

О причинах сломов валов УЭЦН

Авторы: Н.И. Смирнов (старший научный сотрудник, канд. техн. наук), Н.Н. Смирнов (научный сотрудник) Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, С.Ф. Горланов (старший менеджер по механизированной добыче, "ТНК-ВР Менеджмент", Управление скважинных работ, "Отдел механизированной добычи")

В статье систематизированы основные типы сломов валов и их причины. Рассматриваются крутильные колебания УЭЦН и влияние их на усталостные разрушения. Приведены результаты испытаний валов на статическое кручение и усталость. Рекомендуется ряд мероприятий по снижению вероятности слома вала при выводе на режим и при работе УЭЦН.

Сломы валов УЭЦН в одних нефтедобывающих регионах случаются достаточно часто (до 40 %) [1], в других – происходят редко. Возможности исследования поверхности разрушения после слома сильно затруднены вследствие их последующего взаимного износа из-за инерции вращающегося ротора или особенностей отключения ПЭД. Предлагаемые версии разрушения валов, как правило, не подтверждаются модельными опытами и расчетами. Поэтому их причины глубоко не изучены, отсутствует классификация по видам разрушений. Предлагаемые технические решения по повышению работоспособности валов направлены на замену материала [1], усовершенствование шлицевых соединений путем применения по аналогии с фирмой "Шлюмберге" низкопрофильных соединений и новой методики их расчета [2].

Проведенный анализ сломов валов и условий эксплуатации в НГДУ "Сорочинскнефть", где высокий процент таких отказов, позволяет сделать следующие выводы:

- слом вала характерен для высокодебитных, высоконапорных УЭЦН независимо от завода-изготовителя;
- место слома вала находится в нижних секциях, входном модуле, газосепараторе, протекторе и электродвигателе (ПЭД);
- сломы валов различаются по характеру разрушения и происходят при различной изношенности деталей ротора;
- условия эксплуатации осложнены повышенным содержанием сероводорода и проводимыми антисолевыми обработками скважин.

Вышеприведенные особенности не позволяют принять только одну версию разрушения. Например, версия о коррозионном растрескивании материала вала в среде H_2S+HCl не объясняет причины разрушения валов ПЭД, где нет коррозионной среды. Причем диаметры валов у разных узлов не одинаковы: у ПЭД и гидрозакщиты, иногда у газосепаратора, они больше. Следовательно, возникающие напряжения при равных прочих условиях в этих узлах меньше. Версия о сломах вала вследствие заклинивания также малоубедительна, так как в этом случае разрушение всегда должно происходить в наиболее нагруженном месте, каким является нижнее шлицевое соединение ниж-

ней секции. Поэтому требуется разработать физическую модель отказа.

Для изучения возможных механизмов слома вала нами проведен послеексплуатационный анализ свыше 70 УЭЦН компании "ТНК-ВР" с исследованием особенностей конструкции, эксплуатационных условий, свойств материалов и других, отказавших по этой причине. Выделено пять основных типов разрушения валов (рис. 1):

- разрушение вала вследствие уменьшения его сечения до предельного состояния (см. рис. 1, а);
- разрушение вала по ослабленным сечениям с реализацией механизма среза (см. рис. 1, б);
- усталостное разрушение под действием переменных по амплитуде нагрузок (см. рис. 1, в);
- разрушение вследствие нагрева и разупрочнения (см. рис. 1, г);
- комбинированный тип разрушения (см. рис. 1, д).

При разрушении по первому типу (см. рис. 1, а) уменьшение диаметра вала при эксплуатации возможно при резании материала вала фрагментами разрушившихся деталей с высокой твердостью, к которым относятся радиальные и осевые подшипники из твердых сплавов и керамических материалов. Разрушению этих деталей способствуют дефекты самого материала: трещины, которые могут возникнуть при сборке из-за местного натяга; мехпримеси, попадающие в зазор между втулкой и валом и оказывающие расклинивающее действие; конструктивные особенности подшипников; динамические нагрузки. В результате разрушения втулки или кольца упорного подшипника возникают режущие кромки, направленные в сторону вала, а при заклинивании втулок между собой режущей гранью является кромка шпоночного паза.

Разрушение по второму типу (см. рис. 1, б) происходит в случае, если касательные напряжения τ в опасном сечении от действующего крутящего момента M превышают по величине допустимые $[\tau]$. Касательные напряжения связаны с геометрией сечения вала известным соотношением

$$\tau = \frac{M}{W},$$

где W – момент сопротивления сечения вала.



а



б



в



г



д

Рис. 1. Основные типы разрушения валов

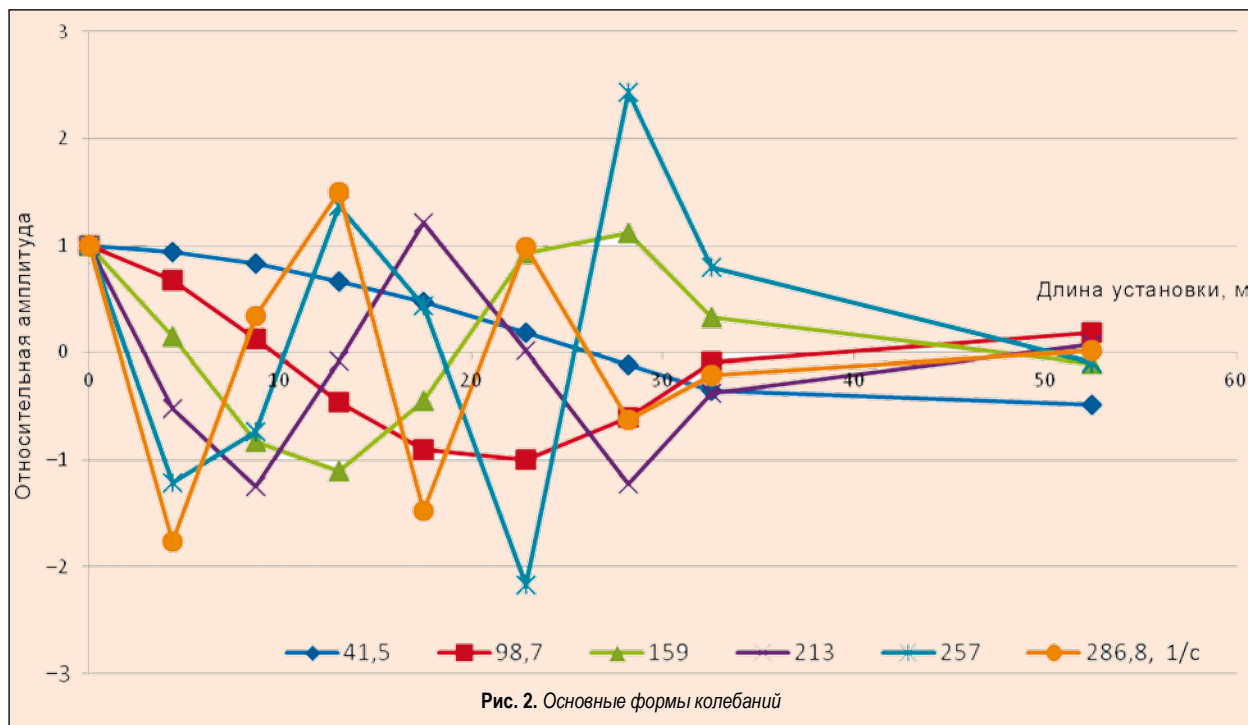
Разрушение такого типа происходит в большинстве случаев по наиболее нагруженному сечению: либо по шлицевому соединению (в области торца муфты), либо по пазу под стопорное кольцо. Плоскость разрушения перпендикулярна оси вращения. Свободная часть шлицев на этапе предразрушения деформируется.

К третьему типу относится усталостное разрушение валов, которое происходит под действием знакопеременных или (и) переменных по амплитуде нагрузок (см. рис. 1, в). Причиной их возникновения может быть неоднородность добываемой жидкости, что приводит к изменению момента сопротивления; работа установки в околорезонансных зонах, изгиб вала

вследствие износа радиальных сопряжений, несоосность валов. Поверхность разрушения имеет характерный вид. Как правило, можно выделить зону или зоны зарождения трещины, зону ускоренного развития трещины и зону долома. Присутствует также зона износа, возникающая при вращении концов разрушенного вала относительно друг друга.

Характерной особенностью при усталостном разрушении валов УЭЦН является то, что плоскость разрушения расположена к оси вращения приблизительно под углом 45° . Это относится и к форме разрушения муфты.

Разрушение по четвертому типу происходит в результате нагрева и разупрочнения, вследствие чего



изменяются прочностные характеристики материала вала (см. рис. 1, з). Нагрев вала до сотен градусов в локальной области происходит вследствие трения в подшипниках при отсутствии смазки либо при неэффективной смазке. Этому способствуют проворот и вращение наружной втулки в корпусе при заклинивании втулок радиального подшипника. Грибковидная форма разрушенного участка вала свидетельствует о разогреве металла, при котором происходит его пластическое течение.

Такой тип разрушения наиболее часто встречается у валов гидрозащиты и газосепаратора.

При пятом типе происходит комбинированное разрушение, когда реализуются два механизма и более (см. рис. 1, д). Например, на первом этапе начинается развитие усталостной трещины, а затем происходит срез.

Усталостное разрушение происходит под действием переменных нагрузок, которые возникают вследствие динамики установки. При ее работе возникают три типа колебаний: поперечные, продольные и крутильные. Поперечные колебания, возникающие вследствие дисбалансов, износов радиальных сопряжений, других факторов, и продольные колебания в наибольшей степени влияют на усталостное разрушение фланцево-болтовых соединений, корпусов, НКТ, что показано в работах [3, 4]. При асинхронной прецессии вала поперечные колебания могут обуславливать циклические изгибные напряжения вала. Крутильные колебания, на наш взгляд, создают основные переменные нагрузки, действующие на вал. Вопросы крутильных колебаний установок с дебитом 2880 м³/сут рассматривались специалистами фирмы REDA для объяснения причин предельных сломов валов [5].

Рассмотрим крутильные колебания УЭЦН5А-400-

2600 (включает в себя ПЭД, протектор, входной модуль, семь насосных секций), вал которой разрушился по усталостному механизму. На рис. 2 показан график относительных амплитуд колебаний вала с вращающимися массами по длине УЭЦН, на рис. 3 представлены результаты расчета частот собственных колебаний системы. Справа на рис. 2 расположен двухсекционный ПЭД.

Основной форме колебаний соответствует частота вращения вала 397 мин⁻¹; вторая и последующие равны соответственно 943, 1519, 2035, 2740 мин⁻¹. Если при запуске или работе частота вращения двигателя совпадает с одной из этих частот, наступает резонанс, характеризующийся увеличением амплитуды колебаний и переменных напряжений. Поэтому разгон до номинальной частоты в течение длительного времени или работа около одной из гармоник опасны с точки зрения усталостного разрушения вала. Причем, если не происходит слом вала при длительном выходе на режим, то могут появиться усталостные трещины, которые затем будут развиваться при меньшем уровне напряжений. В этой проблеме есть определенное противоречие. С одной стороны, чтобы слом вала не произошел при асинхронном пуске (за 0,1...0,5 с), рекомендуют увеличивать время выхода на режим ("плавный пуск"). С другой стороны, увеличение времени выхода установки на режим увеличивает вероятность накопления усталостных повреждений при прохождении первых собственных частот колебаний, на которых возникают переменные напряжения большой амплитуды.

Анализируя относительные амплитуды крутильных колебаний рассматриваемой установки (см. рис. 2), можно заметить, что в некоторых точках кривые пересекают ось абсцисс. Эти точки называют узлами. В

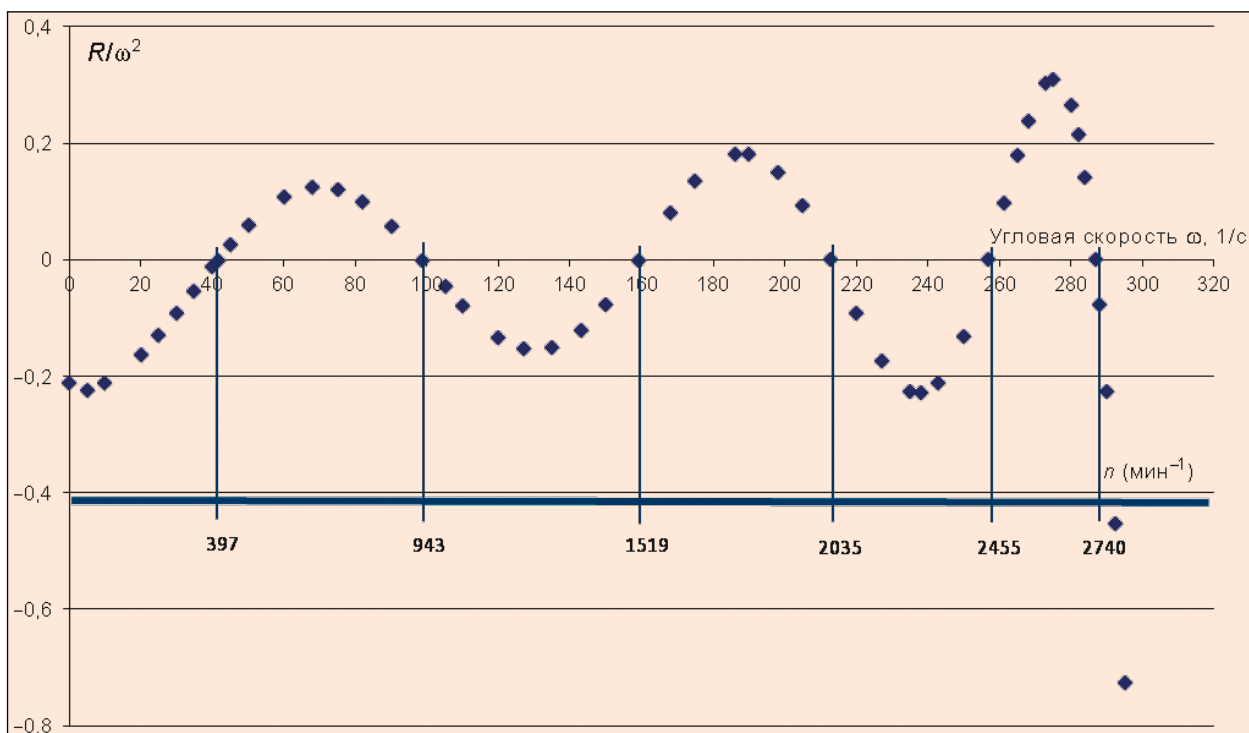


Рис. 3. Результаты расчета частот собственных колебаний системы (R – остаточный момент)



Рис. 4. Форма разрушения вала нижней секции

узле сечение вала неподвижно, а слева и справа от узла момент имеет разный знак, т. е. узел – это наиболее нагруженная переменными силами точка вала. Из графика (см. рис. 2) следует, что узлы находятся и на валах tandemного двигателя. Это объясняет возможный механизм разрушения вала ПЭД. Узлы колебаний на первой и второй собственных частотах находятся в зоне первой – второй насосных секций, т. е. там, где и произошло разрушение (рис. 4.). Это подтверждает корректность выбранной методики.

Для исследования характера разрушения при различных видах нагружения и механических характеристик материалов валов проведены испытания на статическую прочность и усталость. Испытания на статическое кручение образцов валов из сталей класса 07X16H4Д4Б с разной прочностью и инконеля, с основными типами шлицевых соединений проводи-

ли при частоте вращения $0,1 \text{ мин}^{-1}$. Установлено, что во всех случаях разрушение вала происходит по механизму сдвига и носит вязкий характер (рис. 5). В случае прямобочного шлицевого соединения разрушение происходит по шлицам (см. рис. 5, а), в случае эвольвентного шлицевого соединения – в основном по кольцевым канавкам под стопорное кольцо (см. рис. 5, б), в случае прямобочного низкопрофильного соединения – по кольцевым канавкам (см. рис. 5, в). Таким образом, работоспособность шлицевого соединения с низким прямобочным профилем шлицев при статическом кручении не уступает работоспособности эвольвентного соединения и ограничена напряжениями в сечении по кольцевым канавкам. Характер разрушения подобен второму типу разрушения (срез вала) (см. рис. 1).

Исследование усталостных характеристик проводили на специальных образцах из сталей класса 07X16H4Д4Б при вращении с изгибом по ГОСТ 3565–80. Как видно из рис. 6, с увеличением прочности предел выносливости материала σ_{-1} растет: если у Ст. 1 $\sigma_{-1} = 645 \text{ МПа}$, то у Ст. 3 $\sigma_{-1} = 805 \text{ МПа}$. Большое влияние на предел выносливости оказывают концентраторы напряжений и коррозионно-активная среда. При одновременном действии коррозионно-активной среды и переменных напряжений возникает коррозионная усталость. Предел ограниченной выносливости валов в этом случае существенно отличается от предела выносливости материалов при испытаниях на воздухе: его величина находится в диапазоне 150... 250 МПа. Таким образом, коррозионно-активные среды, кислотная обработка скважин резко снижают предел выносливости. Эта тенденция усиливается при



Рис. 5. Характер разрушения валов с различными шлицевыми соединениями: а – с прямобочными; б – с эвольвентным; в – с прямобочным низкопрофильным

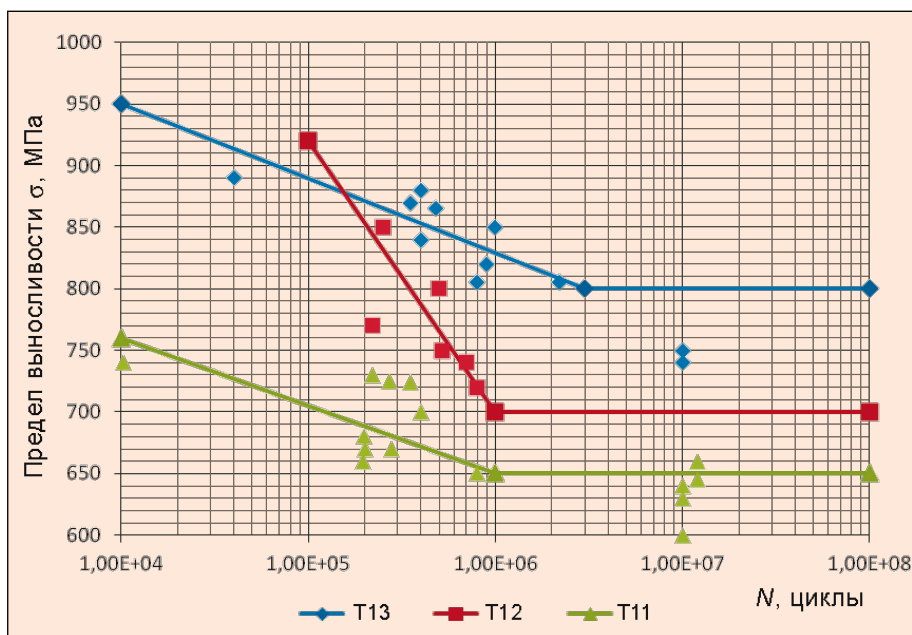


Рис. 6. Результаты испытаний на усталость:
Ст. 1 – $\sigma_T = 1100$ МПа,
Ст. 2 – $\sigma_T = 1200$ МПа (по данным
фирмы "Каури"); Ст. 3 – $\sigma_T = 1300$ МПа

имеющихся концентраторах и с повышением прочности материалов.

Выводы

В результате проведенных исследований выделено пять основных типов слома валов, которые в качестве классификатора можно использовать при определении причин отказа УЭЦН. Предрасположенность к слому по усталостному механизму вала возрастает, если:

- большое время вывода на режим;
- совпадение гармоник собственных колебаний установки с частотой вращения вала;
- высокодебитная и высоконапорная установка;
- применяются режимы "встряхивания", периодические режимы и т. д.;

- нестабильность момента сопротивления (песок, сильный износ сопряжений);
- источник питания слабый, плохо регулируется, имеются гармоники в сети, способные вызвать резонанс ПЭД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров В.Л. О надежности валов УЭЦН и выборе материалов для их изготовления // Нефт. хоз-во. – 2006. № 5. – С. 110–112.
2. Бетц К.В., Пещеренко С.Н. Прочность шлицевых соединений погружных центробежных установок для добычи нефти // Научные исследования и инновации: науч. журн. – 2010. – Т. 4. – № 1. – С. 78–85.
3. Смирнов Н.И. Исследования и пути повышения ресурса УЭЦН // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2000. – № 3. – С. 13–16.

4. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н. Расчетно-экспериментальный метод повышения ресурса УЭЦН // Управление качеством в нефтегазовом комплексе. – 2006. – № 1. – С. 30–35.

5. Brinner T.R., Traylor F.T., Stewart R.E. Causes and Prevention of vibration induced failures in submergible oilwell pumping equipment. SPE 11043.57th Annual Fall Technical Conference AJWE New Orleans, LA, 26–29/09/1982.

Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

119334 Россия, г. Москва, а/я 756.

Тел.: 8(499) 135-84-71.

E-mail: smirnovni@imash.ru

"ТНК-ВР Менеджмент",

Управление скважинных работ,

"Отдел механизированной добычи"

125284 Россия, г. Москва, ул. Беговая, 3, стр. 1.

Тел.: 8(495)777-77-07, доб. 2487.

E-mail: SFGorlanov@tnk-vp.com
