

## Математическая модель формирования кавитационных пузырей в центробежном насосе

*Д.С. Долгин, А.Е. Лебедев, И.С. Гуданов*

*Ярославский государственный технический университет, Ярославль*

**Аннотация:** Процесс кавитации является одной из причин преждевременного износа элементов насосного оборудования. Наибольшему износу подвержены элементы насосного колеса. Кроме того, кавитация вызывает такие нежелательные явления как вибрация и шум. Авторами данной статьи предлагается с целью уменьшения кавитационных разрушений и увеличения срока службы насосного оборудования устанавливать на входе в насос делитель потока специальной формы, разбивающий входящий в насос поток на отдельные струи определенной формы и структуры.

**Ключевые слова:** жидкость, центробежный насос, регулирование, кавитация, поток, пузырь, делитель потока

Транспортирование жидких сред применяется во многих отраслях промышленности: химической, нефтедобывающей и других [1-3]. В большинстве случаев при осуществлении транспортирования жидких сред возникает необходимость управлять расходом жидкости [4-6]. Для осуществления транспортировки жидких сред в трубопроводах используют насосное оборудование. Процесс кавитации является одной из причин преждевременного износа элементов насосного оборудования. Наибольшему износу подвержены элементы насосного колеса. С целью борьбы с кавитационными явлениями применяются различные типы приспособлений: сепараторы, делители, обтекатели и другие устройства. Однако данные устройства обладают высоким гидравлическим сопротивлением и существенно снижают производительность и напор насосов. Кроме конструктивных мероприятий для снижения кавитации используются режимные способы при которых выбираются рациональные гидродинамические параметры течения жидкости, обеспечивающие его работу в условиях низкой кавитационной активности.

Авторами данной статьи предлагается с целью снижения кавитационного разрушения устанавливать на входе в насос делитель потока специальной формы, разбивающий входящий в насос поток на отдельные струи определенной формы и структуры. Это позволяет снизить, а в некоторых случаях, сдвинуть в безопасную зону, возникающий перепад давлений (место, где возникает кавитация). Такое решение проблемы позволяет без изменения конструкции насоса повысить ресурс основных его деталей.

Для определения рациональных геометрических и конструктивных параметров делителей потока был проведен цикл теоретических исследований, позволяющих выдать рекомендации по параметрам предлагаемых устройств.

Методики определения числа кавитационных пузырей представлены в работах [7, 8]. Однако ввиду того, что образование кавитационных пузырей носит случайный характер при математическом описании предлагается использовать вероятностный подход [9].

Согласно данному подходу, распределение числа пузырей  $dN$  в элементе фазового объема  $d\Gamma = dv dD$  экспоненциально снижается в зависимости от стохастической энергии  $E$ , имеющей три составляющие — кинетическую, поверхностную и энергию гидродинамического взаимодействия:

$$dN = A \exp(-E_2/E_0) d\Gamma, \quad (1)$$

где

$$E_2 = mv^2/2 + \pi\sigma D^2 + C/D^2. \quad (2)$$

Здесь  $m$  — масса элемента,  $C$  — коэффициент гидродинамического взаимодействия,  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

С целью упрощения дальнейших вычислений перейдем от независимых параметров модели  $D$  и  $v$  к безразмерным величинам:

$$D = D/D_0, W = v/v_0. \quad (3)$$

Здесь  $D_0$  и  $v_0$  – минимальный размер пузырей (определяемый из опытных данных) и наибольшая скорость движения жидкости соответственно.

Тогда выражение для стохастической энергии [10] с учетом (3) примет вид:

$$E_2 = \frac{\rho \pi D^3 D_0^3 W^2 v_0^2}{12} + \pi D^2 \sigma D_0^2 + \frac{c}{D D_0}. \quad (4)$$

В этом выражении  $\rho$  – плотность газа (пара) в кавитационном пузыре.

Предлагается оценивать значение параметра  $C$  с использованием опытных данных.

Параметр  $A$  в формуле (1) определяется из условия нормировки:

$$N = \int_{\Gamma} dN. \quad (5)$$

Энергетическая константа  $E_0$ , соответствующая мере энергии системы частиц в выражении (1), определяется из уравнения энергетического баланса в момент начала образования пузырей:

$$E_{p1} = E_{p2}. \quad (6)$$

Здесь  $E_{p1}$  – энергия потока с пузырями;  $E_{p2}$  – энергии струй, вытекающих из отверстий делителя потока соответственно:

$$E_{p1} = \int_{\Gamma} E_0 dN, \quad (7)$$

Тогда при  $d\Gamma' = dv$  получим:

$$f(D) = -AY_1^{-1}Y_4(Y_2 - Y_3). \quad (8)$$

где

$$Y_1 = ND\sqrt{(D_0D\rho E_0^{-1})}, \quad (9)$$

$$Y_2 = \operatorname{erf}(DD_0v_0W_{\min}\sqrt{(DD_0\rho E_0^{-1})}), \quad (10)$$

$$Y_3 = \operatorname{erf}(DD_0v_0W_{\max}\sqrt{(DD_0\rho E_0^{-1})}), \quad (11)$$

$$Y_4 = \exp\left(\frac{-\pi D^4 D_0^4 \sigma + C}{D_0^2 D^2 E_0}\right). \quad (12)$$

Полученные выражения для дифференциальной функции распределения числа пузырей по размерам позволят оценить структуру кавитационных пузырей в зависимости от основных режимных и конструктивных параметров насосе.

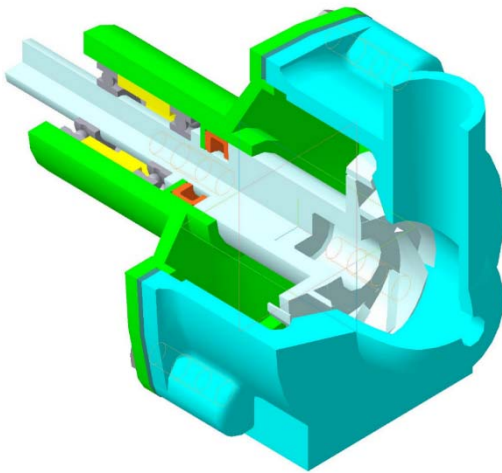


Рис. 1 – 3Д модель насоса без вставок

Для проверки эффективности предлагаемого решения и адекватности составленного математического описания был проведен цикл исследований на компьютерных моделях, посвященных изучению процесса кавитации в центробежных насосах.

Была разработана 3д модель насоса центробежного типа (рис. 1), выполненная в программе Solid works (flow simulation).

Исследовалась гидродинамическая картина во внутренней полости насоса. Сначала было получено поле распределения давления в насосе без вставок (Рис. 2).

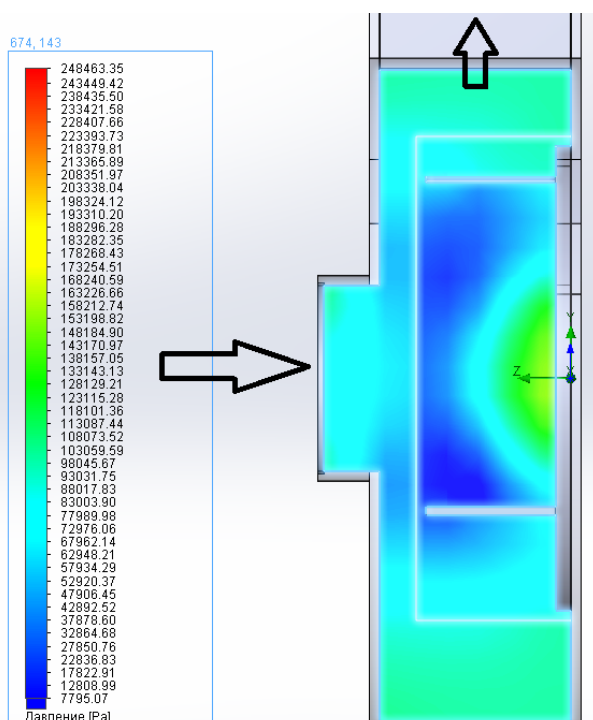


Рис. 2 – Поле распределения давления в насосе без вставок

Здесь виден явно выраженный градиент давлений в центральной зоне колеса. Это место где будет интенсивное схлопывание газовых пузырей и кавитационное разрушение.

На рисунке 3 показано распределение давлений в насосе с использованием вставки типа 1.

Как видно из данного рисунка такая форма практически не изменяет перепад давлений, то есть ее

использование в насосах данного типа не целесообразно.

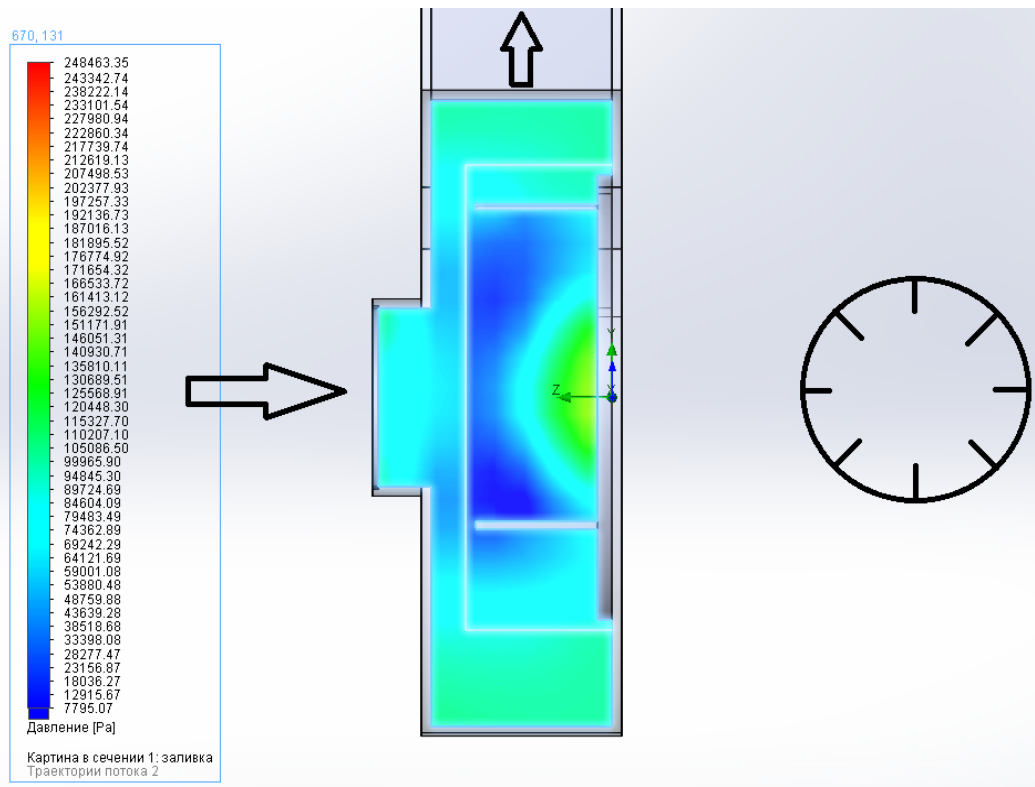


Рис. 3 – Поле распределения давления в насосе с вставкой типа 1

На рисунке 4 приводится картина распределения давлений со вставкой типа 2. В этом случае перепад давлений на колесе становится более пологим и смещен в периферийную зону. Это практически предотвращает кавитацию, в том числе в зоне лопастей.

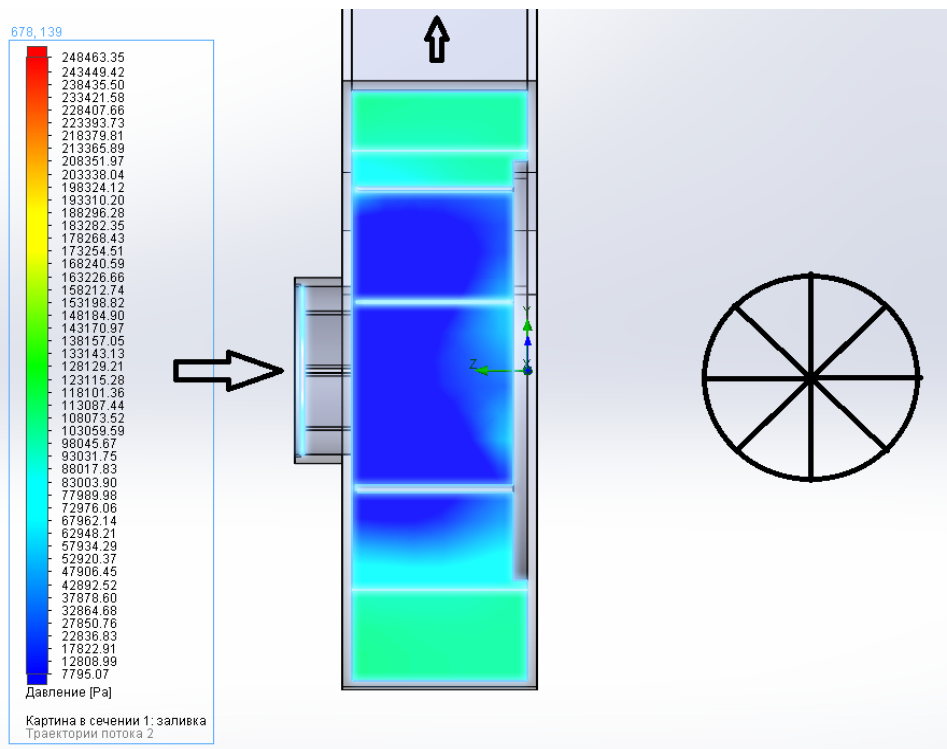


Рис. 4 – Поле распределения давления в насосе с вставкой типа 2

Таким образом применение предлагаемого решения и приведенное математическое описание процесса кавитации в центробежных насосах показывает свою эффективность. Применение вставки типа 2 позволяет практически предотвращать кавитацию в зоне лопастей центробежных насосов.

### Литература

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. 362 с.
2. Stephenson D. Pipeline design for water engineers. Third revised and updated edition. Amsterdam: ELSEVIER Science Publishers B.V., 1989. — 263 p.

3. Stockstill J.R. VALVE. Patent US 2256416 A, International Class.: F16K 5/00 (20060101); F16K 5/16 (20060101); Sacramento, Calif, Publ. Sept. 16, 1941.
4. Hodges P.K.B. Hydraulic Fluids. NY 10158-0012 USA Bsc.: F.Inst.Pet., 1996. — 167 p.
5. Menon E.S. Liquid Pipeline Hydraulics. NY. Basel: SYSTEK Technologies, Inc. Marcel Dekker, Inc. 2004. — 269 p.
6. Menon E.S. Gas Pipeline Hydraulics. Boca Raton: CRC Press, Taylor&Francis Group. 2005. — 399 p.
7. The application process of the Ornstein-Ulenbek to the formation of cavitation bubbles / A. B. Kapranova, A. E. Lebedev, S.A. Solopov, A.M. Melzer // Czasopismo techniczne. Mechanika. – Krakov, Poland, 2016. – V. 113, № 2. – pp. 139-144.
8. Лебедев А.Е., Романова М.Н. Математическое описание дисперсных потоков неоднородных жидкостей // Инженерный вестник Дона, 2018, №3 URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5160](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5160).
9. Романова М.Н., Лебедев А.Е., Ватагин А.А. Лебедев Д.В. Определение гидродинамических характеристик однородных и двух несмешивающихся жидкостей // Инженерный вестник Дона, 2019, №2 URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2019/5778](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2019/5778).
10. Лебедев А.Е., Лебедев Д.В., Романова М.Н. К расчету стохастической энергии при моделировании структуры расширяющихся дисперсных потоков // Инженерный вестник Дона, 2018, №4 URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2018/5268](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2018/5268).

### References

1. Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Centrifugal and axial pumps]. M.: Mashinostroenie, 1966. 362 p.
-



2. Stephenson D. Amsterdam: ELSEVIER Science Publishers B.V., 1989. – 263 p.
3. Stockstill J.R. VALVE. Patent US 2256416 A, International Class.: F16K 5/00 (20060101); F16K 5/16 (20060101); Sacramento, Calif, Publ. Sept. 16, 1941.
4. Hodges P.K.B. NY 10158-0012 USA Bsc: F. Inst. Pet, 1996. 167 p.
5. Menon E.S. NY. Basel: SYSTEK Technologies, Inc. Marcel Dekker, Inc. 2004. – 269 p.
6. Menon E.S. Boca Raton: CRC Press, Taylor&Francis Group. 2005. 399 p.
7. A. B. Kapranova, A. E. Lebedev, S.A. Solopov, A.M. Melzer Czasopismo techniczne. Mechanika. – Krakov, Poland, 2016. V. 113, № 2. pp. 139-144.
8. Lebedev A.E., Romanova M.N. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2018, №3. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5160](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5160).
9. Romanova M.N., Lebedev A.E., Vatagin A.A. Lebedev D.V. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2019, №2. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2019/5778](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2019/5778).
10. Lebedev A.E., Lebedev D.V., Romanova M.N. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2018, №4. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2018/5268](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2018/5268).