**Силовой анализ станка-качалки двойного действия.**

***Киреев С.О.***

Заведующий кафедры «Машины и оборудования нефтегазового комплекса», доктор. техн. наук, профессор

Донской государственный технический университет

Россия, г. Ростов-на-Дону

***Корчагина М.В.***

Доцент кафедры «Машины и оборудования нефтегазового комплекса», канд. техн. наук

Донской государственный технический университет

Россия, г. Ростов-на-Дону

***Носов Д.В.***

магистрант, Донской государственный технический университет

Россия, г. Ростов-на-Дону

**Аннотация**

В статье выполнен силовой анализ станка качалки двойного действия. Для проведения сил анализа был выполнен кинематический анализ станка-качалки двойного действия для одновременно раздельной эксплуатации двух пластов в одной скважине. Построены диаграммы углового перемещения балансиров, аналогов скоростей и ускорений методом графического дифференцирования. Построены схемы приложения сил к балансиру основного станка и надстройки, составлены уравнения моментов, позволяющие найти числовое значение сил действующих в характерных точках. Полученные в работе результаты могут быть использованы при прочностном расчете рассматриваемого станка-качалки.

**Ключевые слова:** *кинематический анализ, силовой анализ, диаграммы, механизм, масштабы скоростей и ускорений.*

**Введение.**

Для анализа силового взаимодействия частей станка-качалки, являющегося приводом штангового глубинного насоса, необходимо провести кинематический анализ этого механизма, и найти скорости и ускорения звеньев.

Силовой анализ механизмов представляет собой изучение влияния внешних сил, веса звеньев, и массовых сил (сил инерции) на звенья механизма, на элементы звеньев, на кинематические пары и опоры. Основной задачей этого анализа является определение внешних неизвестных сил, действующих на звенья механизма, а также усилий (реакций), возникающих в кинематических парах при движении механизма [1].

Кинематический анализ состоит в определении параметров движения звеньев механизма по заданному движению ведущих звеньев без учета действующих сил.

 Задачи кинематического анализа могут быть решены графическими или аналитическими методами. Выбор метода определяется назначением расчета и требуемой точностью решения.

Графические методы основаны на геометрическом построении траекторий движения отдельных точек звеньев механизма, их скоростей и ускорений. Получаемые результаты дают наглядную картину движения звеньев механизма и его точек. Однако для этих методов характерны трудоемкие построения и малая точность. Графическими методами нельзя получить общее решение, так как необходимые построения выполняются для каждого конкретного положения механизма [2].

Целью настоящей работы являлось проведение силового анализа станка-качалки двойного действия, описанного в работе [ 3], на данную конструкцию подана заявка на полезную модель и получено положительное решение.

Был проведен кинематический анализ станка качалки с дополнительным приводом, методом графического дифференцирования, с целью нахождения скорости и ускорения точек подвеса штанг основного станка и надстройки Построенные схемы выполнены в программе «КОМПАС-3D» V16.1. На (рис.1) показана кинематическая схема станка качалки. На схеме показаны перемещения точек подвеса штанг (D и K балансиров), в зависимости от угла поворота кривошипа O1А. Кинематическая схема построена в масштабе 1:50.



Рисунок 1 – Кинематическая схема станка-качалки.

Для рассматриваемых точек были построены диаграммы углового перемещения балансира (рис.2, рис.3) в координатной системе *Ѱ* и *φ1*. Диаграмма перемещения выходного звена обычно строится в зависимости от функции времени. При ω1 = const каждому моменту времени соответствует определенный угол поворота кривошипа. В связи с этим по оси абсцисс откладываем угол *φ* поворота кривошипа, которому соответствует определенное его положение.



Рисунок 2-диаграмма перемещения точки D.



Рисунок 3- диаграмма перемещения точки K.

 Для нахождения аналогов скоростей точек подвеса штанг, было проведено графическое дифференцирование диаграммы перемещения точек D и K (рис.2, рис.3) методом хорд.

Метод хорд предполагает замену заданной кривой ломаной линией, т.е. полученные точки соединяют хордами. При этом принимают следующее допущение: угол наклона касательных в точках, расположенных посередине каждого участка кривой, равен углу наклона соответствующей хорды. Это допущение вносит некоторую погрешность, но она относится только к данной точке. Эти погрешности не суммируются, что обеспечивает большую точность метода по сравнении с методом касательных [4].

В результате были построены диаграммы аналогов угловых скоростей:

- третьего звена точки D , в зависимости от угла поворота кривошипа *φ1*. (рис 4);

****

Рисунок 4-Диаграмма скорости точки D.

- пятого звена точки К, в зависимости от угла поворота кривошипа *φ1*. (рис 4).



Рисунок 5-Диаграмма скорости точки K.

Аналогично дифференцируя диаграммы скоростей, были получены диаграммы ускорений *ε3* , *ε5* от *φ1* (рис.6, рис.7).



Рисунок 6-Диаграмма ускорения точки D.



Рисунок 7-Диаграмма ускорений точки K.

Построив диаграммы, и зная частоту вращения кривошипа, найдем числовые значения скоростей и ускорений (точек D и K) станка-качалки.

**Расчет масштабных коэффициентов.** Для нахождения числовых значений скоростей и ускорений точек подвеса штанг D К необходимо рассчитать масштабные коэффициенты [1]. Определяем масштабные коэффициенты для балансира *µѰ*, рад/мм.

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1) |

где:– максимальная ордината графика углового перемещения балансира;

 – максимальный размах балансира;

После чего рассчитаем масштабы для диаграмм кинематических параметров балансира. Определяем масштабный коэффициент аналогов угловой скорости:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2) |

где: *μѰ* – масштабный коэффициент; *μѰ*= 0,015 рад/мм.

Hv – расстояние от начала координат до полюса; Hv = 128,39 мм.

*μφ* –­ масштаб угла поворота кривошипа .

|  |  |
| --- | --- |
|  | (3) |

где: L – длина отрезка отображающего полный оборот кривошипа; L = 400 мм.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Определяем масштабный коэффициент аналогов углового ускорения:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4) |

где: *μdѰ/dφ* – масштабный коэффициент аналогов угловой скорости; *μdѰ/dφ*= 0,00744рад/мм.

Hw – расстояние от начала координат до полюса; Hw = 128,39 мм.

*μφ* =0,0157 рад/мм.

Находим масштабные коэффициенты времени µt, скорости толкателя µω и ускорения толкателя µε.

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5) |

где: ω1=3

|  |  |
| --- | --- |
|  | (6) |

|  |  |
| --- | --- |
|  | (7) |

Рассчитаем масштабы для диаграмм кинематических параметров балансира KF

Теперь определяем масштабные коэффициенты балансира *µѰ*, рад/мм. по формуле (1):

где:– максимальная ордината графика углового перемещения балансира;

 – максимальный размах балансира;

После чего рассчитаем масштабы для диаграмм кинематических параметров балансира. Определяем масштабный коэффициент аналогов угловой скорости по формуле (2):

где: *μѰ* – масштабный коэффициент; *μѰ*= 0,025 рад/мм.

Hv – расстояние от начала координат до полюса; Hv = 91,87 мм.

*μφ* =0,0157 рад/мм.

Определяем масштабный коэффициент аналогов углового ускорения по формуле (4):

где: *μdѰ/dφ* – масштабный коэффициент аналогов угловой скорости; *μdѰ/dφ*= 0,0176 рад/мм.

Hw – расстояние от начала координат до полюса; Hw = 91,87 мм.

*μφ* = 0,0157 рад/мм.

Находим масштабные коэффициенты времени µt, скорости толкателя µω и ускорения толкателя µε по формулам (5,6,7):

Перед определением числовых значений скоростей и ускорений в точке (D и K) подвеса штанг, необходимо вычислить угол поворота кривошипа, при котором силы инерции достигают максимальной величины. Силы инерции будут максимальны в момент когда плунжер насоса и жидкость в насосных трубах будут перемещаться в верх [5, 6] .

Такое положение настанет через *T*1*сек.:*

|  |  |
| --- | --- |
| , | (8) |

где: *H* - глубина спуска глубинного насоса; *H*=1109 м.

*C*1 – скорость распространения упругих деформаций в колонне насосных штанг; *C*1=5500 м/сек.

Весь столб нефти начнет двигаться вверх через *T*2 *сек.* т.е. через время распространения давления в колонне нефти:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (9) |

где: *C*2 – скорость распространения импульса давления в колонне заполненной нефтью; *C*2=800 м/сек.

За это время кривошип повернулся на угол:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (10) |

и в этой точке силы инерции будут максимальны :

|  |  |
| --- | --- |
|  | (11) |

Где: n – число ходов насоса; n= 3 *ходов/мин.*

Подставляем получившееся значение ω в формулу (10)

,49 рад.

Переводим радианы в градусы:

 Балансир в этой токе будет иметь соответствующее ускорение, которое мы определим по графику (рис.6 )

 Аналогично (формулы х–х) рассчитаем угол поворота кривошипа, соответствующий мах силам инерции для точки К.

Глубина спуска глубинного насоса. Для балансира надстройки составляет *H*=1068 м.

Рассчитаем время начала движения столба жидкости *T*2 *сек* по формуле (9);

 Максимальное значение сил инерции для балансира надстройки будут соответствовать углу поворота кривошипа:

,48 рад.

Переводим радианы в градусы:

Для нахождения центра масс балансиров построены 3D модели (основного рис.8, дополнительный рис.9). Модели построены на основании реально существующих конструкций балансиров станка-качалки, от завода производителя «УралТрансМаш», взятой из каталога ПШГН [7].

****

Рисунок 8-3D модель тело балансира основного привода с центром масс.



Рисунок 9-3D модель тело балансира дополнительного привода с центром масс.

На рисунке 8,9 показаны центры масс балансиров.

Для силового анализа данного механизма, построим расчетную схему(рис.10), и укажем силы, действующие на звенья механизма в положении соответствующем максимальному значению сил инерции. Определим его по графику рис.6соответствующему углу поворота кривошипа 27,52° .



Рисунок 10 – Расчетная схема двуплечего балансира.

Сила P2 скв. – это сила действующая на точку подвеса штанг со стороны насоса, F45 – это сила действующая со стороны шатуна на балансир, G5 –сила тяжести центра масс балансира. Сила инерции центра масс балансира, направлена противоположно ускорению. Разложим данную силу на две составляющие, и обозначим их и соответственно.

Для того, чтобы определить неизвестные нам силы, составим уравнение моментов сил, с учетом всех неизвестных. Положительное направление моментов возьмем по часовой стрелке:

|  |  |
| --- | --- |
| *=0* | (12) |

где: *r25*  *–* плечо силы F45; *r15  –* плечо силы P2 скв.; *lцт5 –* плечо сил и

Плечо силы – это перпендикуляр, отложенный из точки, относительно которой берем момент, на линию действия силы. В нашем случае все плечи откладываем из точки О2 .

Из данного уравнения выразим и найдем неизвестные :

 P2 скв. – сила со стороны насоса, действующая на звено 5. Ее мы можем рассчитать [6]:

|  |  |
| --- | --- |
| где: S – длина хода штанг; S=1,773 м; – число ходов; =3.Вес жидкости над плунжером: | (13) |
| ,где: D – диаметр плунжера; D = 32 мм. 0,032 м. | (14) |

L – длинна колонны штанг; L = 1068 м.

 – удельный вес нефти; = 950 кг/.

Коэффициент, учитывающий погружение колонны штанг в жидкость:

|  |  |
| --- | --- |
| где: – плотность стали. = 7850 кг/Вес всей колонны штанг: | (15) |
| где: – вес 1-го погонного метра насосных штанг.=2,42 кг. | (16) |

Выразим из формулы (12) неизвестную силу F45:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (17) |

|  |  |
| --- | --- |
|  | (18) |

Для определения сил действующи на балансир основного станка качалки составим расчетную схему силовых взаимодействий.



Рисунок 11 – Расчетная схема одноплечего балансира.

Данная расчётная схема, показывает направление приложенных сил в момент при котором силы инерции достигают максимальной величины. Сила P1 скв. – это сила действующая на точку подвеса штанг со стороны насоса, F43 – это сила действующая со стороны дополнительного шатуна на балансир, она будет равна найденной ранее силе F45, F23 – это сила действующая со стороны шатуна, G3 –сила тяжести центра масс балансира. Сила инерции центра масс балансира, направлена противоположно ускорению. Разложим данную силу на две составляющие, и обозначим их и соответственно.

Для того, чтобы определить неизвестные нам силы, составим уравнение моментов сил, с учетом всех неизвестных. Положительное направление моментов возьмем по часовой стрелке:

|  |  |
| --- | --- |
| *=0* | (19) |

где: *r23*  *–* плечо силы F23 ; *r33*  *–* плечо силы F43 ;*r13  –* плечо силы P1 скв.; *lцт3 –* плечо сил и .

В данном случае все плечи откладываем из точки С .

Из данного уравнения выразим и найдем неизвестные :

 P1 скв. – сила со стороны насоса, действующая на звено 3. Ее мы можем рассчитать.

|  |  |
| --- | --- |
| где: S – длина хода штанг; S=5,683 м. – число ходов;=3.Вес жидкости над плунжером найдем по формуле (14): | (20) |
| где: L – длинна колонны штанг; L = 1109 м. |  |

 – удельный вес нефти; = 950 кг/.

Коэффициент, учитывающий погружение колонны штанг в жидкость рассчитаем по формуле (15):

|  |  |
| --- | --- |
| где: – плотность стали. = 7850 кг/Вес всей колонны штанг рассчитаем по формуле (16): |  |
| где: – вес 1-го погонного метра насосных штанг; =2,42 кг. |  |

Выразим из формулы (19) неизвестную силу F23:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (21) |

|  |  |
| --- | --- |
|  | (22) |

Балансир-балка с опорой, на которую действуют поперечные силы в ТПШ и в месте присоединения шатуна. Под действием этих сил балансир подвергается изгибу.

|  |  |
| --- | --- |
|   | (23) |

Найдем силу реакцию опорыи ее направление графически. Раставляем все силы по направлению их действия на балансир в заданном положении. Направление реакции опоры берем произвольно как показано на (рис.12).



Рисунок 12 – Схема сил действующих на балансир .

Построим графический план сил (рис.13) для определения величины и направления реакции .Для построения графика нужно знать вектор силы и его направление.

Вектор силы равен произведению масштаба на силу; (*μѰ*= 0,015 рад/мм.).

Строим произвольно полюс P и от него откладываем вектор .От конца вектора откладываем вектор , аналогично откладываем вектор . Соединяем конец вектора с полюсом и получаем вектор

.

Рисунок 13 – План сил.

Зная длину вектора можно найти силу реакции опоры, она будет равна: длину вектора поделить на масштаб.

*.*

**Заключение.**

Силовой анализ станка-качалки для одновременно раздельной эксплуатации двух пластов, проведенный в настоящей работе наглядно показал законы движения выходного звена и его характерных точек, позволил рассчитать основные силы, действующие на балансиры станка-качалки двойного действия. Полученные данные позволят в дальнейшем рассчитать шатуны основного и дополнительного привода, а также балансир основного станка, дополнительно нагруженный балансиром надстройки, приводящей в действие насос второго пласта, на прочность. Полученные данные позволят произвести уравновешивание рассматриваемого станка-качалки двойного действия.

**Список используемых источников:**

1. Киреев, С.О. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб пособие/ Киреев С.О., Корчагина М.В., Никишенко С.Л. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2015 – 107 с.
2. Левитская, О.Н., Левитский, Н.И. Курс теории механизмов и машин / Н.И. Левитский, О.Н. Левитская. – Киев : Выща шк., 1985. – 279 с.
3. Заявка на пол. мод №2018114561/20(022815) от.19.04.2018 Привод скважинных штанговых насосов двойного действия.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. Для втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.:Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988 – 640 с.
5. Костин И. Нефтяные машины и оборудование: примеры расчетов/(перевод с румынского инж. А.С.Владиславлева).Под ред.доц. А.А.Нагорного­– Москва ,1963,-360 с.
6. Молчанов,А.Г.,Чичиров,Л.Г. Нефтегазопромысловые машины и механизмы / А.Г. Чичиров. – М. : Недра, 1976,-340 с.

7. Информационный портал. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://промкаталог.рф/PublicDocuments/1206612.pdf> (дата обращения: 26.02.2018).