

Определение рабочей точки для судовых трубопроводных систем аналитическим способом

Аналитический способ описания рабочей точки судовой трубопроводной системы насос – трубопровод позволяет сделать оценку основных ее параметров во времени подачи и напора насоса. Полученные переменные можно привязать к характеристикам судна и реальной схеме перемещения жидкости.



Н. М. Подволоцкий,
доктор техн. наук, профессор кафедры
теплотехники, судовых котлов и вспомогательных
установок, Государственный университет морского
и речного флота им. адм. С. О. Макарова

Во многих областях техники и науки для исследования режимов работы во времени различного оборудования применяют понятие «рабочая точка системы». При определении рабочей точки системы под характеристиками подвода понимают источник энергии, а под характеристиками отвода – потребитель энергии. Рабочая точка системы позволяет качественно и количественно оценивать режимы работы во времени как источника, так и потребителя энергии. Понятие рабочей точки системы универсально и нашло широкое применение в практике.

По отношению к судовым трубопроводным системам рабочая точка системы – это точка пересечения характеристик «напор – подача» насоса и трубопровода. Для рабочей точки характерно равенство обеих энергий: развиваемой насосом и потребляемой трубопроводной системой – на всех режимах работы.

Для определения рабочей точки воспользуемся принципиальной схемой разгрузки танкера, оборудованного линейной грузовой системой с центробежными грузовыми насосами (рис. 1). По количеству учитываемых параметров и факторов это одна из наиболее сложных судовых технических систем.

Аналитическое определение рабочей точки системы базируется на использовании трубопроводной линии грузовой системы одной группы танков. При этом, ставя задачу, достаточно рассмотреть разгрузку одной емкости. Решение более сложных задач – одно-

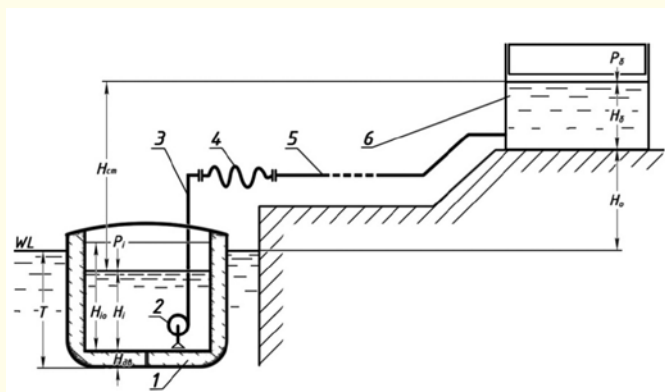


Рис. 1. Принципиальная схема работы насосной установки танкера: 1 – танкер; 2 – грузовой насос; 3 – судовой нагнетательный трубопровод; 4 – шланг; 5 – береговой трубопровод; 6 – береговая емкость.

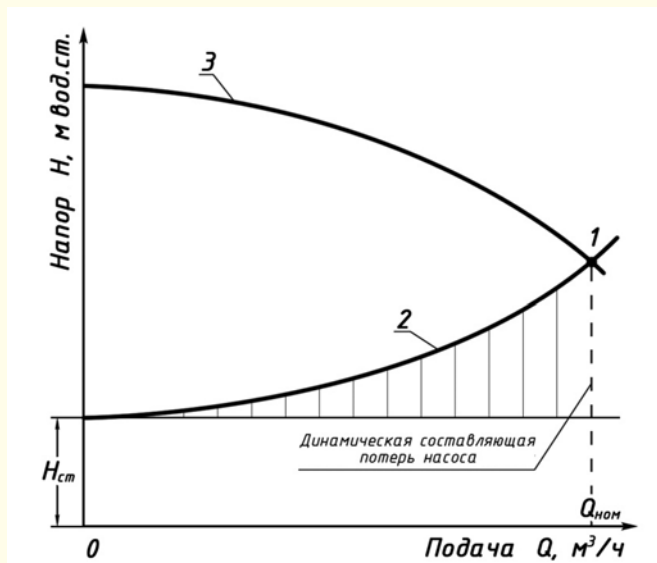


Рис. 2. Интерпретация работы центробежного насоса в составе трубопроводной системы в координатах «напор – подача»: 1 – рабочая точка системы; 2 – характеристика системы; 3 – характеристика насоса ($Q - H$).

ременной разгрузки емкостей одной группы танков и одновременной разгрузки нескольких групп танков различными типами насосов – базируется на зависимостях, которые будут получены на примере разгрузки одной емкости. Геометрическая интерпретация понятия рабочей точки системы для случая разгрузки одной емкости в группе танков центробежным насосом приведена на рис. 2.

Из физического смысла задачи следует, что неизвестными параметрами, подлежащими определению, являются переменные во времени: уровни и давления над свободной поверхностью жидкости в судовой и береговой емкостях, осадка танкера, подача и напор грузового насоса, мощность, затрачиваемая на перемещение жидкости, и время операций.

Переменные «подача» и «напор» насоса являются координатами рабочей точки системы, через которые определяются все остальные неизвестные и переменные во времени параметры.

При решении задачи приняты следующие допущения:

- прочность корпуса танкера и остойчивость соблюдаются;
- танкер имеет посадку на ровный киль, изменение крена и дифферента не учитываются;
- режим движения жидкости при перемещении ее насосом стационарный – соответственно, не учитывается инерционный член движения жидкости.

Для аналитического описания изменения положения рабочей точки во времени – иными словами, в процессе разгрузки – необ-

ходимо представить в аналитическом виде характеристики насоса трубопроводной системы.

С позиций математики общий вид характеристики «напор — подача» центробежного насоса может быть представлен как полный квадратичный многочлен вида:

$$H_H = a_0 + a_1 Q_C + a_2 Q_C^2, \quad (1)$$

где H_H — переменный напор, развиваемый насосом;
 a_0, a_1, a_2 — постоянные размерные коэффициенты;
 Q_C — переменная подача насоса.

Из практики известно, что в рабочем диапазоне подач центробежного насоса (от 30 до 100 % от номинальной подачи) его характеристика может быть описана уравнением (1) с точностью до 1 %.

Постоянные размерные коэффициенты уравнения a_0, a_1 и a_2 находят для каждого конкретного случая методом аппроксимации, суть которого сводится к следующему. На характеристике центробежного насоса «напор — подача», соответствующей 100 %-ной частоте вращения, берем три пары значений Q и H , например, для диапазонов 40, 70 и 100 % от номинальной подачи. По полученным значениям для каждой пары составляют три уравнения вида (1). В левой части уравнений записывают данные о напорах, снятые с характеристики насоса, а в правой — о подачах. Неизвестными в этих уравнениях будут коэффициенты a_0, a_1, a_2 . Решив систему уравнений, найдем численное значение постоянных размерных коэффициентов a_0, a_1, a_2 , которые после проверки используются при решении конкретной практической задачи.

Если проверка покажет недостаточную точность описания характеристики насоса, необходимо повторить решение, но при интервалах подач, отличающихся от принятых (40, 70 и 100% от номинальной).

Относительно напора, создаваемого насосом, необходимо отметить следующее. Часть его расходуется на преодоление статической составляющей H_{CT} , т. е. геометрической разности отметок уровней и давлений над свободной поверхностью жидкости в емкостях, из которых производится прием груза и в которые он подается. Вторая часть напора расходуется на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода — динамической составляющей потерь напора $H_{дин}$.

Соответственно, характеристика трубопровода H_C , по которому насос перемещает жидкость, равна:

$$H_C = H_{CT} + H_{дин}. \quad (2)$$

Статическая составляющая потерь напора, согласно рис. 1 и 2, равна:

$$H_{CT} = \frac{P_\delta - P_i}{\rho \cdot g} + H_\delta + H_0 + T - H_{дв} - H_i, \quad (3)$$

где P_δ, P_i — текущее значение давления над свободной поверхностью жидкости в береговой и судовой емкостях соответственно;

ρ — плотность перекачиваемой жидкости;

g — ускорение свободного падения;

H_δ, H_i — текущее значение уровней в береговой и судовой емкостях соответственно;

H_0 — отметка береговой емкости по отношению к уровню моря;

T — текущее значение осадки танкера;

$H_{дв}$ — высота двойного дна танкера.

Динамическая составляющая потерь напора представляет собой потери напора на гидравлическое сопротивление трубопровода «танкер — берег»:

$$H_{дин} = \sum_{j=1}^k \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^n \xi_{mi} \right) \frac{V_j^2}{2g}, \quad (4)$$

где j, k — порядковый номер и конечное число последовательно соединенных участков трубопроводов в системе «танкер — берег»;

λ — коэффициент трения по длине трубопровода;

l — длина трубопровода;

d — внутренний диаметр трубопровода;

i, n — порядковый номер и конечное число местных сопротивлений на одном участке трубопровода;

ξ_m — коэффициент местного сопротивления.

Скорость жидкости на j на участке трубопровода:

$$v_j = \frac{Q_C}{w_j}, \quad (5)$$

где w_j — площадь сечения участка трубопровода по внутреннему диаметру.

В результате формула (4) преобразуется к виду:

$$H_{дин} = \sum_{j=1}^k \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^n \xi_{mi} \right) \frac{Q_C^2}{w_j^2 2g}. \quad (6)$$

Введем новое обозначение:

$$R = \sum_{j=1}^k \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^n \xi_{mi} \right) \frac{1}{w_j^2}. \quad (7)$$

Присвоим название этой части формулы — обобщенное гидравлическое сопротивление системы.

Тогда динамическая составляющая потерь напора примет вид:

$$H_{дин} = R Q_C^2. \quad (8)$$

В конечном виде напор, потребляемый системой, равен:

$$H_C = H_{CT} + R Q_C^2. \quad (9)$$

На том основании, что в рабочей точке (рис. 2) напор, развиваемый насосом, равен напору, потребляемому системой ($H_H = H_C$), из уравнений (1) и (9) можем записать равенство:

$$a_0 + a_1 Q_C + a_2 Q_C^2 = H_{CT} + R Q_C^2. \quad (10)$$

Откуда получим уравнение:

$$(a_2 - R) Q_C^2 + a_1 Q_C + a_0 - H_{CT} = 0. \quad (11)$$

Решив (11) относительно переменной подачи насоса, получим:

$$Q_{C1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4(a_2 - R)(a_0 - H_{CT})}}{-2(a_2 - R)}. \quad (12)$$

Для дальнейшего решения задачи пригоден корень уравнения, имеющий значение $Q_C > 0$, соответствующий физическому смыслу. Полученное значение подачи соответствует рабочей точке системы в данный момент времени.

Следующим параметром, характеризующим рабочую точку, является напор. Его величина может быть найдена подстановкой полученного по формуле (12) значения Q_C в формулу (9).

Далее найдем текущие значения уровней жидкости в судовой и береговой емкостях. Они определяются из уравнений материального баланса для судовой и береговой емкостей:

$$F_i(H_{i0} - H_i) = \bar{Q}_C t, \quad (13)$$

$$F_\delta(H_{\delta 0} - H_\delta) = \bar{Q}_C t, \quad (14)$$

где F_i, F_δ — площадь свободной поверхности жидкости в судовой емкости при посадке на ровный киль и в береговой соответственно;

$H_{i0}, H_{\delta 0}$ — начальные уровни жидкости в судовой и береговой емкостях;

\bar{Q}_C — средняя подача насоса за рассматриваемый отрезок времени;

t — время процесса.

Из соотношений (13) и (14) получим текущее значение уровней жидкости в судовой и береговой емкостях:

$$H_i = H_{i0} - \frac{Q_c}{F_i} t \quad (15)$$

$$H_o = H_{o0} + \frac{Q_c}{F_o} t \quad (16)$$

Значения давлений над свободной поверхностью жидкости в береговой и судовой емкостях P_o и P_i могут быть найдены из совместного решения уравнений, описывающих работу грузовой системы танкера и газоотвода или системы инертных газов.

В первом приближении без большой погрешности можно принять значения P_o и P_i постоянными и равными атмосферному давлению, что соответствует открытому способу ведения грузобалластных операций.

Следующий параметр, подлежащий определению, — это осадка танкера. Поскольку в задаче рассматривается разгрузка только одной судовой емкости, то можно с достаточной для практики точностью использовать упрощенный вариант определения осадки:

$$T = T_0 - \frac{\Delta D}{100q} \quad (17)$$

где T_0 — начальное значение осадки;

ΔD — количество слитого из емкости груза за текущий период (шаг решения системы уравнений);

Q — число тонн на 1 см осадки танкера.

Более точное значение осадки можно определить при учете одновременной разгрузки всех емкостей танкера в рассматриваемый момент времени. При этом также должно учитываться изменение дифферента.

Таким образом, для варианта разгрузки одной судовой емкости на берег требуются неизвестные во времени параметры:

- подача и напор грузового насоса;
- уровни и давления над свободной поверхностью жидкости в судовой и береговой емкостях;
- осадка танкера, определены.

Для дальнейшего анализа процесса разгрузки необходимо определение эффективности судового и берегового оборудования. На первом этапе требуется знать мощность, потребляемую приводом грузового насоса:

$$N_{\text{п}} = \frac{Q_c \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta_{\text{н}}} \quad (18)$$

где ρ — плотность перекачиваемого груза;

$\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса.

Все параметры, характеризующие процесс грузовых операций, включая время, определяются путем численного решения задачи при использовании характеристик реального оборудования танкера и берега. Точность решения зависит от выбранного математического метода, шага решения и точности аппроксимации характеристик реального судового оборудования.

При использовании в качестве грузовых других типов насосов — винтовых и поршневых — в рассмотренной постановке задачи изменится лишь составляющая, описывающая характеристику «напор — подача» насоса. Зависимости, описывающие характеристику трубопровода, останутся без изменений.

Характеристика $H - Q$ объемного насоса представлена на рис. 3:

$$H_{\text{н}} = (Q_0 - Q_{\text{с0}})k \quad (19)$$

где Q_0 — максимальное значение подачи насоса при напоре $H = 0$;

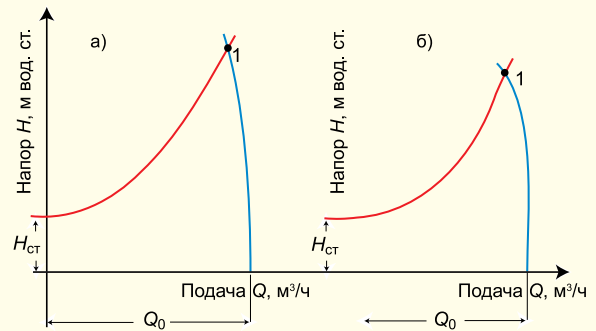


Рис. 3. Определение рабочей точки системы для объемных насосов:

а — винтового; б — поршневого; 1 — рабочая точка системы.

$Q_{\text{с0}}$ — текущее значение подачи насоса;

$k = \frac{H_{\text{н}}}{Q_0 - Q_{\text{н}}}$ — коэффициент наклона характеристики $H - Q$ насоса, где

$Q_{\text{н}}, H_{\text{н}}$ — подача и напор насоса на номинальном режиме.

Для объемных насосов, имеющих характеристику $H - Q$ в виде наклонной прямой при разгрузке одной емкости текущая подача насоса, по аналогии с вышеизложенным, равна:

$$Q_{\text{с0}} = \frac{-k \pm \sqrt{k^2 - 4R(H_{\text{ст}} - kQ_0^2)}}{-2R} \quad (20)$$

Для дальнейшего решения задачи принимаем значение $Q_{\text{с0}}$ в соответствии с физическим смыслом, т. е. $Q_{\text{с0}} > 0$.

При жесткой характеристике $H - Q$ объемного насоса изменением подачи при росте напора, потребляемого системой, можно пренебречь. Тогда скорость разгрузки на основном режиме можно принять постоянной и равной спецификационной подаче насоса. Недостающие параметры, к которым относятся значения напора, потребляемого системой, и текущее значение уровней груза в судовой и береговой емкостях, находим по аналогии с уравнениями (6)–(10).

Аналитический способ определения рабочей точки позволяет выполнить оценку основных параметров во времени для судовых трубопроводных систем и более обоснованно подобрать оборудование для реальных объектов. Полученные аналитические зависимости дают возможность перейти к наиболее актуальному вопросу практики — исследованию переменных во времени режимов работы насосов, в частности относящихся к регулированию подачи.

Предложенные математические зависимости по определению рабочей точки трубопроводной системы применительно к грузобалластным операциям танкера выполнены для наиболее сложного судового объекта, с учетом большого количества параметров и связей. Метод определения рабочей точки путем упрощения, исключения отсутствующих параметров и связей можно распространить на решение аналогичных задач для систем другого назначения как на танкере, так и на судах прочих типов. ■

Литература

1. Подволоцкий Н. М. Аналитическое описание универсальных характеристик судовых насосов // Эксплуатация морского транспорта. 2013. № 1 (71). С. 51–57.
2. Певзнер Б. М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971. 384 с.
3. Прегер Е. А. Об аналитическом исследовании совместной работы лопастных насосов и водоводов // Доклады XVIII научной конференции. Л.: Ленинградский инженерно-строительный институт, 1960. С. 43–46.