нагрузок, возникающих при движении механизма [3].

**Решение задачи.** Рассматриваемый коленчатый вал, состоит из двух коренных шеек, находящихся на основной оси вала и трех кривошипных шеек эксцентрично расположенных со смещением 120°. Подшипниковые опоры расположены на коренных шейках и на щеках вала между кривошипными шейками (рис.1).

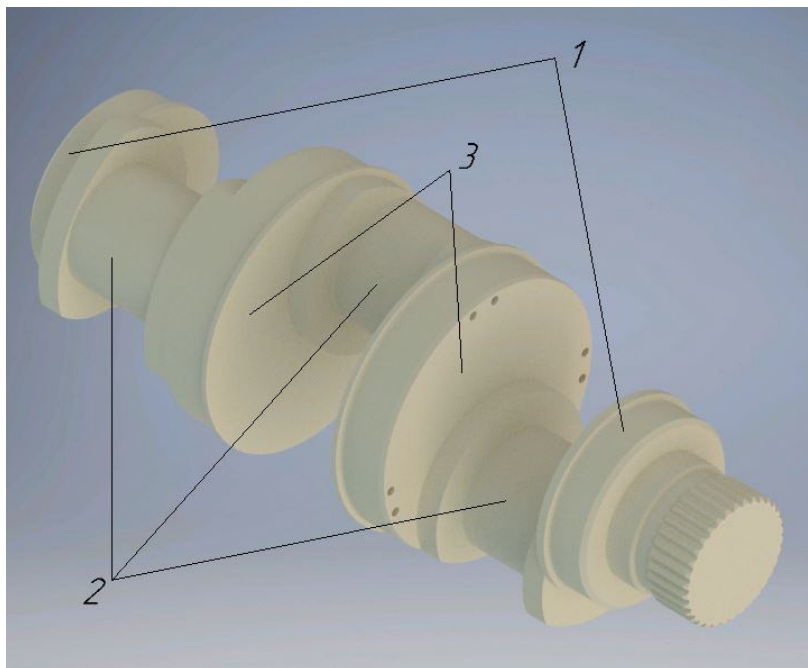


Рисунок 1 – Коленчатый вал плунжерного насоса типа TWS 600  
1 – коренные шейки; 2 – шатунные шейки; 3 – щеки

Во время работы насоса три плунжера последовательно совершают возвратно-поступательное движение, обеспечивающие нагнетание или всасывание.

Рассмотрим такое положение механизма, в котором первый плунжер находится в крайней точке нагнетания и испытывает максимальную нагрузку. Угол поворота кривошипной шейки для этого плунжера равен нулю. (рис. 2, а). Тогда второй плунжер совершает всасывание (рис.2, б) и его шейка смещена на 120°, третий плунжер работает на нагнетание (рис.2, в), шейка смещена на 240°. Таким образом, при одном положении кривошипа, когда первый плунжер находится в крайней точке нагнетания, второй совершает всасывание, а третий работает на нагнетание, коленчатый вал нагружен силами различной величины и реакции опор будут также различны.

Расчет проводим для указанного положения кривошипа, а затем аналогично выполним расчет для других положений кривошипа: когда второй плунжер будет находиться в крайней точке нагнетания, а затем третий.

Массы звеньев были рассчитаны в программе «Autodesk Inventor Professional 2018» по созданной ранее 3D модели привода плунжерного насоса типа TWS 600.

Была построена расчетная схема механизма приводной части плунжерного насоса, на которой указаны силы, действующие на его звенья (рис.2).

Сила  $P_{ж}$  – это сила давления жидкости, действующая на плунжер определяется:

$$P_{ж} = p_{ж} \cdot \pi \cdot r^2,$$

где  $p_{ж}$  – давление жидкости, приложенное к плунжеру;

$r$  – радиус сечения плунжера.

Сила  $P_u$  – это сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей найдется [4]:

$$P_u = -m \cdot i = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + (2 \cdot \cos^2\varphi - 1)),$$

где  $m = m_k + 0,275 \cdot m_{ш}$ ,

где  $m_k$  – масса крейцкопфа и других деталей, движущихся поступательно;

$m_{ш}$  – масса верхней головки шатуна;

$r$  – радиус кривошипа;  
 $\omega$  – частота вращения коленчатого вала при 230 об/мин;  
 $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала.

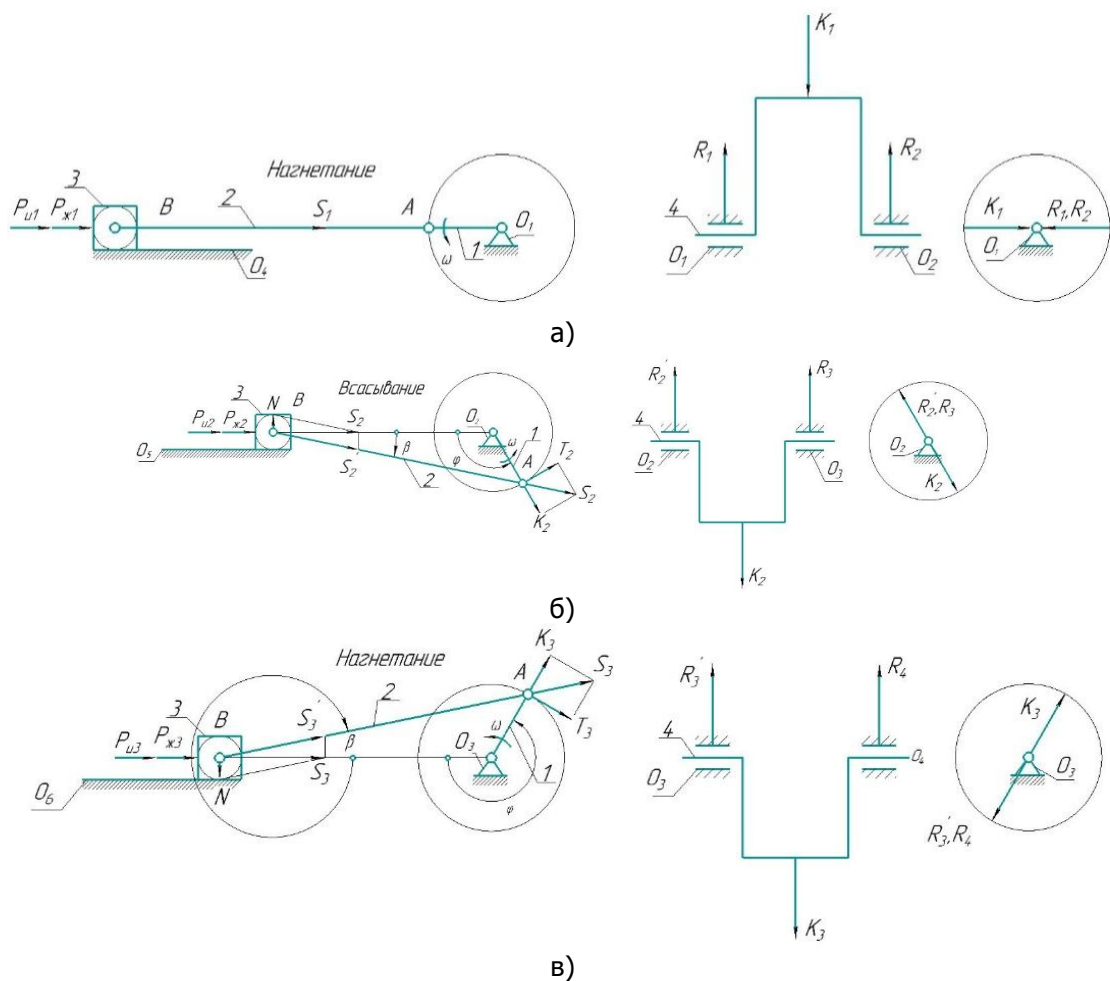


Рисунок 2 – Расчетная схема механизма приводной части плунжерного насоса  
 а) 1 положение плунжера; б) 2 положение плунжера; в) 3 положение плунжера

Суммарная сила, действующая на плунжер, определяется по формуле:

$$P_{\Sigma} = P_{жи} + P_{ui},$$

где  $P_{жи}$  – сила давления в каждом положении плунжера;

$P_i$  – сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей в каждом положении плунжера.

Суммарная сила  $P_{\Sigma}$ , приложенная к оси пальца крейцкопфа и направленная по оси цилиндра, может быть разложена на силу  $N$ , действующую перпендикулярно оси цилиндра, и силу  $S$  действующую по оси шатуна.

Сила  $N$  прижимает крейцкопф к стенке цилиндра, что вызывает износ их поверхностей. Она изменяется по значению и направлению, поочередно прижимая крейцкопф то к одной, то к другой стороне направляющих.

Силу  $S$  перенесенную на ось шатунной шейки, можно разложить на касательную силу  $T$ , действующую перпендикулярно кривошипу коленчатого вала, и радиальную силу  $K$ , направленную по оси кривошипа.

Сила  $K$  определяется по формуле [4]:

$$K_i = P_{\Sigma i} \cdot \frac{\cos(\varphi_i + \beta_i)}{\cos\beta},$$

где  $\varphi_i$  – угол поворота кривошипа (рис.2);

$\beta_i$  – угол отклонения шатуна от оси (рис.2);

$P_{\Sigma i}$  – суммарная сила, действующая на плунжер.

Результаты расчета радиальных сил для всех кривошипных шеек в каждом рассматриваемом положении механизма сводим в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета радиальных сил для всех кривошипных шеек в каждом рассматриваемом положении механизма

Положение механизма								
I			II			III		
Положение плунжера			Положение плунжера			Положение плунжера		
1	2	3	1	2	3	1	2	3
кр. т.	вс.	наг.	наг.	кр. т.	вс.	вс.	наг.	кр. т.
$\varphi$ , град			$\varphi$ , град			$\varphi$ , град		
0	120	240	240	0	120	120	240	0
$K$ , Н			$K$ , Н			$K$ , Н		
450 000	- 250 3	- 3066 87	- 3066 87	450 000	- 250 3	- 250 3	- 3066 87	450 000

Реакции опор направлены противоположно радиальным силам (рис.3), а их величина определяется по формуле:

$$R_1, R_2 = \frac{K_1}{2};$$

$$R'_2, R_3 = \frac{K_2}{2};$$

$$R'_3, R_4 = \frac{K_3}{2};$$

где  $K_1, K_2, K_3$  – радиальные силы, направленные по оси кривошипа.

Направление и величина результирующих сил  $F_2$  и  $F_3$  реакций опор  $O_2, O_3$  определяются графически (рис.3) по принципу суперпозиции силового воздействия на опоры.

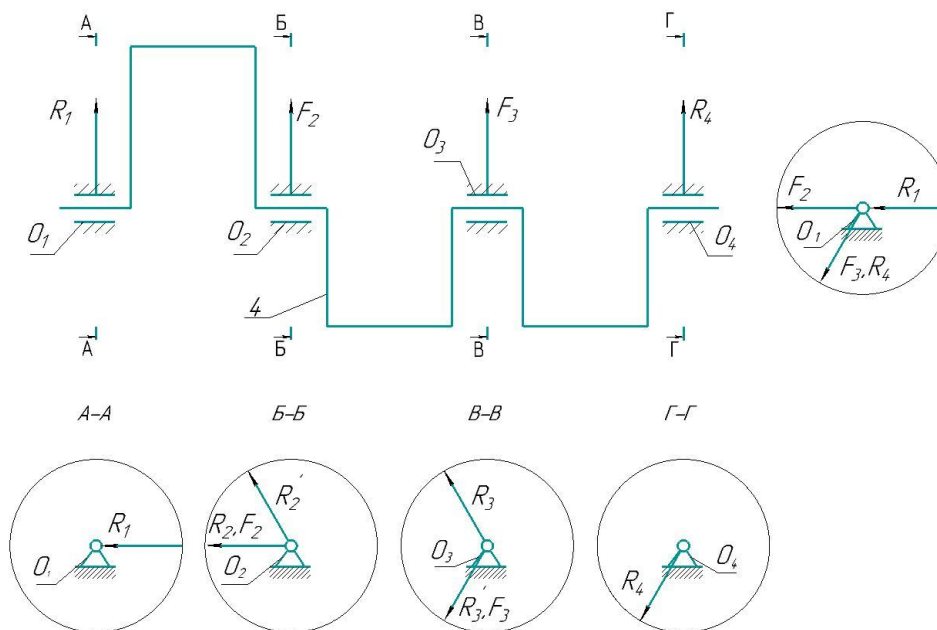


Рисунок 3 – Схема реакций опор

Результирующие силы  $F_2$  и  $F_3$  совпадают по величине и направлению силам  $R_2$  и  $R'_3$  соответственно.

Численные значения и направления опорных реакций были найдены для одного положения кривошипа (механизма), в котором первый плунжер находился в крайней точке нагнетания (рис. 2, а), второй совершал всасывание (рис.2, б), а третий (рис.2, в) плунжер совершал ход нагнетания. Для других положений механизма реакции опор определяются аналогично и будут численно равны, поочередно меняясь местами.

**Обсуждение результатов.** В работе были определены реакции в опорах коленчатого вала с учетом сил, действующих от плунжера, в зависимости от режима его работы и положения кривошипа. Определены силы, действующие на каждый из плунжеров и результирующие реакции, в каждой из опор.

Результаты расчета для положений механизма, в которых каждый их плунжеров поочередно находился в крайней точке нагнетания представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Численные значения реакций опор

Положение механизма	Положение плунжера			Силы реакций опор			
				$R_1, \text{H}$	$F_2, \text{H}$	$F_3, \text{H}$	$R_4, \text{H}$
I	1	2	3	225000	225000	153343	153343
	кр.т.	всас.	наг.				
II	1	2	3	153343	329602	225000	1251
	наг.	кр.т.	всас.				
III	1	2	3	1251	153343	329602	225000
	всас.	наг.	кр.т.				

**Заключение.** Разработана методика определения реакций опор кривошипного вала плунжерного насоса высокого давления, которая позволяет выявить наиболее нагруженные места и выполнить прочностные расчеты кривошипного вала и корпуса приводной части для любого положения кривошипа. Найденные реакции могут быть использованы в качестве внешних сил при прочностном расчете корпуса методом конечных-элементов (МКЭ) в системе автоматизированного проектирования.

#### Список использованных источников

1. Киреев, С.О. Анализ условий работы узлов трения скольжения приводной части плунжерных насосов высокого давления сервиса нефтегазовых скважин/ Киреев С.О. [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение – 2016. – № 5. – С. 25-30.
2. Инженерный анализ средствами T-FLEX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.tflex.ru/about/publications/detail/index.php?ID=3941>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 10.02.2020).
3. Тимофеев, Г.А. Теория машин и механизмов: курс лекций / Г.А. Тимофеев. – М.: ИД Юрайт, 2010. – 351 с.
4. Расчет кинематики и динамики КШМ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.transportzones.ru/zimads-131-1.html>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 10.02.2020).

Работа выполнена в рамках инициативной НИР.