

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМОГРАММЫ СТАНКА-КАЧАЛКИ. УТЕЧКИ В КЛАПАНАХ

The dynamometer card of well pumping unit modeling. Valves' leakages

The given article continues the research studies on modeling different working conditions of pump.

The published part describes the model of forces that affects on the plunger (during leakages in the standing valve), on the travelling valve, and on the simultaneous leakages in these given valves.

The comparison of theoretical and experimental data at different variants of valves' leakages is described.

The satisfactory correspondence of calculated and measured dynamometer cards was got.

В.Д. Ковшов,
М.Е. Сидоров,
С.В. Светлакова,
ООО НПП «Грант»,
Уфимский государственный
нефтяной технический
университет

Данная работа является продолжением исследований по моделированию усилий на плунжере и расчету плунжерной и устьевого динамограмм станка-качалки (СК). При этом система последовательно соединенных элементов СК (плунжерная пара, колонна штанг, подвеска штанг) заменяется одной штангой с «приведенной» жесткостью. Граничные условия на нижнем конце штанги моделируются в виде усилий, действующих на плунжер, а на верхнем конце штанги — в виде гармонических перемещений штока.

Первая часть исследований приведена в работе [1], где выведены основные уравнения, позволяющие моделировать динамограмму станка-качалки при нормальной работе насоса. В этой статье рассматривается моделирование более сложных условий работы, а именно, — утечки в клапанах.

Утечки во всасывающем и нагнетательном клапанах, а также в плунжерной паре, изменяют вид динамограммы и оказывают существенное влияние на дебит станка-качалки. Изучению данной проблемы уделяется внимание как в работах по расчету дебита [2]...[3], так и в работах по диагностике работы станка-качалки по данным динамометрирования [4]...[5]. Однако, взаимное влияние утечек в клапанах настолько усложняет проблему диагностики и расчета дебита, что вопрос остается открытым до сих пор. С точки зрения изменения давления в подплунжерном пространстве нет разницы между утечками в нагнетательном клапане и в плунжерной паре, поэтому в дальнейшем мы будем рассматривать влияние на динамограмму утечек во всасывающем и в нагнетательном клапане.

1.1. Описание модели

Ниже представлена модель, названная авторами в [1], как «Модель №2».

Перемещение верхнего конца штанги представим в виде:

$$U = \frac{1}{2} L \left(1 - \cos \frac{2\pi t}{T} \right), \quad (1)$$

где L — длина хода штока,

T — период качаний.

Для расчета устьевого динамограммы предлагается моделировать усилия на плунжере в зависимости от условий работы насоса и использовать известное из формулы (1) перемещение штока. В такой постановке процесс решения становится итерационным.

Первое приближение (см. [1]), описывается уравнением:

$$P(t) = 0,5 [P_1(t + \delta) + P_1(t - \delta)] + Q + 0,5 [V(t + \delta) - V(t - \delta)] \frac{EF}{a}, \quad (2)$$

Здесь предлагается принять скорость плунжера равной скорости штока, либо полагать скорость плунжера равной нулю.

Цикл по последующим приближениям:

$$V_1(t) = 0,5 [V(t + \delta) + V(t - \delta)] - 0,5 [P(t + \delta) - P(t - \delta)] \frac{a}{EF}, \quad (3)$$

$$P(t) = 0,5 [P_1(t + \delta) + P_1(t - \delta)] + Q + 0,5 [V_1(t + \delta) - V_1(t - \delta)] \frac{EF}{a}, \quad (4)$$

Последнее приближение — уточнение усилий на плунжере и расчет перемещений на плунжере:

$$P_1(t) = 0,5[P(t + \delta) + P(t - \delta)] - Q - 0,5[V(t + \delta) - V(t - \delta)] \frac{EF}{a}, \quad (5)$$

$$U_1(t) = 0,5[U(t + \delta) + U(t - \delta)] - 0,5 \left[\int_0^t P(t + \delta) dt - \int_0^t P(t - \delta) dt \right] \frac{a}{EF}, \quad (6)$$

где P, V, U — нагрузка, скорость и перемещение на верхнем конце штанги (далее по тексту на штоке);

P_1, V_1, U_1 — нагрузка, скорость и перемещение на нижнем конце штанги (далее по тексту на плунжере);

t — переменная времени;

$\delta = \frac{H}{a}$ — время распространения волны перемещений от одного конца штанги до другого;

H — длина штанги (глубина погружения насоса);

a — скорость звука в штанге;

F — эффективная площадь сечения штанг, определяемая как площадь штанги, имеющей одинаковое с комбинированной штангой удлинение от действия внешней нагрузки;

E — модуль упругости материала штанги;

Q — вес штанг в жидкости.

1.2. Усилия, действующие на плунжере

Приведем основные формулы для расчета нагрузки на плунжере [1]:

Плунжер не движется относительно труб:

$$P_{пл} = \Delta LEF/H - P_{ин} \quad (7)$$

Плунжер движется относительно труб:

$$P_{пл} = P_{тр} + P_{ж} + P_{с} \quad (8)$$

где $P_{тр}$ — сила трения скольжения при движении плунжера ($P_{тр1}$ — вверх, $P_{тр2}$ — вниз);

$P_{ж}$ — жидкостная нагрузка, действующая на плунжер от столба жидкости в насосных и обсадных трубах и от устьевого и затрубного давления газа ($P_{ж1}$ — вверх, $P_{ж2}$ — вниз);

$|PC| = \beta V_1$ — сила сопротивления, пропорциональная скорости;

$|P_{ин}| = Mw$ — силы инерции штанг (M — масса, w — ускорение штанг);

H — глубина погружения насоса — длина штанг.

ΔL — удлинение штанг от действия внешних нагрузок (кроме веса штанг в жидкости). Деформация труб не учитывается.

При нормальной работе насоса плунжер не движется относительно труб на участке увеличения нагрузки — от нижней мертвой точки (НМТ) и на участке уменьшения нагрузки — от верхней мертвой точки (ВМТ), при этом нагрузка рассчитывается по уравнению (7). На участках движения штока нагрузка колеблется на уровне примерно постоянного значения и ее можно рассчитать по уравнению (8).

Далее рассмотрим влияние утечек на изменение нагрузки на плунжере.

1.3. Утечки во всасывающем клапане

Утечки во всасывающем клапане приводят к увеличению перепада давления на плунжере в начале движения штока вверх и к уменьшению скорости изменения перепада давления на плунжере, при движении штока вниз. Поскольку в начале движения штока вверх силы трения максимальны и уравниваются усилиями в штангах, то утечки во всасывающем клапане, приводящие к перепаду давления на плунжере, вызывают появление дополнительной нагрузки на плунжер. Если эта нагрузка превысит усилия дополнительного растяжения в штангах, возникающие вследствие начала движения штока вверх, то плунжер начнет перемещаться вниз. Перемещения плунжера вниз будут продолжаться до тех пор, пока дополнительные усилия растяжения в штангах от перемещения штока вверх и плунжера вниз не превысят дополнительной нагрузки, вызванной утечками, которая не может быть большей, чем $P_{ж1}$, рисунок 1.

Предполагается, что дополнительные перемещения плунжера λ_i , вызванные утечками, изменяются во времени линейно от нуля до наибольшего значения λ_y . Введем параметр K_y — коэффициент утечек, характеризующий перемещение плунжера, вызванное утечками и рассчитываемый как отношение наибольшего дополнительного перемещения плунжера к перемещению штока в начале движения штока вверх. Отметим, что $K_y=1$ при утечках, приводящих к перемещению плунжера, равному растяжению штока от $0,5P_{ж1}$. Таким образом, при $K_y=1$ перемещение штока равно наибольшему перемещению плунжера вследствие утечек. Расчеты, приводимые ниже, показали, что обычно коэффициент утечек изменяется, от 0 до 3. Нагрузку

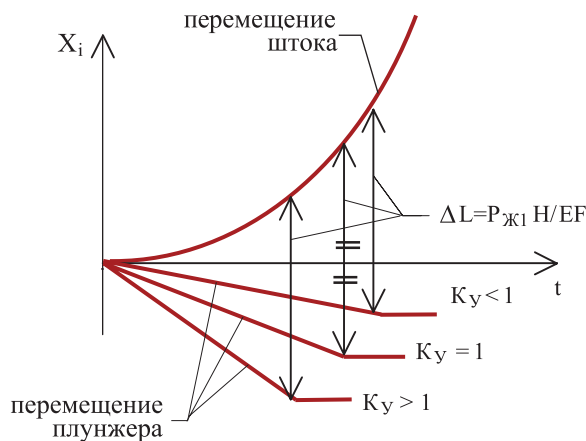


Рисунок 1. График перемещений штока и плунжера.

на плунжере можно рассчитать по уравнениям (7)...(8), с учетом дополнительных перемещений плунжера λ_j .

1.3.1. Утечки во всасывающем клапане при движении штока вверх

В случае утечек во всасывающем клапане, в начале движения штока от НМТ вверх, давление под плунжером будет уменьшаться, и плунжер под действием жидкостной нагрузки начнет перемещаться вниз при условии, что жидкостная нагрузка на плунжер больше, чем $P_{1i} = (X_i + \lambda_j) EF / H$. Скорость этого перемещения зависит от скорости утечек. При достижении некоторого значения перемещения плунжера λ_y , нагрузка со стороны штанг уравнивает жидкостную нагрузку, вызванную утечками, и движение плунжера вниз прекратится. Если перепад давления на всасывающем клапане приблизится к нулю, то утечки также прекратятся.

При дальнейшем движении штока вверх сила трения уменьшается от максимального значения $P_{ТР2}$ до нуля (рисунок 2), затем сила трения возрастает от нуля до максимального значения $P_{ТР1}$, в это время перемещение плунжера $\lambda_j = \text{const}$, поскольку усилия со стороны штанг не превышают сил трения плюс жидкостная нагрузка. Далее усилие со стороны штанг превысит силу трения и жидкостную нагрузку, действующие на плунжер и плунжер начнет движение вверх при этом статическая нагрузка на плунжер будет постоянной.

Таким образом, утечки во всасывающем клапане в начале движения штока вверх приводят к уменьшению давления под плунжером, что может вызвать перемещение плунжера вниз, приводящее к более быстрому увеличе-

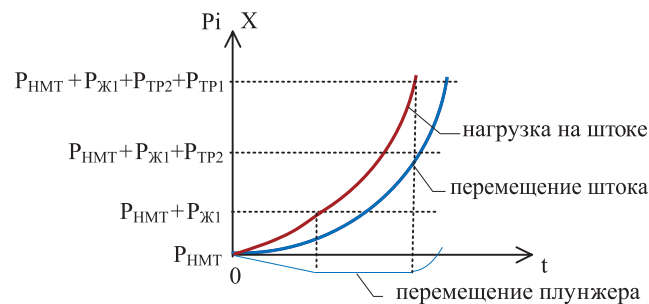


Рисунок 2. График изменения нагрузки на плунжере и перемещения штока и плунжера, при движении штока вверх от НМТ в случае утечек во всасывающем клапане.

нию нагрузки на шток, чем в случае отсутствия утечек.

1.3.2. Утечки во всасывающем клапане при движении штока вниз

В случае утечек во всасывающем клапане при движении штока вниз от ВМТ сначала утечки будут равны нулю, поскольку перепад давления на всасывающем клапане равен нулю. Также как и в случае отсутствия утечек сила трения уменьшается от максимального значения $P_{ТР1}$ до нуля (рисунок 3), затем сила трения возрастает от нуля до максимального значения $P_{ТР2}$, в это время перемещение плунжера равно нулю, поскольку усилия со стороны штанг не превысили сил трения. При этом давление жидкости над плунжером больше, чем под плунжером. Затем, поскольку силы трения достигли максимального значения, перемещение штока вниз будет приводить к микро перемещению плунжера вниз, приводящее к увеличению давления под плунжером. Перепад давления на всасывающем клапане приведет к началу уте-

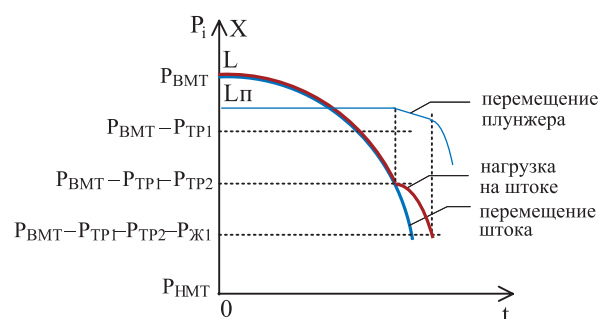


Рисунок 3. График изменения нагрузки на плунжере и перемещения штока и плунжера, при движении штока вниз от ВМТ в случае утечек во всасывающем клапане.

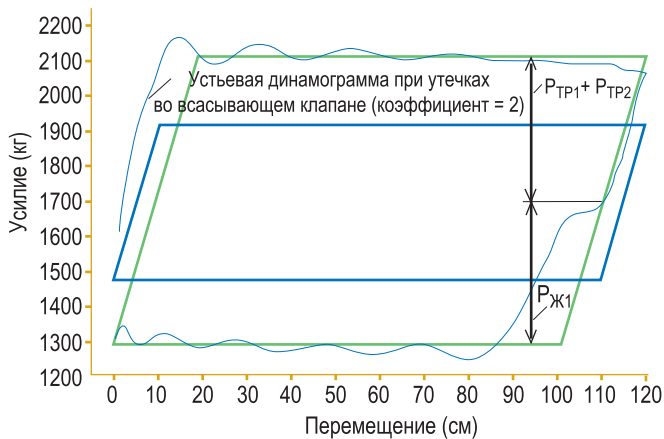


Рисунок 4. Устьева динамограмма при утечках во всасывающем клапане

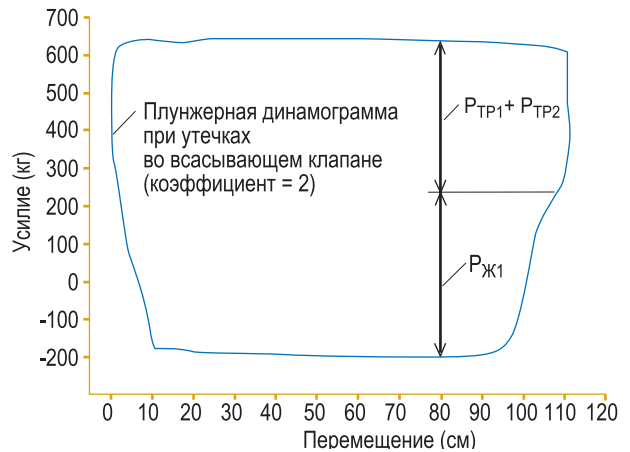


Рисунок 5. Плунжерная динамограмма при утечках во всасывающем клапане

чек и плунжер под действием жидкостной нагрузки начнет перемещаться вниз.

Скорость этого перемещения зависит от скорости утечек. Предположим, что скорость перемещения плунжера постоянная. При достижении некоторого значения перемещения плунжера λ_i давление под плунжером достигнет максимально возможного значения, а перепад давления сверху и снизу плунжера будет равен нулю. В это время нагнетательный клапан откроется и далее статическая нагрузка на плунжер будет постоянной.

Таким образом, утечки во всасывающем клапане при движении штока вниз приводят к уменьшению скорости возрастания давления под плунжером, что может вызвать перемещение плунжера вниз, приводящее к более медленному изменению нагрузки на шток, чем в случае отсутствия утечек.

Поскольку при перемещении штока вверх от НМТ, перепад давления на всасывающем клапане вначале максимальный, а затем уменьшается, а при перемещении штока вниз от ВМТ — вначале нулевой, а затем растет, то справедливо предположить, что коэффициенты утечек во всасывающем клапане могут быть различны при движении штока вверх и вниз.

На рисунке 4 показана устьева динамограмма, рассчитанная по модели №2, а на рисунке 5 плунжерная динамограмма, рассчитанная из устьевой.

Коэффициент утечек при движении штока вверх и вниз одинаковый и равен двум. Для устьевой динамограммы характерно: «крутой» рост нагрузки при движении штока вверх и перегиб кривой нагрузки при движении штока вниз. Для плунжерной динамограммы характерно: «провал» плунжера в начале движения

штока вверх и при движении штока вниз в отличие от нормальной динамограммы (см. [1]), где плунжер при увеличении и уменьшении нагрузки неподвижен.

На рисунке 6 показана реальная динамограмма, а также рассчитанные по модели №2 динамограммы: нормальная и с утечками, коэффициент утечек = 0,9 при движении штока вверх и коэффициент утечек = 1,1 при движении штока вниз. В правой части рисунка показана развертка устьевой (верхний график) и плунжерной динамограмм по времени. Отклонение кривой замеренной динамограммы от рассчитанной динамограммы с утечками в начале хода штока вниз объясняется наличием в этот период времени значительных утечек в нагнетательном клапане. В остальном диапазоне времени для динамограммы с утечками во всасывающем клапане получено хорошее соответствие с результатами измерений.

1.4. Утечки в нагнетательном клапане

Утечки в нагнетательном клапане приводят к уменьшению скорости изменения перепада давления на плунжере при движении штока вверх и увеличению скорости изменения перепада давления на плунжере, при движении штока вниз. Нагрузку на плунжере можно рассчитать по уравнениям (7)...(8) с учетом дополнительных перемещений плунжера λ_i , действующих только во время изменения перепада давления на плунжере.

1.4.1. Утечки в нагнетательном клапане при движении штока вниз

Поскольку в начале движения штока вниз от ВМТ силы трения максимальны и уравновешиваются усилиями в штангах, то утечки в нагне-

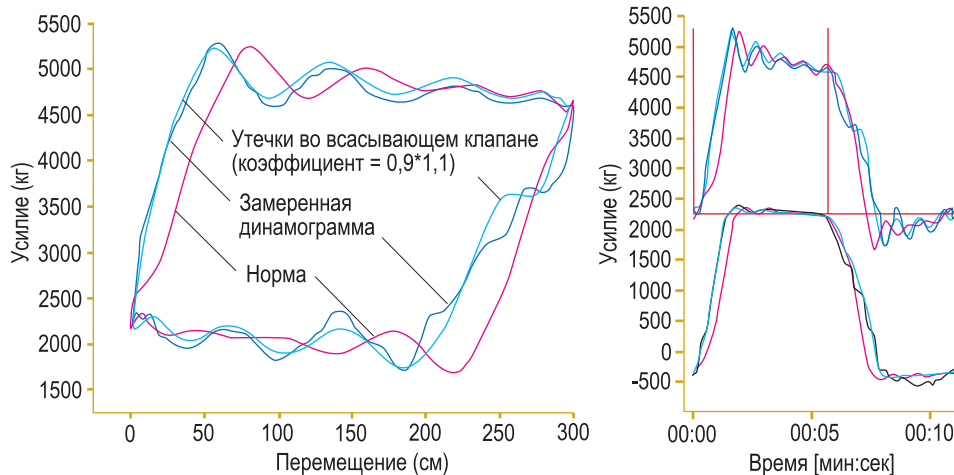


Рисунок 6. Сравнение замеренной и рассчитанной динамограмм при утечках во всасывающем клапане.

тательном клапане, приводящие к изменению перепада давления на нагнетательном клапане, вызывают появление дополнительной нагрузки на плунжер. Если эта нагрузка превысит усилия дополнительного сжатия в штангах, возникающие вследствие начала движения штока вниз, то плунжер начнет перемещаться вверх. Перемещения плунжера вверх будут продолжаться до тех пор, пока дополнительные усилия сжатия в штангах от перемещения штока вниз и плунжера вверх $P_{11}=(X_i+\lambda_i)EF/H$ не превысят дополнительной нагрузки, вызванной утечками, которая не может быть большей, чем $P_{Ж1}$, рисунок 7. Скорость этого перемещения зависит от скорости утечек. При достижении некоторого значения перемещения плунжера λ_y нагрузка стороны штанг уравнивает жидкостную нагрузку, вызванную утечками и движение плунжера вверх прекратится. Если перепад давления в нагнетательном клапане приблизится к нулю, то утечки также прекратятся.

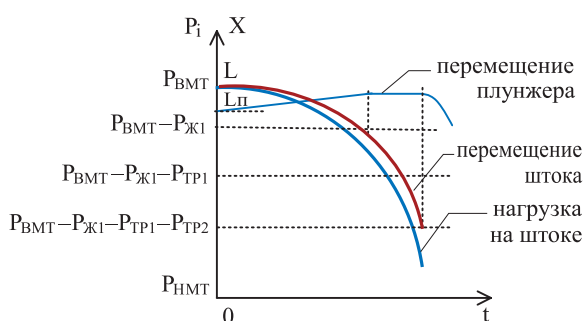


Рисунок 7. График изменения нагрузки на плунжере и перемещения штока и плунжера при движении штока вниз от ВМТ в случае утечек в нагнетательном клапане.

Таким образом, утечки в нагнетательном клапане при движении штока вниз приводят к увеличению скорости возрастания давления под плунжером, что может вызвать перемещение плунжера вверх, приводящее к более быстрому увеличению нагрузки на шток, чем в случае отсутствия утечек.

При дальнейшем движении штока вниз сила трения уменьшается от максимального значения $P_{ТР1}$ до нуля, затем сила трения возрастает от нуля до максимального значения $P_{ТР2}$, в это время перемещение плунжера $\lambda_i=const$, поскольку усилия со стороны штанг не превышают сил трения. Далее усилие со стороны штанг превысит силу трения, действующую на плунжер, и плунжер начнет движение вниз при этом статическая нагрузка на плунжер будет постоянной.

1.4.2. Утечки в нагнетательном клапане при движении штока вверх

В случае утечек в нагнетательном клапане при движении штока вверх от НМТ сначала утечки будут равны нулю, поскольку перепад давления в нагнетательном клапане равен нулю. Также как и в случае отсутствия утечек, сила трения уменьшается от максимального значения $P_{ТР2}$ до нуля, затем сила трения возрастает от нуля до максимального значения $P_{ТР1}$, в это время перемещение плунжера равно нулю, поскольку усилия со стороны штанг не превышают сил трения. Затем перемещение штока вверх будет приводить к микро перемещению плунжера вверх, приводящее к уменьшению давления под плунжером и появлению перепада давления на нагнетательном клапане. Перепад давления на нагнетательном клапане при-

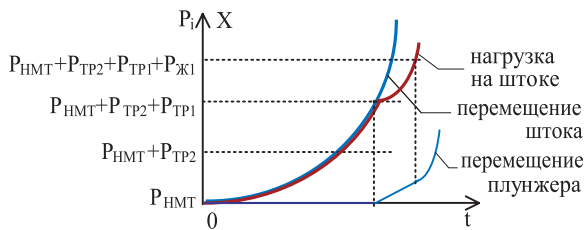


Рисунок 8. График изменения нагрузки на плунжере и перемещения штока и плунжера при движении штока вверх от НМТ в случае утечек в нагнетательном клапане.

ведет к началу утечек и плунжер под действием жидкостной нагрузки начнет перемещаться вверх, рисунок 8. Скорость этого перемещения зависит от скорости утечек.

При достижении некоторого значения перемещения плунжера λ_1 перепад давления сверху и снизу плунжера достигнет максимально возможного значения. В это время всасывающий клапан откроется, далее статическая нагрузка на плунжер будет постоянной.

Таким образом, утечки в нагнетательном клапане при движении штока вверх приводят к уменьшению скорости падения давления под плунжером, что может вызвать перемещение плунжера вверх, приводящее к более медленному изменению нагрузки на шток, чем в случае отсутствия утечек.

Поскольку при перемещении штока вниз от ВМТ, перепад давления на нагнетательном клапане вначале максимальный, а затем уменьшается, а при перемещении штока вверх от НМТ — вначале нулевой, а затем растет, то справедливо предположить, что коэффициенты утечек во нагнетательном клапане могут быть различными при движении штока вверх и вниз.

На рисунке 9 показана устьевая динамограмма, рассчитанная по модели №2, а на ри-

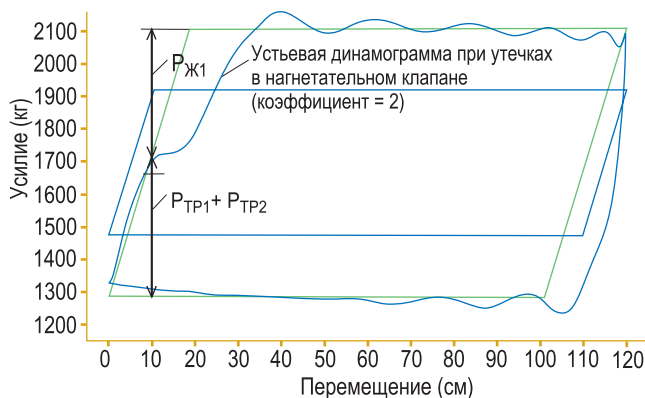


Рисунок 9. Устьевая динамограмма при наличии утечек в нагнетательном клапане.

сунке 10 плунжерная динамограмма, рассчитанная из устьевой.

Коэффициент утечек при движении штока вверх и вниз одинаковый и равен двум. Для устьевой динамограммы характерен перегиб кривой при увеличении нагрузки при и движении штока вверх и «крутое» падение нагрузки в начале движения штока вниз. Для плунжерной динамограммы наблюдается «подъем» плунжера при движении штока вверх и в начале движения штока вниз в отличие от нормальной динамограммы см.[1], где плунжер при увеличении и уменьшении нагрузки неподвижен.

1.5. Утечки во всасывающем и в нагнетательном клапанах

Как показывают результаты динамометрирования скважин практически всегда присутствуют утечки и во всасывающем и в нагнетательном клапанах. Понятно, что если один из видов утечек превалирует при ходе штока вверх либо вниз, то вид динамограммы будет больше соответствовать данным утечкам. Взаимное влияние этих утечек может существенно изменять вид динамограммы и некоторые особенности здесь очевидны:

При раздельном действии утечек во всасывающем, либо в нагнетательном клапане перепад давления на плунжере мог изменяться от нуля до наибольшего значения $P_{Ж1}$, либо наоборот. При одновременных утечках во всасывающем и в нагнетательном клапанах, перепад давления на плунжере практически не может быть ни нулевым, ни максимальным, равным $P_{Ж1}$, поскольку один вид утечек изменяя перепад давления вызывает другой вид утечек, причем с ростом перепада давления, второй вид утечек возрастает, в то время как первый — убывает. Это приведет как к уменьшению коэффициентов утечек, так и к изменению момента

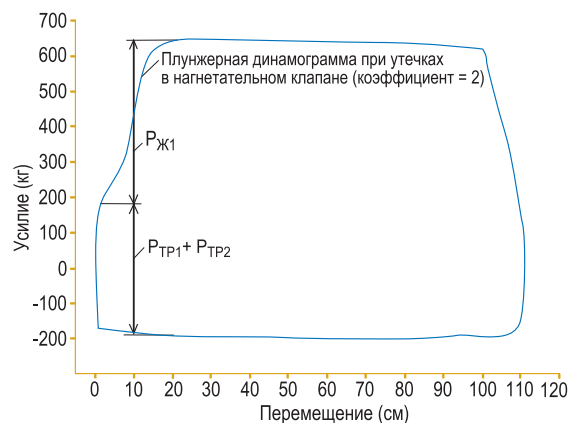


Рисунок 10. Плунжерная динамограмма при наличии утечек в нагнетательном клапане.



Рисунок 11. Сравнение динамограмм при утечках во всасывающем и в нагнетательном клапанах

начала и конца дополнительного перемещения плунжера.

При построении модели усилий, действующих на плунжер при утечках в нагнетательном и во всасывающем клапанах мы будем полагать, что коэффициенты утечек характеризуют взаимное влияние утечек на ход плунжера, а смещением начала, либо конца движения плунжера по сравнению со случаем раздельного действия утечек будем пренебрегать.

На рисунке 11 приведены динамограммы, рассчитанные по модели №2 для различных случаев утечек.

Отметим, что для реальных насосов одновременно большие значения превалирующих утечек в обоих клапанах мало вероятны.

На рисунке 12 приведена реальная динамограмма, а также рассчитанные по модели №2 динамограммы: нормальная и с утечками во всасывающем и в нагнетательном клапанах.

Коэффициент утечек во всасывающем клапане равен 0,9 при движении штока вверх и коэффициент равен 1,4 при движении штока вниз. Коэффициент утечек в нагнетательном клапане равен 0,2 при движении штока вверх и коэффициент равен 0,8 при движении штока вниз. Видно, что при утечках в обоих клапанах кривая нагрузки более крутая, чем для нормальной динамограммы и характеризуется перегибом в момент начала утечек при уменьшении нагрузки.

На рисунке 13 показана реальная динамограмма, а также рассчитанные по модели №2 динамограммы: нормальная и с утечками во всасывающем клапане и в нагнетательном клапане.

Коэффициент утечек во всасывающем клапане равен 2 при движении штока вверх и коэффициент равен 0,8 при движении штока вниз. Коэффициент утечек в нагнетательном клапане равен нулю при движении штока вверх и коэффициент равен 2 при движении штока вниз. В этом случае утечки не приводят к значительному отклонению динамограммы от нормальной, то есть диагностирование динамограммы будет затруднено.

Отметим, что в зависимости от динамического уровня вид рассчитанной динамограммы существенно изменяется, поскольку изменяется наибольший перепад давления на всасывающем и нагнетательном клапанах влияющий на утечки, что налагает повышенные требования к точности замера динамического уровня при диагностике динамограммы.

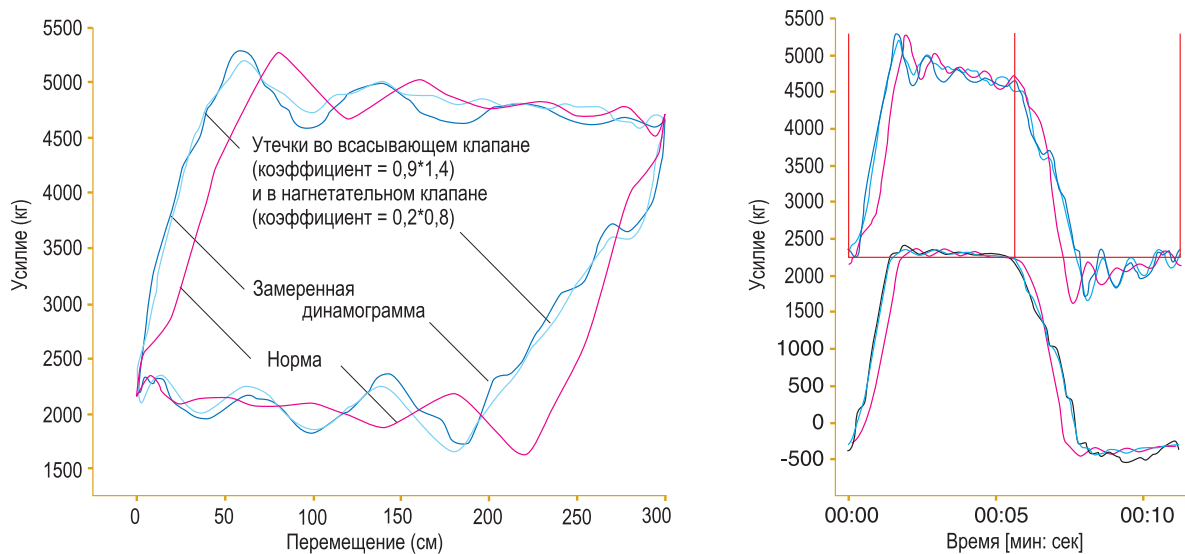


Рисунок 12. Сравнение замеренной и рассчитанной динамограмм при превалирующих утечках во всасывающем клапане

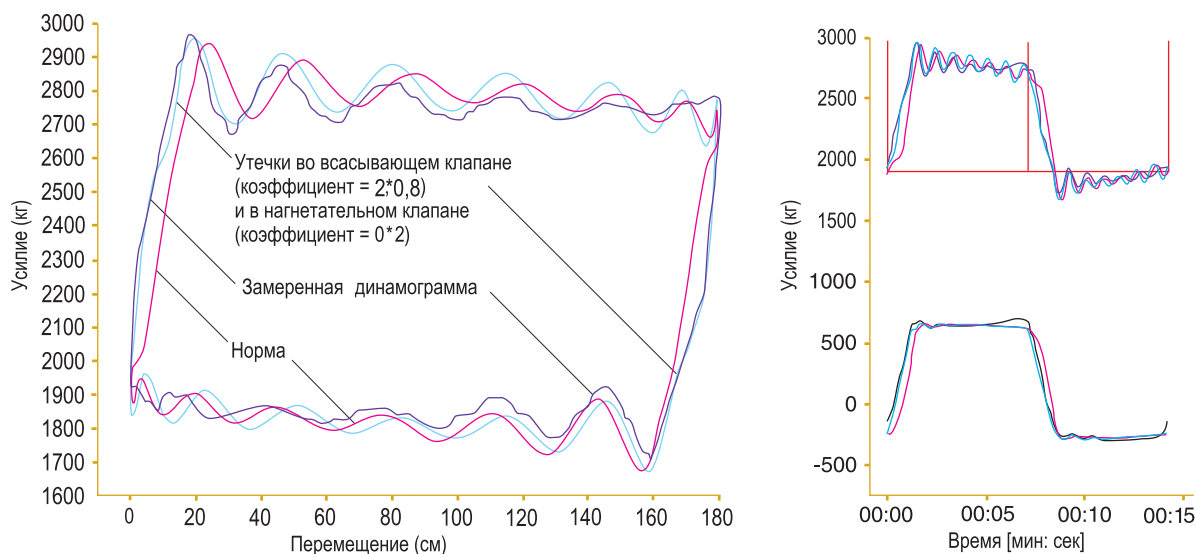


Рисунок 13. Сравнение замеренной и рассчитанной динамограмм при утечках во всасывающем и в нагнетательном клапанах

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковшов В.Д., Сидоров М.Е., Светлакова С.В. Моделирование динамограммы станка-качалки. Нормальная работа насоса. Нефтегазовое дело. УГНТУ №2, с. 75—81.

2. Бобылев О.А. Диагностирование периодически работающих скважин. Интервал №12, 2001, с 59—61.

3. Тахаутдинов Ш.Ф. и др. Обработка практических динамограмм на ПЭВМ. — Казань: Новое Знание, 1997.

4. Алиев Т.М., Костанян В.Р., Тер-Хачатуров А.А. Современное состояние проблемы автоматизации диагностирования штанговых нефтяных установок. Статья в ж. Измерения, Контроль, автоматизация. №4, 1988, с.32—42.

5. Ришмюллер Г. и др. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. — Терниц: Шёллер-Блекманн Гмбх, 1988

6. Аппаратно-программные средства контроля глубиннонасосного оборудования. Обзорная информация, ВНИИОЭНГ, Сер. «Автоматизация и телемеханизация в нефтяной промышленности». М. 1988, выпуск 1(61).



Ковшов Владимир Дмитриевич, к.т.н., доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий»

УГНТУ.

Лауреат премии ОАО «Газпром» за разработку и промышленно внедрение информационно-измерительных систем нового поколения для исследования скважин и контроля газогидродинамических параметров продуктивных пластов нефтегазовых месторождений.

Почетный нефтяник.
Директор ООО НПП «Грант».
Тел.: (3472) 31-02-09
E-mail: <http://www.grant-ufa.ru>



Сидоров Михаил Евгеньевич, к.т.н., доцент кафедры информатики Уфимского государственного института сервиса.



Светлакова Светлана Валерьевна. Аспирантка УГНТУ Преподаватель кафедры автоматизации производственных процессов.

www.ogbus.ru

Нежданов А.А.

СЕЙСМОГЕОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ НЕФТЕГАЗОНОСНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ ЗАПАДНОЙ СИБИРИ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ПРОГНОЗА И КАРТИ-

РОВАНИЯ НЕАНТИКЛИНАЛЬНЫХ ЛОВУШЕК И ЗАЛЕЖЕЙ УВ

http://www.ogbus.ru/authors/Nezhdanov/Nezhdanov_1.pdf

Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора геолого-минералогических наук по специальности 25.00.12 — «Геология, поиски и разведка горючих ископаемых». Основные цели исследования — поиск общих закономерностей строения и размещения нефтегазоперспективных объектов сложных типов, разработку методики их прогноза, оптимизацию поисков и разведки ловушек и залежей УВ по комплексу геолого-геофизических методов.

Сазонова С.В. ОРГАНИЗАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВОЗМЕЩЕНИЯ ОСНОВНЫХ СРЕДСТВ ГАЗОТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

http://www.ogbus.ru/authors/Sazonova/Sazonova_1.pdf

Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата экономических наук по специальностям 08.00.05 — «Экономика и управление народным хозяйством (экономика, организация и управление предприятиями, отраслями, комплексами — промышленность)» и 08.00.10 — «Финансы, денежное обращение и кредит». Цель исследования — разработка методических и практических рекомендаций по корпоративному регулированию возмещения основных средств, направленных на обеспечение эффективного развития и функционирования газотранспортного предприятия.

www.ogbus.ru