

УДК 502/504:626.83

Д. Ш. АПРЕСЯН

Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный университет природообустройства»

ПРОТИВОУДАРНАЯ ЗАЩИТА ДЛЯ НАПОРНЫХ ВОДОВОДОВ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ В РЕЖИМЕ ПУСКА НАСОСА

Рассматривается комплекс вопросов, связанных с механическими и гидравлическими переходными процессами на насосных станциях при пуске насосного агрегата.

Напорная система водоподачи, насосная станция, насос, напорный трубопровод, обратный клапан, переходные процессы.

There is considered a complex of questions connected with mechanical and hydraulic transient processes at the pump stations when setting up a pump aggregate.

Pressure water supply system, pump station, pump, pressure pipeline, back-pressure valve, transient processes.

Переходные процессы в напорных системах водоподачи связаны в основном с неустановившимся движением жидкости в трубопроводах, т. е. основные процессы – гидравлические.

Переходные процессы возникают в результате изменения режима работы насосных агрегатов и степени открытия трубопроводной арматуры и устройств, являющихся различными механизмами, поэтому изменения их состояния определяются также механическими переходными процессами. Вода подается в напорные системы насосами, которые в большинстве случаев приводятся в действие от электродвигателей, поэтому изменение режима работы насосных агрегатов связано и с электрическими переходными процессами. Таким образом, в напорных системах водоподачи наряду с гидравлическими должны учитываться также механические и электрические переходные процессы.

Механические переходные процессы в насосных агрегатах. Следует отметить работы, выполненные в этом направлении В. И. Богдановским, В. И. Виссарионовым, Е. В. Гутовским, В. Я. Карелиным, Р. А. Новодережкиным, А. В. Подласовым, Г. Г. Герасимовым, М. Я. Пановым, А. М. Кургановым, А.И. Степановым, Н. П. Яковлевым.

Ротор насосного агрегата приводится во вращение от двигателя, который развивает при работе момент M_d . Насос потребляет при этом момент M_H , который обычно называют моментом сопротивления. При нормальном режиме работы насосного агрегата

с постоянной частотой вращения вращающийся момент двигателя M_d равен моменту сопротивления насоса M_H . Разность между моментами M_d и M_H приводит к возникновению углового ускорения dw/dt , значение которого также зависит от момента инерции I вращающихся масс ротора насосного агрегата. Это может быть записано в виде следующего выражения:

$$I \frac{dw}{dt} = M_d - M_H. \quad (1)$$

При замене в этом уравнении угловой скорости частотой вращения $w = \frac{3,14n}{30}$ и момента инерции маховым моментом $I = \frac{GD^2}{4g}$ получаем:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{375}{GD^2} (M_d - M_H). \quad (2)$$

Момент сопротивления насоса M_H зависит от частоты вращения n ротора насосного агрегата и расхода воды Q , проходящего через насос. С учетом момента $M_{тр}$, затрачиваемого на трение в сальниках и подшипниках насоса, момент сопротивления насоса

$$M_H = M(nQ) + \text{sign}(n)M_{тр}.$$

Момент, развиваемый электродвигателем с определенными допущениями (смотри ниже), можно принять зависящим только от частоты вращения $M_d = M_d(n)$.

Момент инерции I вращающихся масс насосного агрегата включает в себя также момент инерции от присоединенных масс воды.

Механические переходные процессы, связанные с действием трубопроводной арматуры, прежде всего необходимо учитывать для обратных клапанов. На диск (тарель) обратного клапана действуют: гидродинамический момент M_r , момент от веса диска M_G и момент от трения в опорах клапана M_T . В зависимости от соотношения этих моментов диск клапана может находиться в состоянии движения или быть неподвижным. Момент от веса M_G всегда действует в направлении закрытия диска; гидродинамический момент M_r при нормальном направлении движения воды действует на открытие, а при противоположном направлении – на закрытие диска; момент от трения действует всегда в направлении, противоположном направлению суммы моментов M_r и M_G . Движение диска клапана, таким образом, может происходить при условии $(M_r + M_G) > M_{Тр}$.

В отдельных случаях при переходных процессах в напорных системах целесообразно учитывать также электромагнитные процессы, происходящие при изменениях режима работы электродвигателей. Эти вопросы рассмотрены в работах В. А. Веникова, А. А. Горева, Е. В. Гутовского. Уточнение математической модели в этих случаях совместным учетом в ней гидравлических и электро-механических процессов было впервые предложено В. И. Виссарионовым и практически реализовано И. С. Трусовым при рассмотрении им вопросов самозапуска насосных агрегатов. Для описания электромагнитных процессов в синхронных и асинхронных электродвигателях И. С. Трусовым использовалась система обыкновенных дифференциальных уравнений, разработанных Парком и Горевым.

Гидравлические переходные процессы возникают при плановых отключениях и пусках насосных агрегатов, их первоначальном пуске при заполненной водой системе, при регулировании их работы. Насосы и насосные станции – основные источники возмущения потоков воды в напорных системах [2].

Расчет режима пуска насосного агрегата связан прежде всего с определением изменения частоты вращения n ротора агрегата от нуля до номинального значения. Увеличение n происходит вследствие того, что момент, развиваемый

двигателем M_d , при этом больше, чем момент, потребляемый насосом M_n (момент сопротивления):

$$M_n = K_m \rho g \frac{1 + \xi}{2g} d^3 |v| v, \quad (3)$$

где K_m – коэффициент гидродинамического момента, зависящий (для данной конструкции клапана) от угла открытия диска α ; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления клапана, также зависящий от α ; v – скорость движения воды; ρ – плотность воды; g – ускорение свободного падения.

Таким образом, если при пуске насосного агрегата величина M_d не будет превосходить M_n , насос не сможет войти в нормальный режим работы.

Для привода насосов в основном используют электродвигатели трехфазного применения тока: асинхронные с короткозамкнутым и фазным ротором и синхронные. Электродвигатели постоянного тока для насосных станций напорных систем применяются редко – лишь при питании от небольших электростанций с генераторами постоянного тока.

Значение момента, развиваемого асинхронным двигателем, зависит от его частоты вращения. Обычно задается зависимость величин M_d не от частоты вращения n , а от скольжения:

$$S = 1 - \frac{n}{n_c},$$

где $n_c = \frac{60f}{p}$ – синхронная частота вращения;

f – частота питающей сети (обычно 50 Гц); p – число пар полюсов электродвигателя.

График зависимости M_d от скольжения S называется механической характеристикой электродвигателя (рисунок).

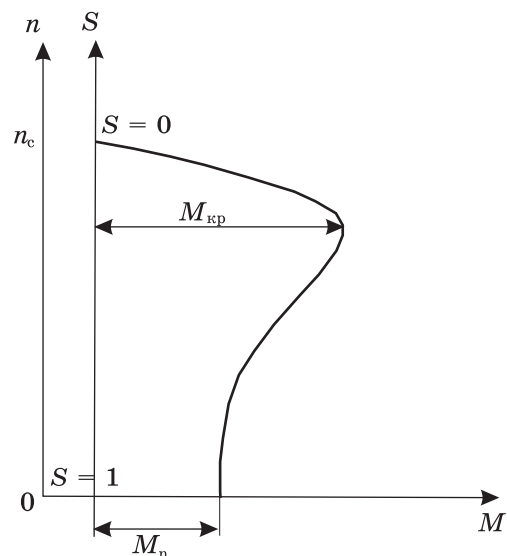


График зависимости M_d от скольжения S

При расчете режима пуска насосного агрегата по сравнению с расчетом отключения насоса неизвестным будет также M_d , являющаяся функцией n (β).

Для асинхронных двигателей с обычным ротором механическая характеристика может быть задана следующей формулой:

$$M_d = \frac{2(M_{кр} + \varepsilon)}{S/S_{кр} + S_{кр}/S + 2\varepsilon}, \quad (4)$$

где $M_{кр}$ – величина критического (максимального) момента; $S_{кр}$ – величина критического скольжения, соответствующая максимальному

моменту; $\varepsilon = \frac{S_{кр}r_1^2}{C_1 r_2^2}$; $C_1 = 1 + \frac{J_0}{2J_{к1}}$; r_1 – ак-

тивное сопротивление фазы статора, r_2 – активное сопротивление фазы ротора, приведенное к статору; J_0 – ток холостого хода; $J_{к}$ – ток короткого замыкания.

При использовании формулы (4) необходимо задать три значения: $M_{кр}$, $S_{кр}$ и ε , причем для асинхронных двигателей большой мощности активным сопротивлением статора можно пренебречь ($\varepsilon = 0$). При нормальной работе асинхронных двигателей скольжение находится в пределах 0,02...0,03, т. е. в какой-то степени частота изменяется в зависимости от нагрузки на двигатель [1–4].

Механическая характеристика синхронного двигателя при нормальном режиме работы представляет собой прямую линию, совпадающую с осью S (величина скольжения равна нулю). Таким образом, частота вращения от нагрузки на двигатель не зависит. Для синхронных двигателей наиболее распространенным является асинхронный пуск с помощью специальной пусковой обмотки, параметры которой определяют механическую характеристику синхронного двигателя в асинхронном режиме. При достижении двигателем в процессе асинхронного пуска частоты вращения примерно 0,95 от номинальной в обмотку ротора подается ток возбуждения и под действием синхронизирующего момента двигатель входит в синхронизм. Время этого перехода мало, поэтому при расчетах во многих случаях можно принимать, что при достижении подсинхронной частоты вращения $0,95n_0$ происходит мгновенный (скачкообразный) переход к номинальной частоте n_0 .

Поскольку у центробежного насоса момент сопротивления с увеличением подачи увеличивается, а у осевого уменьшается, то пуск центробежного насоса целесообразно осуществлять при наименьшей подаче, т. е. нулевой, а осевого – при максимальной. На практике пуск центробежных насосов наиболее часто производится при закрытой запорной арматуре на их напорных линиях, и поэтому переходные процессы локализируются в самом насосном агрегате. Однако если в процессе режима пуска насоса одновременно будет происходить открытие полностью закрытой к началу пуска запорной арматуры, то насос после момента пуска будет связан с напорным трубопроводом и переходный процесс распространится на всю систему. Практически это происходит при пуске центробежных насосов на опорожненный трубопровод. В этих случаях необходимо учитывать изменение (уменьшение) гидравлического сопротивления запорной арматуры: $S_3 = f(t)$ для $t > 0$. Напор, развиваемый насосом, будет превышать напор в начале напорной линии на потери в этой линии:

$$\begin{aligned} H_{н,j} - H_{о,j} &= S_H^* Q_{н,j}^2 = \\ &= (S_{3,j} - S_{3,0} + S_H) Q_{н,j}^2, \end{aligned} \quad (5)$$

где $S_{3,0}$ – гидравлическое сопротивление запорной арматуры в положении полного открытия.

Центробежные насосы необязательно запускать при закрытой запорной арматуре на напорных линиях насосов. Необходимо лишь, чтобы в процессе пуска наблюдалось противодействие воды, поэтому пуск можно осуществлять при заполненном трубопроводе на закрытый обратный клапан. Диск обратного клапана начнет открываться только после того как напор, развиваемый запускаемым насосом $H_{н,j}$, станет больше напора в начале трубопровода $H_{о,j}$, т. е. статического напора. Фактически открытие диска клапана начнется с некоторым запаздыванием, которое может быть определено так [1, 5]:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dt} I_{ок} &= M_{Г} + M_{Cr} - \\ &- \text{sign}(M_{Г} + M_{Cr}) M_{тр}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $I_{ок}$ – момент инерции диска обратного клапана с учетом присоединенных масс воды; $M_{Г}$ – гидродинамический момент; M_{Cr} – момент от веса диска; $M_{тр}$ – момент от трения в опорах.

Однако запаздывание при пуске насоса практически не оказывает влияния на протекание этого процесса, поэтому обычно может не учитываться. После открытия диска движение воды начнется сначала лишь в части трубопровода, прилегающей к обратному клапану. Вода в этой части трубопровода будет сжиматься, труба расширяться, повышенное давление будет распространяться в виде волны по длине трубопровода. В случаях, когда трубопроводы имеют переломы профиля, переходные режимы при пуске насосов могут протекать более сложно, так как после отключения насосов в повышенных местах трубопроводов могут образовываться кавитационные разрывы сплошности потока. В процессе пуска может произойти соударение разошедшихся колонн воды со значительным повышением давления в трубопроводе.

Выводы

Пуск характеризуется наличием двух этапов: набором синхронной частоты вращения и открытием затвора.

Основная задача расчета – определение продолжительности процесса, максимального давления в трубопроводе и момента сопротивления при синхронизации двигателя.

Целесообразно создать математическую модель нестационарных процессов

движения жидкости воды в напорных трубопроводах для систем коммунального и промышленного водоснабжения и разработать методику расчета на ПЭВМ гидравлического удара, вызываемого пуском насоса.

1. **Вишневский К. П.** Переходные процессы в напорных системах водоподдачи. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.

2. **Виссарионов В. И.** Математическое моделирование переходных процессов в насосных установках / Проблемы и направления развития гидромашиностроения: сб. науч. трудов. – 1978. – С. 16–18.

3. **Вишневский К. П.** Использование ЭВМ для расчета переходных процессов // Гидротехника и мелиорация. – 1978. – № 9. – С. 69–70.

4. **Алышев В. М., Масс Е. И.** Рекомендации по расчету неустановившегося движения многофазной жидкости в напорных системах. – М.: ЦНИИС МТС СССР, 1984. – 104 с.

5. **Бегляров Д. С.** Повышение надежности и эффективности работы закрытых оросительных систем. – М.: МГУП, 1996. – 140 с.

Материал поступил в редакцию 04.10.10.

Апресян Давид Шамилович, аспирант

Тел. 8-926-569-34-34