

УДК 621.454.2

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЫВНОЙ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА И СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

© 2014 И.С. Казённов, Ю.И. Каналин, Н.П. Полетаев, И.А. Чернышева

Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко»,  
г. Химки Московской области

В настоящее время в двигателях больших и малых тяг отечественных и зарубежных конструкций для уменьшения давления в баках применяются шнековые бустерные насосы (БН). Как и в любых гидравлических устройствах там возможно появление кавитации. Для определения кавитационных характеристик шнековых и шнекоцентробежных насосов получен ряд эмпирических формул, которые не до конца учитывают все геометрические особенности шнеков переменного шага. В современных программах численного трёхмерного моделирования применяются различные модели кавитации, используя которые можно получить кавитационные свойства любой геометрии, однако методик расчётов нет. В данной статье представлены результаты моделирования течения в бустерном насосе и их сравнение с экспериментом. Моделирование проводилось с использованием ANSYS CFX. Явление кавитации моделировалось в стационарной постановке с учётом кавитационной модели Рэля-Плессета. Геометрическая модель состояла из оседиагонального колеса и лопаточного спрямляющего аппарата. Моделирование проводилось в модели как с зазором, бандажом и шероховатостью, так и без них. На основе этого разработана методика расчёта срывной кавитационной кривой при помощи ANSYS CFX.

*Оседиагональный бустерный турбонасосный агрегат, зазор, кавитация, кавитационная модель Рэля – Плессета, напор.*

### Введение

Бустерные турбонасосные агрегаты (БТНА) (рис. 1) являются важной частью жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) большой тяги и необходимы для обеспечения бессрывной работы основных насосов. Скорость вращения БТНА в разы меньше скорости вращения основных насосов. Из этого следует, что давление на входе в БТНА может быть снижено в разы по сравнению с входным давлением, необходимым для бессрывной работы основных насосов.

Целью данной работы являлось моделирование стационарного пространственного течения и разработка методики получения кавитационной кривой оседиагонального БТНА.

### Описание и основные характеристики БТНА

В данной работе главное внимание сосредоточено на течении в канале оседиагонального (шнекового) колеса БТНА. Для более правильной постановки граничных условий на выходе из оседиагонального колеса (ОК), в расчётной модели использовался лопаточный спрямляющий аппарат (СА).

На входе в насос стоят пилоны, которые служат для установки подшипниковой опоры, для подвода расходов охлаждения подшипника и разгрузки осевых сил, а также для уменьшения закрутки потока на пониженных расходах. Течение моделировалось на номинальном режиме (режим без обратных токов [1]), поэтому для упрощения расчётной модели пилоны не моделировались. Также не моделировались расходы из полости разгрузки осевых сил и охлаждения подшипников из-за их малости по сравнению с основным расходом.

Рабочее колесо имеет переменную втулку и три лопатки, выполненные с переменным шагом. Входная кромка ОК выполнена с малыми углами атаки по всей высоте всасывающей стороны лопатки. На выходе ОК установлен ротор турбины, внутренняя сторона которого является бандажом ОК. Течение в турбине не моделировалось, поэтому в модели представляет интерес только бандаж, который ограничивает протяжённость зазора между лопатками и статором, а также создаёт дополнительную закрутку потока.

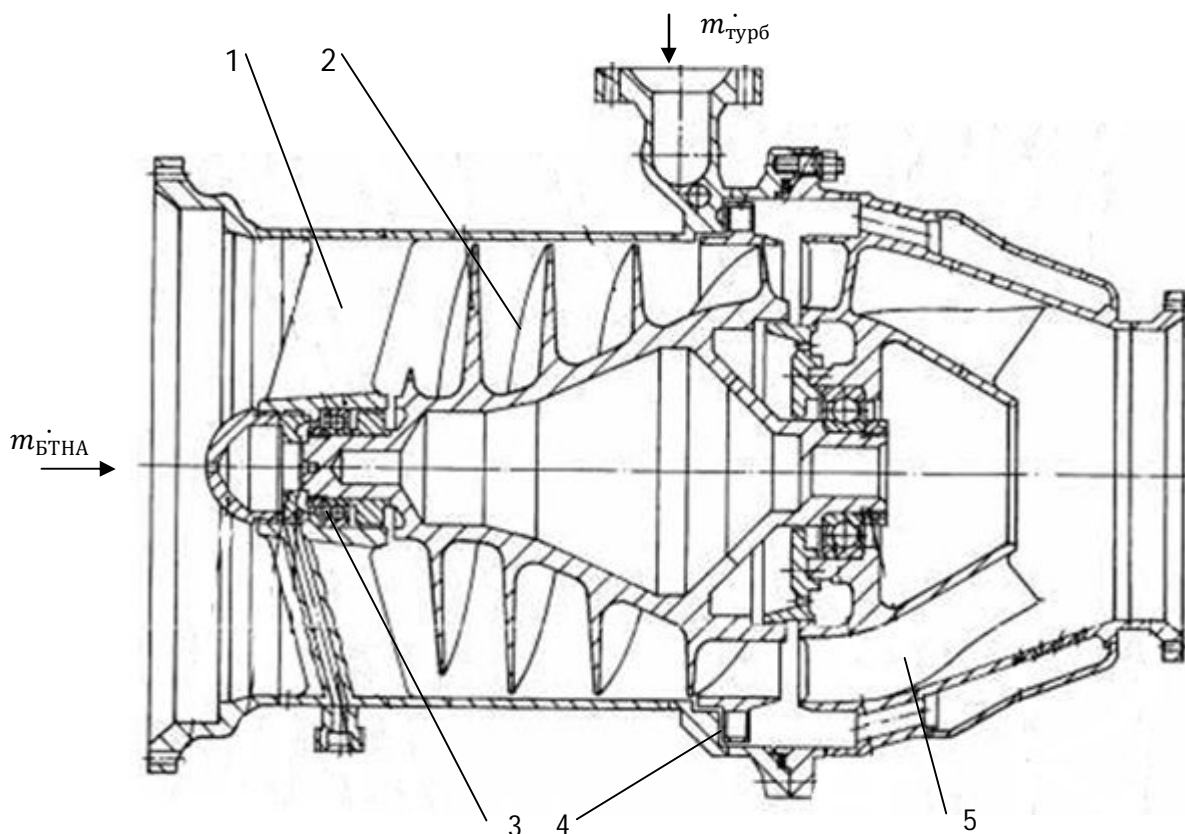


Рис. 1. Типовая схема БТНА ЖРД НПО Энергомаш [3]; 1- входные пилоны; 2 – оседиагональное колесо; 3 – полость разгрузки осевых сил; 4 – ротор турбины привода; 5 – спрямляющий аппарат отвода

### Моделирование кавитации

Одной из главных проблем при проектировании БТНА является обеспечение их кавитационных характеристик.

В насосах кавитация возникает при давлении на входе в насос, существенно превышающем давление парообразования при данной температуре жидкости. Это явление связано, прежде всего, с обтеканием лопатки. При обтекании лопаток, как и при обтекании любого профиля, образуется область пониженного давления [2].

В ANSYS CFX кавитация моделируется как многофазное течение. Для межфазового перехода используется дифференциальное уравнение Рэлея-Плессета [4]. Скорость фазового переноса массы между жидкостью и паром в единице объёма запишется в уравнении (1) для процесса парообразования, в уравнении (2) - для процесса конденсации.

$$m_{fg}^{\cdot} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2|p_v-p|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v-p), \quad (1)$$

$$m_{fg}^{\cdot} = F \frac{3r_g\rho_f}{R_B} \sqrt{\frac{2|p_v-p|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v-p), \quad (2)$$

где  $F$  – эмпирический коэффициент, который различается для парообразования и конденсации,  $r_{nuc}$ ,  $r_g$  – объёмная доля ядер нуклеации (ядер парообразования) и паровой фазы соответственно,  $R_B$ ,  $R_{nuc}$  – радиус ядер кавитации и ядер нуклеации соответственно,  $p_v$  – давление в пузырьре (давление насыщенных паров при заданной температуре),  $p$  – давление жидкости, окружающей пузырь,  $\rho_g$ ,  $\rho_f$  – плотность газа и жидкости соответственно,  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения жидкости на поверхности парового пузырьра.

Для модели Рэлея-Плессета в ANSYS CFX используются следующие параметры:

- $R_{nuc}=1$  [мкм];
- $r_{nuc}=5 \cdot 10^{-4}$ ;
- $F_{vap}=50$  – для парообразования;
- $F_{cond}=0.01$  – для конденсации;

В доступной литературе по моделированию кавитации в ANSYS CFX пред-

ставлено много работ, но по моделированию срывной кавитационной кривой в диагональных, центробежных и шнековых насосах в сравнении с экспериментом было найдено всего 6 источников [5-10]. Ни в одной из этих работ не представлена методика моделирования кавитации.

Из просмотренной литературы можно сделать вывод о том, что погрешность расчёта по критическому кавитационному запасу составляет от 1% до 60%, в среднем погрешность составляет 10-20% (более низкое входное давление срыва по расчёту). Несмотря на такую погрешность расчётов, абсолютные значения имеют небольшую разницу.

По напору погрешность находится в пределах 1-16% в сторону увеличения

рассчитанного напора, средняя же погрешность составляет 5-10%.

### Сеточная модель

Расчётная модель БТНА была разбита на два домена: первый – это 1/3 проточной части области входа и канал ОК (1 лопатка), второй – 1/11 проточной части СА (1 лопатка).

Сеточные модели (рис. 2) были выполнены мультиблочным методом и структурированной сеткой, состоящей только из гексаэдров. Такой выбор сетки, несмотря на сложность её построения, обусловлен рекомендациями, которые были даны в [11] (на гексаэдральной сетке сходимость и устойчивость решения для расчётов с кавитацией лучше, чем на тетраэдральной).

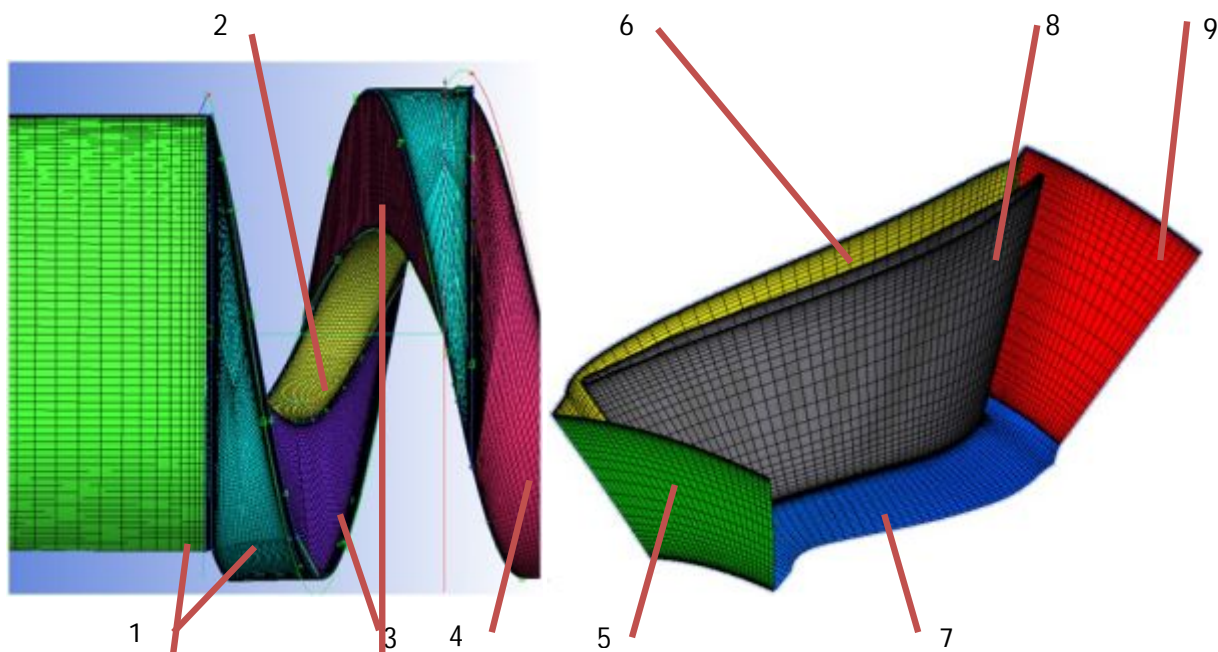


Рис. 2. Сеточные модели расчётных областей: слева – проточный канал ОК, справа – поверхности сетки СА; 1- периферийные области ОК с зазором; 2 – область втулки ОК; 3 – поверхности всасывающей и напорной стороны ОК; 4 – периферийная область ОК без зазора (бандаж); 5 – поверхность входа в СА (интерфейс между доменами ОК и СА); 6 – поверхность симметрии СА; 7 – втулочная поверхность СА; 8 – поверхность лопатки СА; 9 – выход из домена СА

По рекомендациям из [12] было уделено внимание тому, чтобы стыковка узлов на периодических поверхностях происходила точно узел в узел, а также соблюдены требования к росту и размерам ячеек.

Для ОК сетки были сделаны двух типов: первый тип – без зазора, второй – с зазором и с учётом бандажа. Сеточная

модель с бандажом получилась более сложной и трудоёмкой в изготовлении, а также с большим количеством ячеек за счёт дополнительных блоков в зазоре.

Сеточные модели соединялись между собой посредством интерфейсов, представленных в программе ANSYS CFX, которые позволяют переносить консерва-

тивные параметры между поверхностями доменов.

Для стационарных течений в ANSYS CFX есть два типа интерфейсов:

–Frozen rotor («замороженный» ротор) – в данном типе интерфейса передача данных происходит напрямую, без осреднения полей потока при переходе из одного домена в другой, таким образом можно моделировать следы от лопаток. Однако требуется, чтобы отношение площадей сопрягаемых поверхностей было близко к единице [4, 12];

–Stage (осреднённый по окружности поток) – в данном методе выполняется осреднение параметров потока в окружном направлении. Поэтому расположение ротора относительно статора неважно.

Главная задача данного моделирования - это получение срывной характеристики ОК, а не взаимодействие ОК и СА, поэтому соединение доменов проводилось посредством интерфейса типа stage.

### Численное моделирование

Моделирование трёхмерного турбулентного стационарного течения решается путём применения уравнений Навье-Стокса с рейнольдсовым усреднением турбулентных пульсаций составляющих параметров течения (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS). Для вычисления турбулентных напряжений применена модель турбулентности Shear Stress Transport (SST).

Проведено два варианта расчётов кавитационной характеристики для модели без зазора и с зазором, на невращающихся поверхностях применялось граничное условие стенки типа counter-rotating wall (тип стенки, использующийся для вращающихся систем, стенка неподвижна относительно абсолютной системы координат; во вращающейся системе координат скорость стенки равна  $U_{wall} = -\omega * R$ ). Для модели с зазором учитывалась шероховатость поверхностей.

Для получения кавитационной кривой проводились стационарные расчёты, то есть для каждой точки кривой создавался свой файл и проводился отдельный расчёт. Поэтому на входе задавалось переменное полное давление, где на каж-

дую точку кавитационной кривой создавался новый расчётный файл с новым входным давлением. Для нового расчётного файла исходные данные принимались из предыдущего расчёта. Первая точка считалась для входных давлений существенно больших, чем давление срыва, и без учёта уравнения Релея-Плессета. Затем проводился расчёт с уравнением Релея-Плессета. Такой последовательный метод решения, сначала без учёта, а затем с учётом уравнения Релея-Плессета, приведён в [4]. При получении устойчивого решения расчёт останавливался, входное давление понижалось. Для устойчивой сходимости решения понижение давления должно быть таким, чтобы рост каверны не был слишком резким, в противном случае расчёт выдает ошибку и останавливает решение. Чтобы этого избежать, должно быть задано меньшее снижение давления. Если же расчёт сразу проводится с учётом уравнения Релея-Плессета, то нужно намного больше времени для того, чтобы задача сошлась и вышла на стационарный режим.

Во время расчёта, по мере снижения входного давления, увеличения каверны и приближения к точке срыва напора, расчёты занимают больше времени для получения установившихся стационарных результатов. При попытке просчитать точку срыва до выхода на стационарный режим, расчёт длился больше недели и не принёс положительных результатов, так как он не «сошёлся» и предпосылок к этому не было.

Решение считалось сошедшимся, когда:

- невязки по среднеквадратичным параметрам достигали  $10^{-4}$ ;
- дисбаланс массовых потоков не превышал  $10^{-4}$ ;
- Mass Domain source, P-Vol Domain source, V-mom Domain source, W-mom Domain source, K-TurbKE Domain source, O-TurbFreq Domain source достигали определённого уровня и далее не изменялись.

### Результаты расчёта

Полученные расчётным путём результаты по напору БТНА в зависимости от кавитационного запаса сравниваются с

результатом модельных испытаний (МИ). На рис. 3 видно, что расчётные характеристики показывают меньшую величину  $\Delta h_{\text{л}}$ , чем по результатам модельных испытаний (здесь  $\Delta h_{\text{л}}$  – срыв по второму критическому режиму [2]). Для модели с зазором разница составляет около 15%, без зазора - 10%.

Для модели без зазора рассчитанный напор выше напора по МИ, а для модели с

зазором значения рассчитанного напора хорошо согласуются с результатами напора по МИ.

Несмотря на то, что модель без зазора имеет более простую сеточную структуру и меньшую погрешность по  $\Delta h_{\text{л}}$ , она не учитывает вихревую кавитацию и потери в зазоре, а, следовательно, и реальную картину течения (рис. 4).

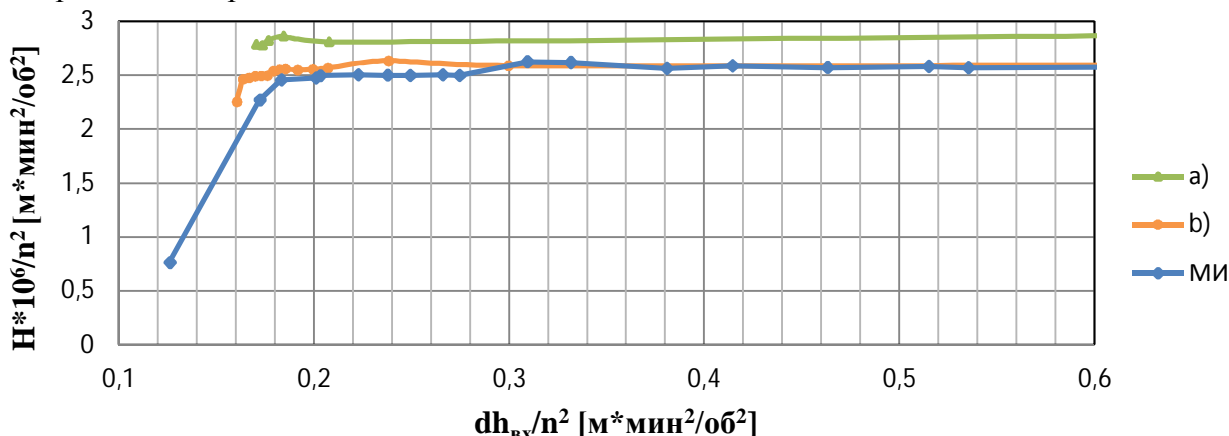


Рис. 3. Срывная кавитационная характеристика БТНА:  
 а – модель без зазора, б – модель с зазором, МИ - модельное испытание

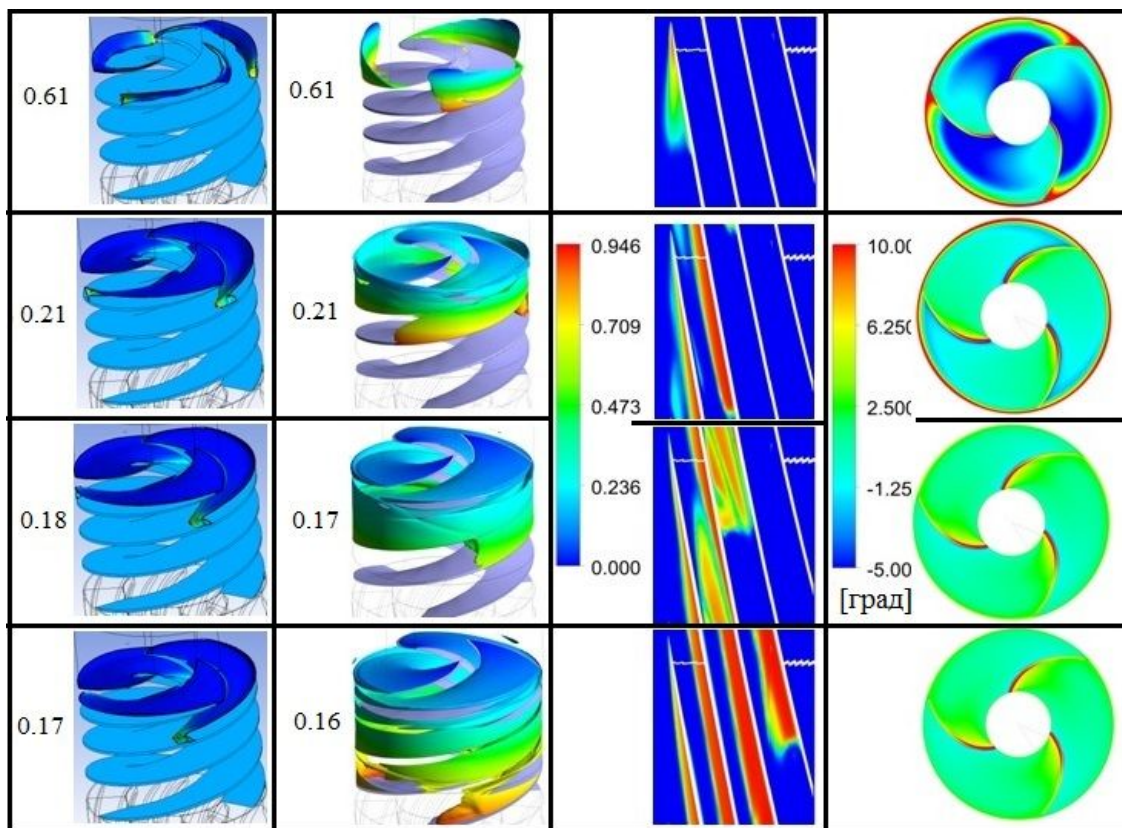


Рис. 4. Слева направо – трёхмерная картина распределения каверны в ОК при 10% содержании паровой фазы в воде в модели без зазора; - с зазором; - развёртка канала на 90% высоты лопасти с картиной распределения паровой фазы; распределение угла атаки на входной кромке в модели с зазором. Возле первого и второго столбцов слева проставлены значения, соответствующие  $dh_{\text{вх}}/n^2$

В модели с зазором каверна образуется за счёт перетечек с напорной стороны лопатки на всасывающую. Срыв происходит после того, как каверна доходит до банджа (в модели без зазора срыв происходит после того, как каверна доходит до следующей лопатки).

По картинам распределения угла атаки (рис. 4) можно увидеть, что при больших значениях  $dh_{ex}/n^2$  угол атаки на периферии имеет значение намного больше расчётного, равного 1 град. Это происходит из-за перетечек в зазоре, которые выходят под углом к основному потоку и закручивают его в сторону вращения колеса.

В «активном потоке» проходное сечение получается поджатым (рис. 5), и характер течения схож с характером течения при наличии обратных токов на входе. Вследствие этого углы атаки в «активном потоке» могут быть отрицательными.

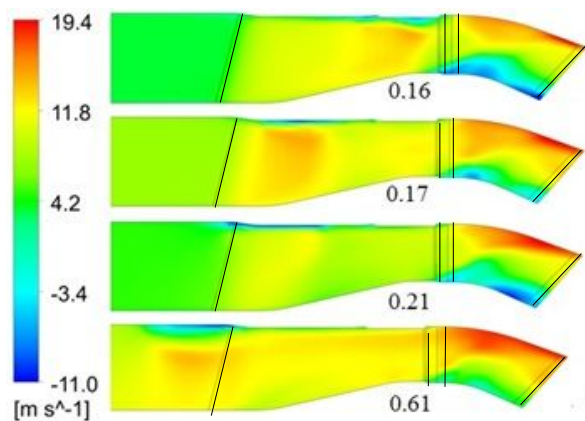


Рис. 5. Распределение осевой скорости (модель с зазором) в зависимости  $dh_{ex}/n^2$  (значения подписаны под рисунками)

С уменьшением  $dh_{ex}/n^2$ , перетечки в зазоре от входной кромки перемещаются вдоль лопатки, пропорционально продвижению каверны (рис. 4) и распределению давления (рис. 5). Это приводит к перераспределению осевой скорости, а в итоге и к увеличению угла атаки.

Течения в зазоре, влияющие на «активный поток», изучены в иностранной литературе [10, 13-15]. При проектировании оседагонального колеса они не учитывались. Однако распределение осевой скорости на входе в колесо (рис. 6) пока-

зывает, что зазор влияет на картину распределения скоростей и, как следствие, углов атаки.

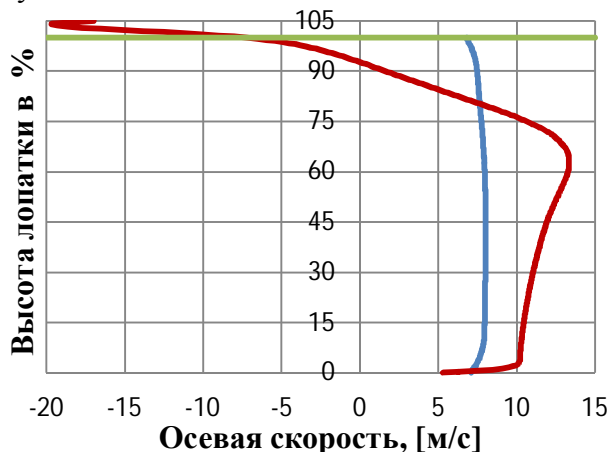


Рис. 6. График распределения осевой скорости по высоте лопатки перед входной кромкой при  $dh_{ex}/n^2=0,61$  ( — модель без зазора, — с зазором, — конец лопатки)

Потери в спрямляющем аппарате ( $\Delta h_{CA}$ ) во всех вариантах расчётов на расчётном режиме составляют около 15...17 [м] (15% от напора ОК). Потери рассчитывались по формуле (3)

$$\Delta h_{CA} = H_{t_{БН}} - H_{t_{ОК}}, \quad (3)$$

где  $H_{t_{БН}}$  - напор БТНА,  $H_{t_{ОК}}$  - напор ОК.

На рис. 6 можно увидеть зарождающиеся обратные токи на выходе ОК, которые переходят в СА. Это подтверждается рис. 7 (два последних столбца), где из картин течения у втулки отчётливо видны повышенные углы отставания потока на выходе из ОК и пониженные значения угла атаки у втулки СА.

Обратные токи на выходе ОК (судя по углам атаки на СА, рис. 7 последний столбец, рис. 8) уменьшаются от больших  $dh_{ex}/n^2$  к меньшим, вплоть до самого срыва (в точке срыва увеличиваются). При этом от 12...18 % до 90...95 % высоты лопатки углы атаки СА меньше нуля и с уменьшением  $dh_{ex}/n^2$  тоже уменьшаются, но в точке срыва имеют минимальное значение (рис. 8).

Однако возможно, что такие результаты по углам атаки в СА могли быть получены вследствие применения интерфейса соединения поверхностей типа stage, что предстоит выяснить в дальнейшем.

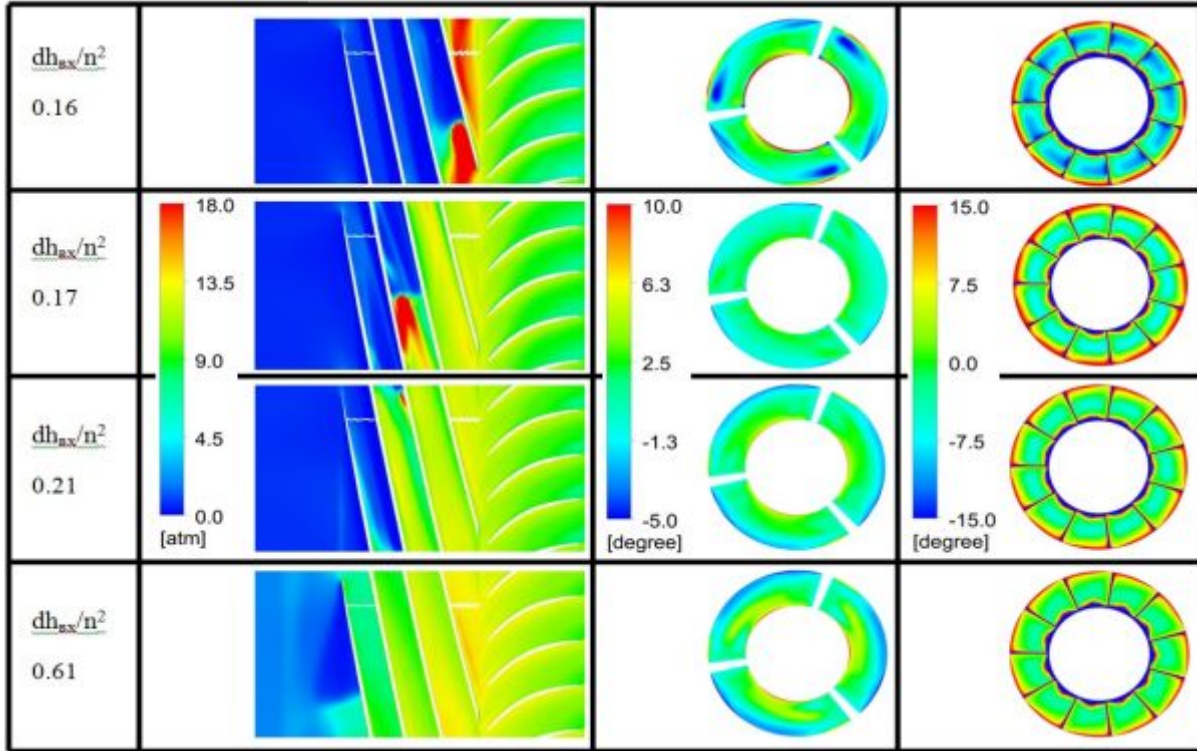


Рис. 7. Слева направо (модель с зазором) – развётка канала на 90% высоты лопасти с картиной распределения полного давления; распределение угла отставания потока на выходной кромке лопасти колеса; распределение угла атаки потока на входной кромке лопасти СА. Возле столбцов проставлены значения, соответствующие  $dh_{BX}/n^2$

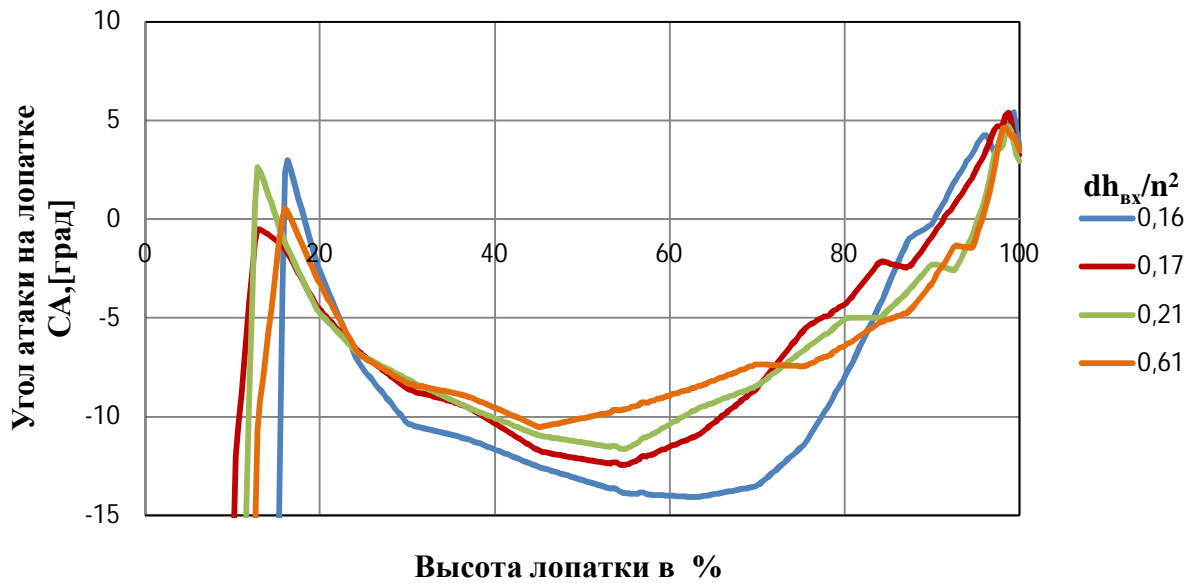


Рис. 8. Распределение по высоте осредненного в окружном направлении угла атаки лопатки СА

Сравнивая полученные значения погрешностей расчёта параметров с результатами других авторов [5-10], можно сделать вывод о том, что полученная погрешность в расчёте, равная 15% по срывному кавитационному запасу, является удовлетворительным результатом, осо-

бенно если учитывать тот факт, что абсолютная разница равна 1 м.

Проведённое моделирование показало, что выбранная расчётная модель с одной лопаткой ОК и одной лопаткой СА показывает хорошую сходимость расчётов и их результатов при меньшем времени расчёта и меньших требованиях к мощно-

сти компьютера по сравнению с полной моделью. Наиболее верным расчётным вариантом является модель с зазором, так как она более правильно описывает механизм течения в ОК.

#### Выводы

1. Разработана методика расчёта срывной кавитационной характеристики при помощи ANSYS CFX.

2. Рассчитаны характеристики по 2 различным моделям (с зазором и без зазора).

3. Вариант моделирования шнека с зазором является более верным, по сравнению с вариантом без зазора, так как он более правильно описывает механизм течения в шнеке.

4. Разница величин  $\Delta h_{\text{вх}}$  между рассчитанными давлениями срыва (модель с зазором) и модельными испытаниями составляет около 15% ( $\Delta h_{\text{II расч.}} < \Delta h_{\text{II вода}}$ ),

что является удовлетворительным результатом.

5. Потери давления в спрямляющем аппарате составляют около 15% во всех вариантах расчётов.

6. Получены картины распределений давления, скорости, каверны, углов атаки и отставания в оседиагональном колесе и спрямляющем аппарате.

7. По полученным картинам распределений параметров видно, что при повышенных давлениях на входе (несильно развитая кавитация) имеются обратные течения из-за перетечек в зазоре с напорной стороны лопасти на всасывающую, вследствие чего углы атаки на входе в колесо могут быть отрицательными.

8. Полученные результаты могут быть применены для прогноза параметров вновь разрабатываемых насосов.

#### Библиографический список

1. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.

2. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД. М.: Машиностроение, 1971. 376 с.

3. Валуева О.А., Видишев В.И., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П. Кавитационные характеристики шнековых бустерных насосов ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Труды НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко. 2005. № 23. С. 306-320.

4. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0. © 1996-2006 ANSYS Europe, Ltd.

5. Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer // Int. Journal Rotating Machinery. 2004.

6. Philippe Dupont, Tomoyoshi Okamura. Cavitating Flow Calculations in Industry // International Journal of Rotating Machinery. 2003.

7. Youcef AIT BOUZIAD. Physical modelling of leading edge cavitation: computational methodologies and application to hydraulic machinery. EPFL - Laboratoire de Machines Hydrauliques, 2006.

8. Pierrat D., Gros L., Couzinet A., Pintrand G., Gyomlai Ph. On the Leading Edge Cavitation In a Helico-centrifugal pump: Experimental and Numerical Investigations. IAHR WG Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 2009.

9. Hou-lin LIU, Dong-xi LIU, Yong WANG, Xian-fang WU, Jian WANG. Application of modified k- $\omega$  model to predicting cavitating flow in centrifugal pump // Water Science and Engineering. 2013. V. 6, no. 3. P. 331-339.

10. Rafael Campos-Amezcuа, Sofiane Khelladi, Zdzislaw Mazur-Czerwiec, Farid Bakir, Alfonso Campos-Amezcuа, Robert Rey Numerical and Experimental Study of Mass Transfer Through Cavitation in Turbomachinery. InTech. 2011.

11. Jose J.K., Mmbaga J.P., Hayes R.E., Xu Z. Modeling Cavitation in a High Intensi-



ty Agitation Cell // Canadian Journal of Chemical Engineering. 2011. V. 89, no. 5. P. 1154-1164.

12. Попов Е.Н. Моделирование пространственного течения жидкости в кислородном насосе ЖРД с учетом кавитации // Труды НПО Энергомаш. 2010. № 27. С. 65-94.

13. Johann Friedrich Gülich Centrifugal Pumps (second edition). Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.

14. Miorini R.L., Wu H., Katz J. The Internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump // Journal of Turbomachinery. 2011. V. 134, no. 3. Article number 031018.

15. Wu H., Miorini R. L., Katz J. Measurements of the Tip Leakage Vortex Structures and Turbulence in the meridional plane of an axial Water-Jet Pump // Experiments in Fluids. 2011. V. 50, no. 4. P. 989-1003.

### Информация об авторах

**Казённов Иван Сергеевич**, инженер-программист, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: [kazyonnov.ivan@gmail.com](mailto:kazyonnov.ivan@gmail.com), [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

**Каналин Юрий Иванович**, главный специалист, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, турбины, жидкостные ракетные двигатели.

**Полетаев Николай Павлович**, ведущий инженер-конструктор, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

**Чернышева Ирина Алексеевна**, начальник сектора, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

## MODELING OF STALL CAVITATION SENSITIVITY OF A BOOSTER TURBOPUMP ASSEMBLY AND COMPARISON BETWEEN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESULTS

© 2014 I.S. Kazyonnov, U.I. Kanalin, N.P. Poletaev, I.A. Chernisheva

Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region, Russian Federation

Nowadays, screw booster pumps (BP) are used in engines of large and small thrust both of Russian and foreign designs to reduce the pressure in the tanks. Cavitation may occur in BPs like in any hydraulic systems. To determine the cavitation characteristics of screw and centrifugal pumps a number of empirical formulas were obtained which do not fully take into account all the geometrical features of variable-step screws. Various models of cavitation are used in CFD programs; cavitation properties of any geometry can be obtained on the basis of these models. The paper presents the results of numerical analysis of the cavitating flow in a booster pump and their comparison with the experimental ones. Modeling was performed by ANSYS CFX. The cavitation phenomena were simulated in a stationary approach using the Rayleigh-Plesset model. The geometrical model included an axial-radial wheel and straightening vanes. The analysis was performed with and without a shroud ring, a clearance gap and roughness. On this basis, a method of calculating the stall cavitation characteristics is developed using ANSYS CFX.

*Axial-radial booster turbopump assembly, clearance gap, cavitation, Rayleigh-Plesset cavitation model, discharge head.*

## References

1. Borovskij B.I., Ershov N.S., Ovsyannikov B.V., Petrov V.I., Chebaevskij B.F., Shapiro A.S. Vysokooborotnye lopatochnye nasosy [High-speed vane pumps]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1975. 336 p.
2. Ovsyannikov B.V., Borovskij B.I. Teoriya i raschet agregatov pitaniya ZhRD [Theory and calculation of power supply units of liquid rocket engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1971. 376 p.
3. Valueva O.A., Vidishev V.I., Kanalin U.I., Poletaev N.P. Cavitation characteristics of screw boost pumps of LPRE of NPO Energomash design // Trudy NPO Energomash. 2005. No. 23. P. 306-320. (In Russ)
4. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0. © 1996-2006 ANSYS Europe, Ltd.
5. Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer // Int. Journal Rotating Machinery. 2004. V. 10.
6. Philippe Dupont, Tomoyoshi Okamura. Cavitating Flow Calculations in Industry // International Journal of Rotating Machinery. 2003.
7. Youcef AIT BOUZIAD. Physical modelling of leading edge cavitation: computational methodologies and application to hydraulic machinery. EPFL - Laboratoire de Machines Hydrauliques, 2006.
8. D Pierrat, L. Gros, A. Couzinet, G. Pintrand, Ph. Gyomlai. On the Leading Edge Cavitation In a Helico-centrifugal pump: Experimental and Numerical Investigations. IAHR WG Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 2009.
9. Hou-lin LIU, Dong-xi LIU, Yong WANG, Xian-fang WU, Jian WANG. Application of modified k- $\omega$  model to predicting cavitating flow in centrifugal pump // Water Science and Engineering. 2013. V. 6, no. 3. P. 331-339.
10. Rafael Campos-Amezcu, Sofiane Khelladi, Zdzislaw Mazur-Czerwiec, Farid Bakir, Alfonso Campos-Amezcu, Robert Rey, Numerical and Experimental Study of Mass Transfer Through Cavitation in Turbomachinery. InTech, July 2011.
11. Jose J.K., Mmbaga J.P., Hayes R.E., Xu Z. Modeling Cavitation in a High Intensity Agitation Cell // Canadian Journal of Chemical Engineering. 2011. V. 89, no. 5. P. 1154-1164.
12. Popov E.N. Modeling of a three-dimensional flow of liquid in an oxygen pump of a liquid rocket engine considering cavitation // Trudy NPO Energomash. 2010. No. 27. P. 65-94. (In Russ)
13. Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps (second edition). Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
14. Miorini R. L., Wu H. Katz J. The Internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump // J. Turbomachinery. 2011. V. 134, no. 3. Article number 031018.
15. Wu H., Miorini R. L., Katz J. Measurements of the Tip Leakage Vortex Structures and Turbulence in the meridional plane of an axial Water-Jet Pump // Experiments in Fluids. 2011. V. 50, no. 4. P. 989-1003.

## About the authors

**Kazyonov Ivan Sergeevich**, programmer engineer, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky Moscow Region. E-mail: [kazyonov.ivan@gmail.com](mailto:kazyonov.ivan@gmail.com),

[otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Area of Research: turbopump assemblies, liquid rocket engines.

**Kanalin Yuri Ivanovich**, Chief Specialist, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail:

[otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Area of Research: turbopump assemblies, turbines, liquid rocket engines.

**Poletaev Nikolay Pavlovich**, Leading Design Engineer, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail: [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Area of Re-

search: turbopump assemblies, liquid rocket engines.

**Chernisheva Irina Alekseevna**, Head of Sector, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail: [otd769@mail.ru](mailto:otd769@mail.ru). Area of Research: turbopump assemblies, turbines, liquid rocket engines.