



Совет главных механиков
нефтеперерабатывающих
и нефтехимических предприятий
России и стран СНГ



МАТЕРИАЛЫ

30 ноября – 4 декабря 2009г.
МОСКВА

ОТРАСЛЕВОГО СОВЕЩАНИЯ
ГЛАВНЫХ МЕХАНИКОВ
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ
И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ
ПРЕДПРИЯТИЙ

Кавитационный аспект работы центробежных насосов на нерасчетных режимах



А.И. Швиндин
ООО «Сумский машиностроительный завод», Украина

Ухудшение вибродинамических характеристик центробежных насосов при работе на нерасчетных режимах и, как следствие, снижение их работоспособности вызваны следующими факторами [1–4]:

- изменением силового воздействия на ротор насоса из-за колебаний стационарных радиальной и осевой сил;
- изменением силового воздействия на ротор насоса из-за неравномерности потока на входе и выходе рабочего колеса вследствие мощных «обратных токов» (противотоков), связанного с нестационарными радиальными и осевыми силами;
- возникновением силового воздействия на ротор насоса вследствие кавитационных явлений.

Первые два фактора достаточно хорошо исследовались в отечественном и зарубежном насосостроении, в результате чего выработаны практические рекомендации по предпочтительной (рекомендуемой) и кратковременно допустимой (не более 2 ч в сутки) зонам работы по подаче (Q) [3–5]. Пределы этих величин назначались по уровню базового и предельно допустимого значения виброскорости на корпусах подшипников различных типоразмеров насосов. Как правило, режимы работы по подаче центробежных насосов отечественными нормативными документами определены в диапазоне $(0,7 \div 1,1) Q_{\text{опт}}$. Стандарт API 610 Американского нефтяного института [6], введенный в качестве международного для насосного оборудования нефтеперерабатывающих производств, дает графические рекомендации, представленные на рис. 1. На нем также показана физическая картина течения в рабочем колесе на частичных подачах (на недогрузочных режимах), когда образуются мощные обратные токи на его входе и выходе. В комментариях к этому графику сказано, что при необходимости длительной работы на недогрузочных режимах вне рекомендуемой зоны в системе должен быть предусмотрен байпас (линия рециркуляции).

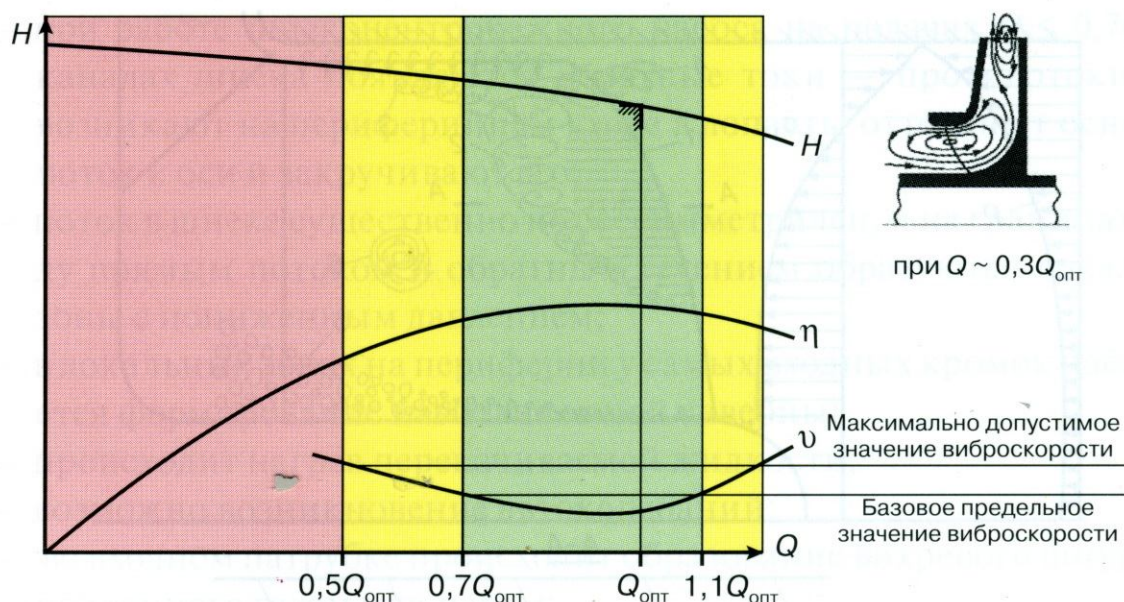


Рис. 1. Связь вибродинамических характеристик центробежных насосов с режимами работы (согласно API 610)

Q – подача; H – напор; η – КПД; ν – виброскорость; зеленое поле – рекомендуемая зона работы; желтое поле – зона кратковременно допустимой работы

Однако кавитационный аспект работы таких насосов на частичных подачах практически мало освещался и требует отдельного рассмотрения. Внешние проявления кавитации и обратных токов на входе в рабочее колесо на недогрузочных режимах практически одинаковы — пульсации, шум, повышенная вибрация, и их источники трудно разделимы. Наличие кавитационных явлений можно определить только по замерам каких-либо характерных параметров (шума, вибрации) в частотном диапазоне 1000—20000 Гц.

Существенное улучшение кавитационных характеристик центробежных насосов дает применение шнекоцентробежных ступеней. Рассматривая их работу, следует отметить, что эксплуатация шнеков практически всегда происходит при различных стадиях кавитации, сопровождающихся дополнительным шумом, пульсациями потока жидкости и вибрацией, что приводит к увеличению нестационарной нагрузки на ротор, особенно при малых подачах. Это определено самой гидродинамикой течения в шнеке, у которого лопасти спрофилированы уже с увеличенным углом атаки для обеспечения требуемого напора при расчетной подаче. При работе на частичных подачах в шнеке, кроме развитой кавитации на лопастях, дополнительно в граничной зоне противотока и активного потока возникает значительное вихреобразование и опять же с явлениями кавитации. В этом случае для обеспечения бескавитационной работы с целью исключения шума и вибрации необходимо обеспечить давление на входе в шнек, значительно превышаю-

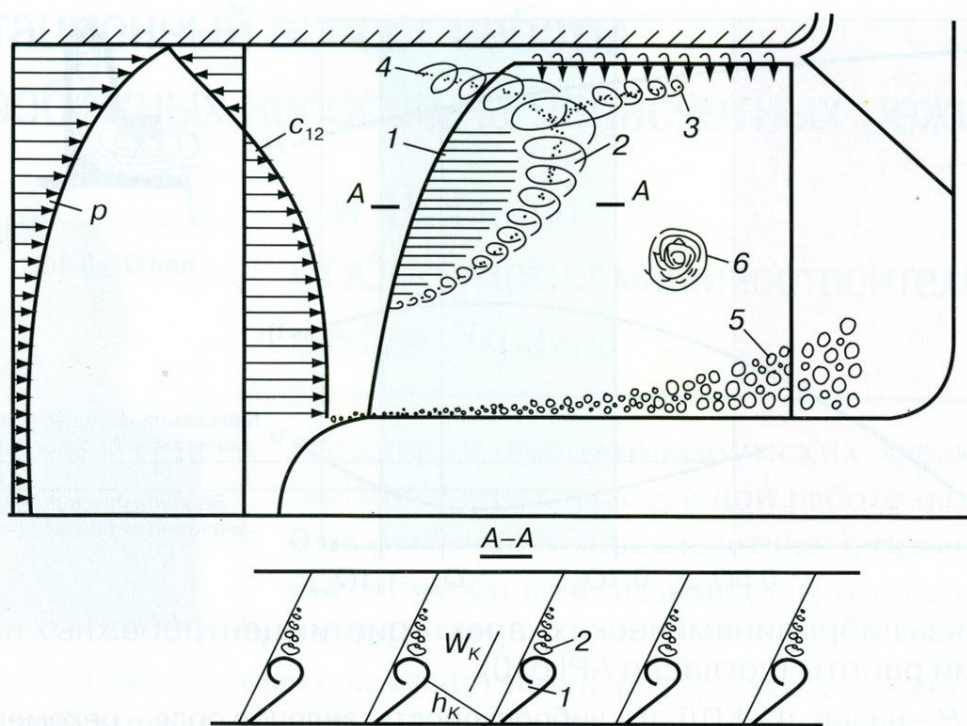


Рис. 2. Структура потока в шнеке при работе с противотоками [8]
 1 – профильная каверна; 2 – застойная зона (вихревой след); 3 – течение из вихревого следа вдоль основного потока; 4 – противоток; 5 – пузырьки газа; 6 – кавитационный вихрь в шнеках переменного хода

щее давление, при котором еще не наблюдается падение напора, что не всегда возможно.

Изучению кавитационных явлений в шнекоцентробежной ступени на недогрузочных режимах было уделено большое внимание при создании специальных топливных насосов для авиации и космической техники [7, 8]. Практически все исследования основывались на физическом эксперименте — визуализации потока в модельном насосе в стробоскопическом освещении при различных режимах работы. Обработка фото- и видеосъемок течения в шнеке при различных условиях по подаче, измерение полей скоростей и давлений перед шнеком дали возможность представить физическую картину течения в шнеке и разработать его математическую модель на частичных подачах. Результаты теоретических расчетов, выполненные по этой модели, показали достаточно хорошую сходимость с экспериментальными данными [8]. В дальнейшем созданная математическая модель широко использовалась в работах других предприятий при определении геометрических размеров шнека.

В конечном итоге физическая картина течения в шнеке на недогрузочных режимах, представленная на рис. 2, была теоретически обоснована, экспериментально подтверждена и получены некоторые однозначные выводы, например [8]:

- при работе шнекоцентробежного насоса на подачах $Q \leq 0,7Q_{\text{опт}}$ в каналах шнека появляются обратные токи — противотоки; они возникают на периферийном входе в лопасть, оттесняют основной поток к оси и закручивают его;
- поток в шнеке существенно не осесимметричен, и на границах между прямым потоком и обратным течением образуются локальные зоны с пониженным давлением;
- в локальных зонах на периферии у самых входных кромок наблюдается формирование кавитационной каверны;
- происходит нагрев перекачиваемой жидкости;
- возможно возникновение автоколебаний;
- во входном патрубке происходит образование вихревого шнура, заполненного газом или паром;
- в отличие от классических осевых рабочих колес, для шнеков режимы с противотоками часто являются рабочими;
- эксплуатация шнеков практически всегда ведется на разных стадиях кавитации и сопровождается дополнительным шумом, пульсациями потока, вибрацией корпуса и эрозионным износом;
- при снижении давления на входе в насос кавитация, существующая в зоне обратных токов, интенсивно развивается; в прямом потоке в каналах шнека кавитационная зона увеличивается и сопровождается уменьшением интенсивности обратных токов вплоть до их полного исчезновения; после этого происходит полный срыв.

В работе [9] достаточно подробно изложено разграничение внешних проявлений кавитационных явлений по значениям кавитационного запаса NPSH, при которых: 1) наблюдается падение напора (критический, или «срывной» кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$ — по ГОСТ 6134-87); 2) уровень шума превышает какие-то допустимые нормы; 3) уровень вибрации превышает принятые нормы; 4) начинается кавитационный износ шнека или рабочего колеса и др.

Например, на рис. 3 приведены безразмерные сравнительные характеристики кавитационного запаса — «срывного», при котором наблюдается падение напора, и «шумового», когда увеличиваются шумы и вибрации выше принятых норм, но пока без падения напора.

Приведенные характеристики показывают, что при $Q \approx 0,5Q_{\text{опт}}$ величины кавитационного запаса системы уже недостаточно для нормальной работы насоса. Такие явления неоднократно наблюдались при технологических пусках установок НПЗ, когда консольные насосы НКВ 600/320 при работе на режимах $Q \leq 0,5Q_{\text{опт}}$ со шнеком имели более высокую виброактивность, чем без шнека. И это подтверждается на практике на мно-

гих установках, когда от повышенной вибрации из-за кавитации шнека происходят самоотвинчивание крепежа шнека, преждевременный износ подшипников качения и торцевых уплотнений. Именно длительная работа на недогрузочных режимах является главной причиной недостаточной работоспособности крупных консольных насосов типа НКВ 600/320 со шнекоцентробежной ступенью.

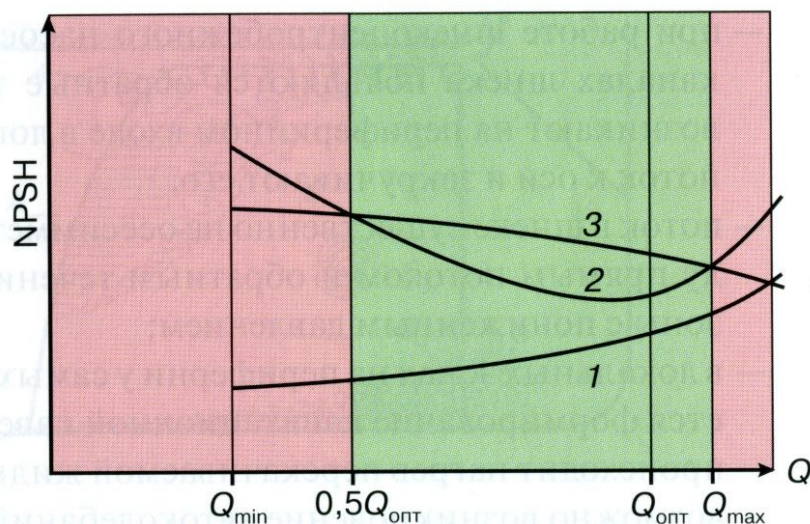


Рис. 3. Сравнительные кавитационные характеристики [9]

1 – «срывная», 2 – «шумовая»,
3 – кавитационный запас системы,
зеленое поле – зона бескавитационной работы

В свое время во ВНИИАЭН экспериментальному определению кавитационных характеристик шнекоцентробежных ступеней питательных, конденсатных и магистральных нефтяных насосов было уделено достаточно внимания, и значения допустимого кавитационного запаса многих из них назначались исходя из приведенных выше соображений.

Известная швейцарская компания «Sulzer» в руководствах по эксплуатации своих насосов запрещает их применение вне допустимой зоны работы по подаче, а при необходимости длительной работы на недогрузочных режимах требует включения байпаса или перехода на насос меньшей производительности. Кроме того, для насосов с подачей более 300 м³/ч компания рекомендует применять только двухпорные насосы как более надежные при работе на недогрузочных режимах.

Следует отметить, что в отечественных тепловых и энергетических блоках ТЭС и АЭС все питательные насосы оснащены линией рециркуляции с дросселирующим устройством, которая автоматически открывается при уменьшении подачи насоса менее 40 % от номинальной.

Обобщая, можно отметить, что гидродинамическая природа шнекоцентробежных ступеней такова, что их работа на режимах $Q \leq 0,7 Q_{\text{опт}}$ будет всегда сопровождаться кавитационными явлениями и обратными токами со всеми вытекающими последствиями. В этой связи проектантам следует пересмотреть традиционные решения по компоновке насосным оборудованием технологических установок нефтеперерабатывающих производств. Прежде всего, для подач более 300 м³/ч предусматривать

применение только двухпорных насосов. Для обеспечения нормальной работы оборудования на пусковых и нерасчетных режимах следует в системе предусматривать линию рециркуляции (байпас). Традиционную компоновку насосов (1 рабочий на 100 %-ную подачу + 1 резервный на 100 %-ную подачу) следует также пересмотреть. КПД насосов при работе на недогрузочных режимах на 25—30 % ниже оптимальных значений [2,3]. Учитывая, что на долю насосного и компрессорного оборудования приходится около 80 % общего потребления электроэнергии на НПЗ, то это прямые потери. С целью снижения энергозатрат на объектах при новом проектировании целесообразно рассматривать следующий вариант компоновки: 1 рабочий на 60 %-ную подачу + 1 резервный на 60 %-ную подачу и 1 пусковой на 20 %-ную подачу. Принимая во внимание то, что все насосы могут длительно обеспечивать 10 %-ные перегрузочные режимы, предлагаемая компоновка в различных комбинациях параллельной работы может обеспечивать любые режимы, требуемые по технологическому процессу установки, в том числе — аварийные.

Литература

1. Швиндин А.И. Пути повышения надежности и ремонтпригодности насосного оборудования НПЗ // Матер. отрасл. совещ. главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий (5—9 декабря 2005 г.), Кириши, 2005. С. 321—324.
2. Швиндин А., Иванюшин А. К вопросу о работе центробежного насоса на нерасчетных режимах // Насосы и оборудование. 2005. № 6. С. 34—36.
3. Operation rotodynamic pumps away from design conditions European Association of Pump Manufactures. TJ 919.064. 2000.
4. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз, 1960. 463 с.
5. Цема А.Д., Удянский А.В. Лекционные темы по вибрационной диагностике роторных машин: Метод. пос. Сумы: ТРИЗ, 2000. 40 с.
6. Центробежные насосы для нефтяной, химической с тяжелыми условиями работы и газовой промышленности: Стандарт API 610. 8-е изд. Август 1995 (США). 262 с.
7. Высокооборотные лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова, В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
8. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. М.: МГИУ, 2004. 280 с.
9. NPSH для лопастных насосов: Метод. рук-во. Европейская ассоциация производителей насосов, 1999. № 1. 48 с.