

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ОСЕВИХРЕВОЙ СТУПЕНИ В ТУРБОНАСОСАХ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Анкудинов А.А. *, Ващенко А.В. **

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана,
ул. Баженова, 2, Калуга, 248000, Россия

* e-mail: ankudinov051@yandex.ru

** e-mail: nastya.vashenko.97@mail.ru

Статья поступила в редакцию 01.06.2021

Повышение всасывающей способности высокооборотных лопаточных насосов является актуальной задачей в развитии современных питательных систем жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). В свете новых задач по созданию ЖРД многократного использования на передний план выходят проблемы снижения пульсаций давления, вибрации и динамических нагрузок, действующих на элементы проточной части насоса, а также уменьшения повреждений, которые вызваны кавитационной эрозией. Насосы при увеличении кавитационного качества могут работать при большей частоте вращения, а при заданной частоте вращения — с меньшими кавитационными запасами, т. е. при пониженном давлении на входе. Для повышения антикавитационных качеств насосов обычно применяется предвключенный шнек. В данном исследовании предвключенным устройством является осевихревая ступень (ОВС), которая, как показывают эксперименты, может увеличить допустимый кавитационный запас по срыву, улучшить условия регулирования насоса, а также снизить пульсации давления и кавитационный износ.

Ключевые слова: предвключенный шнек, осевихревая ступень, шнекоцентробежный насос, кавитационный запас, пульсации давления.

Введение

В насосной технике кавитация [1, 2] приводит к значительному снижению эффективности работы насосов и эрозии элементов проточной части [3]. Кроме того, кавитация сопровождается усилением пульсаций давления и вибрации [4–7]. Кавитационные автоколебания могут вызывать не только ухудшение характеристик, но и серьезные повреждения и выход из строя системы подачи [8–11].

Повышение всасывающей способности лопаточных насосов и устойчивости их работы — это одно из главных направлений развития современного насосостроения, которое является предметом постоянных исследований [12–15]. Центробежные рабочие колеса с повышенными кавитационными качествами применяются в первых ступенях энергетических конденсатных и питательных насосов, высокооборотных авиационных насосах и насосах ЖРД, нефтяных магистраль-

ных насосах, а также в криогенной, химической и других отраслях промышленности.

Для улучшения кавитационных качеств увеличивают диаметр входа насосного агрегата, устанавливают вспомогательный струйный или бустерный насос, применяют предвключенный шнек [16].

Одним из эффективных способов улучшения кавитационных качеств является установка перед центробежным колесом первой ступени насоса специального осевого колеса (шнека) (рис. 1), которое повышает энергию жидкости на входе в центробежное колесо и отодвигает кавитационный срыв напора центробежной ступени. Шнек и центробежное колесо устанавливаются на одном валу и вращаются с одинаковой угловой скоростью.

Однако при использовании осевой предвключенной ступени генерируется недостаточный напор и происходят пульсации давления, обуслов-

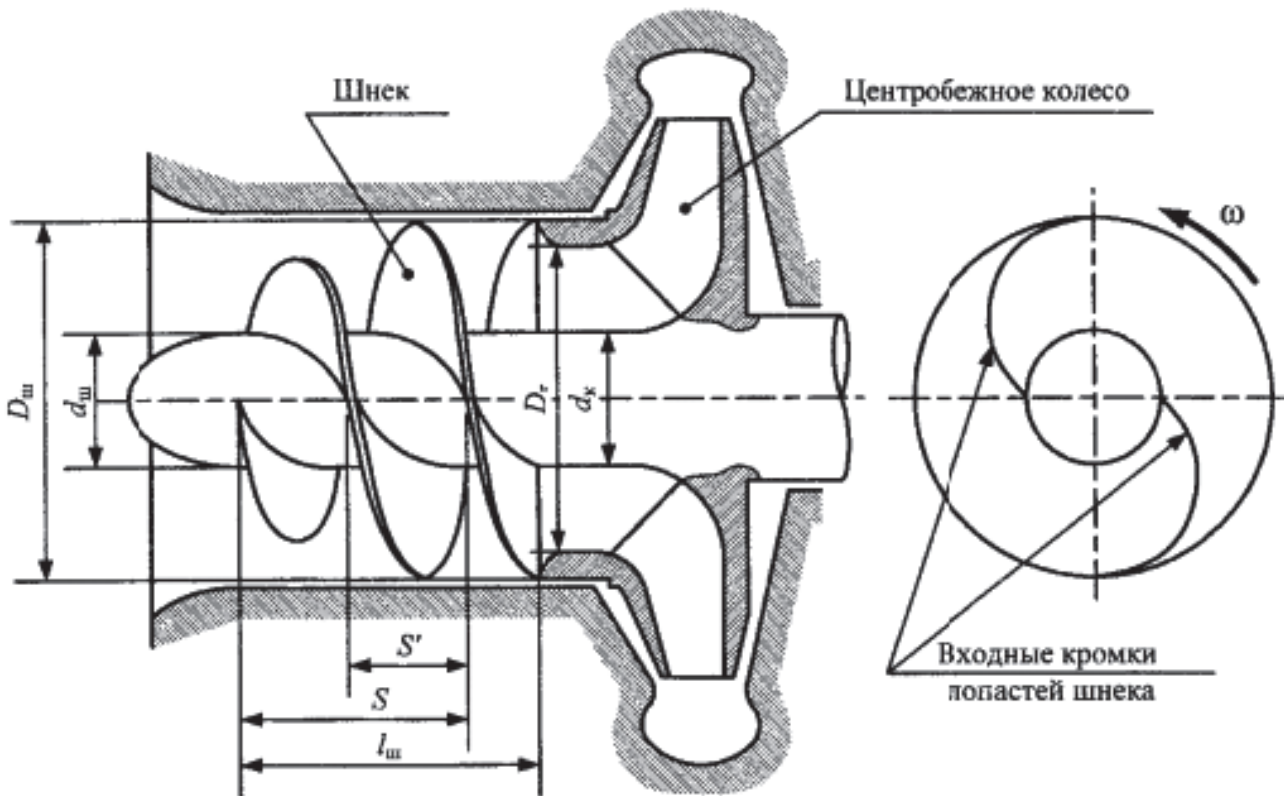


Рис. 1. Схема шнекоцентробежной ступени

ленные обратными токами на входе, возникающими на расходах менее 50% от номинального, и нестационарное развитие каверны на кавитационных режимах, сопровождающееся низкочастотными пульсациями давления и вибрацией. Наблюдается также кавитационная эрозия лопастей шнека.

Новый и наиболее перспективный метод улучшения кавитационных качеств центробежных насосов – применение осевихревой ступени (ОВС) [17–19].

Принцип работы ОВС

Осевихревая ступень (рис. 2) представляет собой насос, состоящий из осевого колеса и размещенной на его периферии неподвижной винтовой решетки, ход нарезки лопастей которой противоположен ходу лопастей шнека. Преимущества ОВС проявляются наиболее значительно при расходах, меньших оптимального.

Термин «осевихревая ступень» отражает принцип работы этой гидравлической машины: удельная энергия жидкости увеличивается за счет взаимодействия с лопатками шнека и за счет вихревого взаимодействия между каналами ротора и статора. Таким образом, ОВС сочетает в себе принципы работы классического осевого лопа-

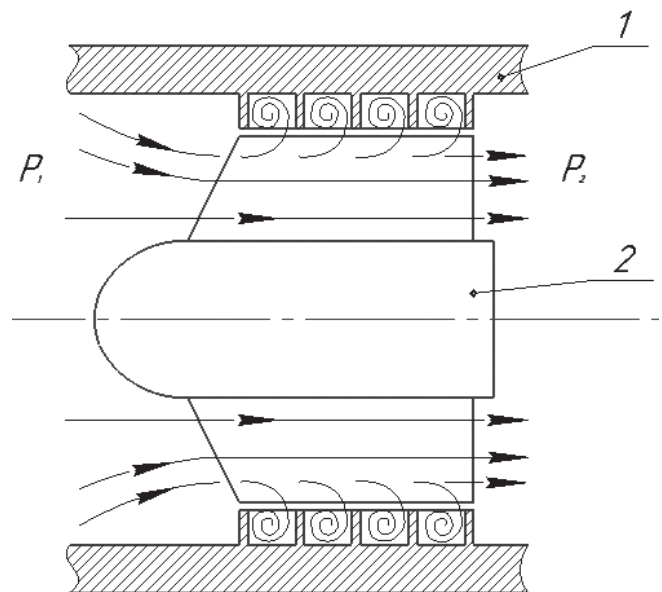


Рис. 2. Схема ОВС и течение жидкости в каналах: 1 – неподвижная решетка; 2 – шнек

стного колеса и вихревого взаимодействия, характерного для вихревого насоса, наследуя от него высокие кавитационные качества.

Течение жидкости при снижении кавитационного запаса и развитии кавитации можно условно разделить на несколько режимов, с характерными стадиями.

Режим I. Снижение давления на входе приводит к образованию кавитационных пузырьков на периферии входных участков лопастей шнека. Кавитационная каверна, срываясь с входных участков шнека, попадает в неподвижные каналы. Наличие неподвижной решетки меняет картину развития кавитации по сравнению с обычным шнеком. Из-за того что минимальное давление в потоке возникает не на периферии входных кромок шнека (как в традиционной схеме), а в центральной части вихревого жгута, кавитационные пузырьки образуются и схлопываются в неподвижной винтовой решетке.

Режим II. Вихревой жгут, срывающийся с периферийной части входной кромки шнека, распространяется на большую длину в неподвижных каналах, увеличиваясь по толщине. Наблюдается увеличение размеров пузырьков и их количества в центральной части винтовых каналов неподвижной решетки на большей длине.

Режим III. Уменьшение кавитационного запаса приводит к дальнейшему увеличению длины вихревого кавитационного жгута, который распространяется до половины проточной части ОВС. В части каналов неподвижной решетки на выходе происходит укрупнение пузырьков и рост их количества. На этом режиме становится хорошо видимой щелевая кавитация между лопастями шнека по наружному диаметру и лопастями неподвижной решетки.

Режим IV. При снижении кавитационного запаса до $\Delta h = 0,3 \div 0,4$ м вихревой жгут занимает каналы неподвижной решетки по всей длине, усиливается кавитация в зазоре между шнеком и винтовой решеткой. На этой стадии происходит плавное снижение напора и кавитационные каверны заполняют все пространство каналов шнека и решетки, затем наступает полный срыв работы [6].

Анализ преимуществ ОВС

Осевихревая ступень по сравнению со шнеком имеет существенные преимущества. ОВС обладает более высоким коэффициентом напора, обеспечивает лучшие кавитационные качества, низкие уровни пульсаций давления и вибрации [20]. В ОВС обратные токи жидкости дробятся в каналах неподвижной решетки, развиваются вихри, имеющие форму жгута в центральной части винтовых каналов. Развиваясь на периферии, вихревое течение не загромождает основной поток. Установка винтовой решетки позволяет получить существенно больший напор,

чем у обычного шнека. Основные габариты и КПД насоса остаются практически неизменными.

Принципиально новым способом регулирования работы турбонасоса может быть применение осевихревой ступени. У ОВС характеристика потребляемой мощности в зависимости от подачи имеет непрерывно падающую форму с максимальным значением при нулевой подаче. Работа ОВС на всех режимах по подаче не сопровождается низкочастотными пульсациями давления. Кавитационные качества ОВС высокие, и работа насоса стабильна даже на «срывной» ветви кавитационной характеристики при снижении напора на 20–30%.

На рис. 3 представлена напорная характеристика ОВС с геометрическими параметрами, приведенными в таблице.

$S_{ш}$	$z_{ш}$	$D_{ш}$	n	$S_{вт}$	$Z_{вт}$
160	3	169	1500	160	3

На графике рис. 3 показана зависимость относительного напора $\bar{H} = \frac{H_{дейст}}{H_{ОВС}}$ от относительного расхода $\bar{q} = \frac{q_{дейст}}{q_{max}}$.

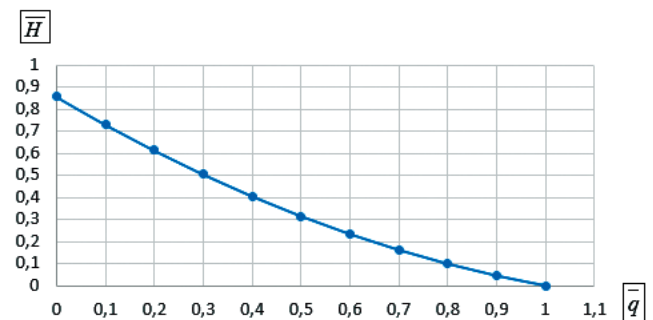


Рис. 3. Напорная характеристика ОВС

Мощностная характеристика ОВС близка к параболе с наибольшим значением потребляемой мощности при нулевом расходе $q = 0$. На рис. 4 видно, что при увеличении осевой длины мощность увеличивается. Это имеет большое практическое значение для использования ОВС с приводом постоянной мощности. Используя осевихревую ступень, можно получить монотонно падающую форму напорной характеристики и необходимый наклон характеристики потребляемой мощности.

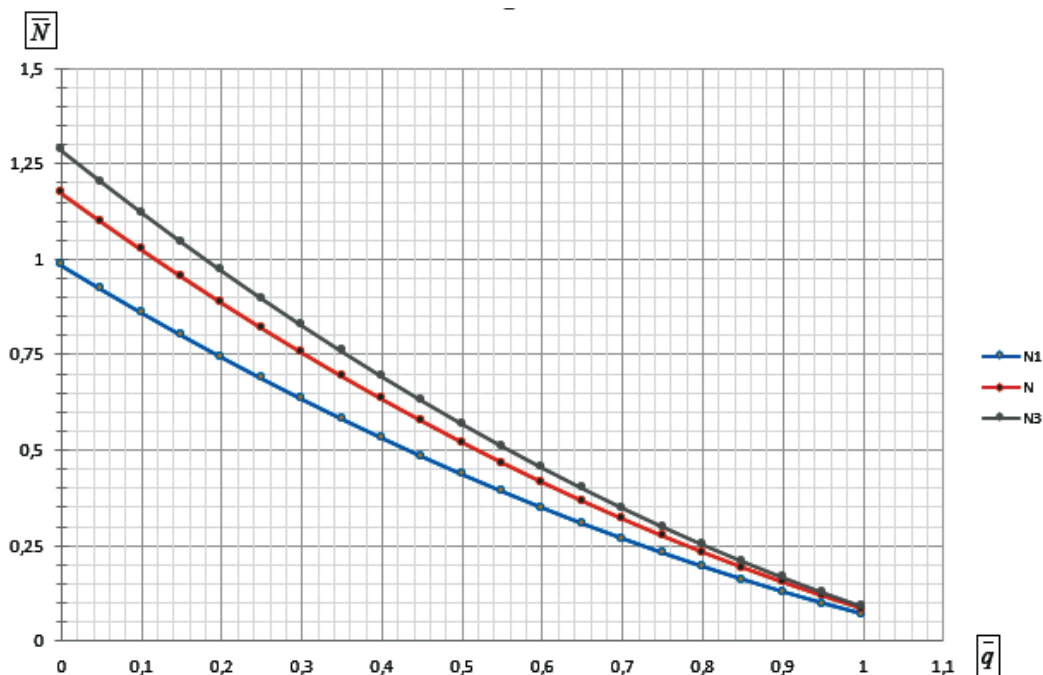


Рис. 4. Мощностные характеристики с различной осевой длиной («N3» — 400 мм; «N» — 265 мм; «N1» — 200 мм)

С помощью формул подобия центробежных колес была построена мощностная характеристика колеса (рис. 5).

В выбранной конструкции турбонасоса рассмотрена возможность использования ОВС с $l = 170$ мм. Суммарная мощностная характеристика работы ОВС и центробежного насоса практически не меняется при уменьшении подачи (рис. 6). На графике рис. 6 представлена зависи-

мость относительной мощности $\bar{N} = \frac{N_{дейст}}{N_{опт}}$ при мощности на оптимальном расходе $N_{опт} = 6$ кВт.

Это позволяет использовать ОВС в турбонасосах, когда существует вероятность «угона по

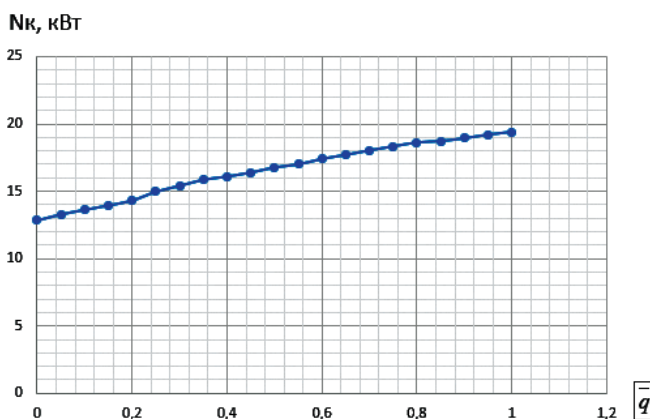


Рис. 5. Мощностная характеристика центробежного колеса

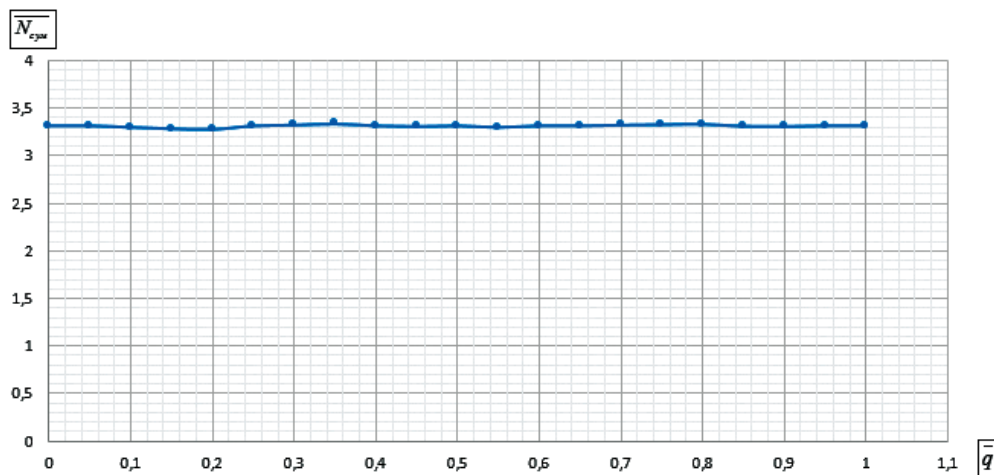


Рис. 6. Суммарная мощностная характеристика работы ОВС с $l = 170$ мм и центробежного насоса

оборотам» при снижении потребляемой мощности. При изменении осевой длины можно варьировать значение суммарной мощности, т.е. суммарная мощностная характеристика будет перемещаться вдоль вертикальной оси.

Наличие в осевых ступени неподвижной винтовой решетки и вихревого течения на периферии существенно влияет на развитие кавитации. Благодаря вихрям в каналах неподвижной решетки и на периферии шнека происходит дробление кавитационных каверн и «затягивание» срывного режима, в результате чего повышается устойчивость работы и снижается вероятность кавитационных автоколебаний [21].

Кавитационная характеристика ОВС существенно зависит от осевой длины. Это связано с тем, что кавитационная каверна распространяется по длине канала неподвижной решетки [6]. Попадая в зону большего статического давления, каверна уменьшается в диаметре и по мере течения схлопывается в каналах неподвижной решетки. Такое поведение кавитационной каверны обеспечивает важные преимущества ОВС: низкий потребный срывной кавитационный запас, отсутствие кавитационной эрозии, снижение эффективности обратных токов и амплитуды кавитационных автоколебаний.

Указанные преимущества ОВС подтверждаются полученными экспериментальными кавитационными характеристиками (рис. 7).

Как видно из рис. 8, срывной кавитационный запас снижается с увеличением осевой длины, т.е. кавитационные качества насоса существенно улучшаются. Расчеты показывают, что кавитаци-

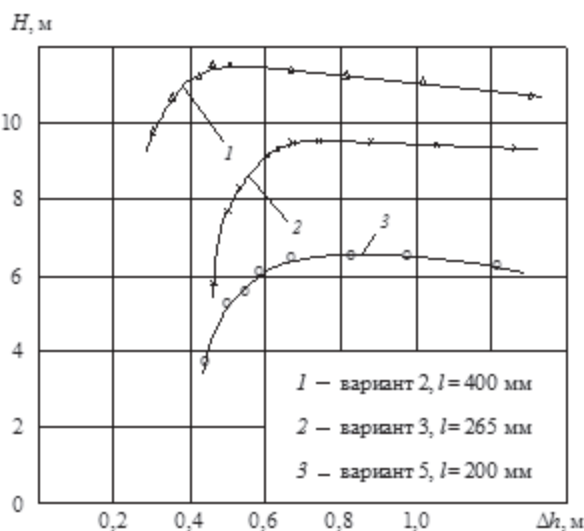


Рис. 7. Кавитационные характеристики ОВС с различной осевой длиной (об/мин; м³/ч)

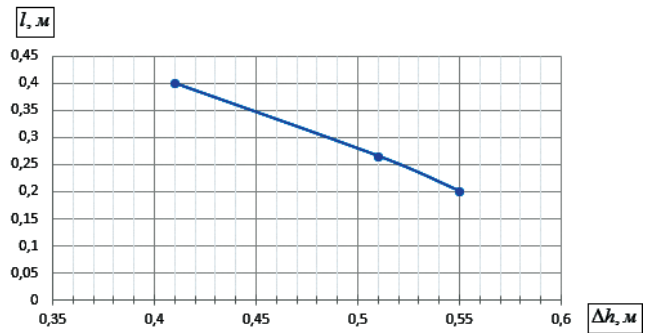


Рис. 8. Зависимость кавитационного запаса от осевой длины

онные качества ОВС соответствуют кавитационному коэффициенту быстроходности по срывному режиму $C = 6000-8000$, в то время как для шнекоцентробежных насосов типичный уровень составляет $C = 3000-4000$.

Выводы

1. ОВС имеет большие перспективы для использования в турбонасосах ЖРД с высокими требованиями по кавитационным качествам, так как обеспечивает более высокий кавитационный коэффициент быстроходности при близком значении КПД.
2. В условиях значительного дросселирования по расходу применение ОВС облегчает регулирование, исключает появление кавитационных автоколебаний, снижает уровень вибрации насоса.
3. Применение ОВС исключает кавитационную эрозию корпуса и лопастей шнека.

Библиографический список

1. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19. № 2. С. 89-93.
2. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф., Кузнецов А.В., Панайотти С.С. Расчет критических кавитационных запасов центробежных насосов // Труды МАИ. 2013. № 71. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=46684>
3. Timoushev S.F., Panaiotti S.S., Knyazev V.A., Soldatov V.A. Validation of Numerical Procedure for Assessment of Centrifugal Pump Cavitation Erosion // 25th International Pump Users Symposium (23-26 February 2009; Houston, Texas, USA), pp. 39-48. DOI: 10.21423/R1J957
4. Brennen C.E. Hydrodynamic of Pumps. — England: Cambridge University Press?2011. — 304 p.
5. Goirand B., Mertz A.L., Joussellin F., Rebattet C. Experimental Investigations of Radial Loads Induced by Partial Cavitation with the LH2 Vulcain inducer

- // 3rd International Conference on Cavitation (9-12 December 1992; Cambridge, England).
6. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя // Труды МАИ. 2015. № 83. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=62080>
 7. Ankudinov A., Klimenko D., Timushev S., Regeda A. Study of an inducer and axial vortex stage // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779: 012026. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012026
 8. Ryan R.S., Gross L.A. Mills D., Mitchell P. The Space Shuttle Main Engine Liquid Oxygen Pump High-Synchronous Vibration Issue, the Problem, the Resolution Approach, the Solution // 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (27-29 June 1994; Indianapolis, IN, USA). AIAA-94-3153. DOI: 10.2514/6.1994-3153
 9. Akira O., Shogo W., Hiroshi T. et al. Development of Cryogenic Turbopumps for the LE-7A Engine // IHI Engineering Review. 2004. Vol. 37. No. 1, pp. 9-13.
 10. Zoladz T.F. Observations On Rotating Cavitation and Cavitation Surge From the Development of the Fastrac Engine Turbopump // 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (24-28 July 2000; Las Vegas, NV, USA). AIAA 2000-3403. DOI: 10.2514/6.2000-3403
 11. Hengli L., Zuoyi C. Characteristic Analysis of Flow-Induced Vibrations on Inducer of Oxygen Pump // Journal of Propulsion and Power. 2002. Vol. 18. No. 2, pp. 289-294. DOI: 10.2514/2.5933
 12. Brennen C., Acosta A.J. The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer // Journal of Fluids Engineering. 1976. Vol. 98. No. 2, pp. 182-191. DOI: 10.1115/1.3448255
 13. Semenov Y.A., Fujii A., Tsujimoto Y. Rotating Choke in Cavitating Turbopump Inducer // Journal of Fluids Engineering. 2004. Vol. 126. No. 1, pp. 87-93. DOI: 10.1115/1.1637926
 14. Rapposelli E., Cervone A., d'Agostino L. A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (07-10 July 2002; Indianapolis, Indiana). AIAA 2002-4285. DOI: 10.2514/6.2002-4285
 15. Shimura T., Yoshida M., Kamijo K. et al. A Rotating Stall Type Phenomenon Caused by Cavitation in LE-7A LH2 Turbopump // JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering. 2002. Vol. 45. No. 1, pp. 41-46. DOI: 10.1299/jsmeb.45.41
 16. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. — М.: Машиностроение, 1979. — 343 с.
 17. Анкудинов А.А. Расчет и проектирование предвключенной осевихревой ступени центробежного насоса: Учебное пособие. — 2-е изд., стереотип. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 64 с.
 18. Зотов Б.Н., Анкудинов А.А. Осевихревой насос: Патент РФ 2014509. Бюл. №11, 15.06.1994.
 19. Анкудинов А.А., Куфтов А.Ф. Энергетические характеристики осевихревого насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1989. № 2. С. 52-56.
 20. Timushev S., Klimenko D., Kazenov I., Jiawen L. Unsteady flow and pressure pulsations in a model axial-vortex stage inducer // Journal of Propulsion Technology. 2019. Vol. 40. No. 7, p. 1460. DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.180584
 21. Анкудинов А.А., Панаиотти С.С., Тимушев С.Ф. Предвключенное устройство со сверхвысокой всасывающей способностью и низким уровнем низкочастотных пульсаций давления и расхода // Инженерный вестник. 2015. № 9. С. 4.

AXIAL-VORTEX STAGE APPLICATION PROSPECTS IN TURBO-PUMPS OF LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINES

Ankudinov A.A.* , Vashchenko A.V.**

*Kaluga Branch of the Moscow State Technical University named after N.E. Bauman,
2, Bazhenov str., Kaluga, 248000, Russia*

** e-mail: ankudinov051@yandex.ru*

*** e-mail: nastya.vashenko.97@mail.ru*

Abstract

To improve centrifugal pumps cavitation qualities of turbopump units (TPU) of liquid-propellant rocket engines, a centrifugal impeller with increased throat area at the inlet is being developed, a booster pump with rotational speed lower than that of the main pump is being employed, an upstream axial wheel, i.e. a screw inducer, is being applied. This allows

reducing the required cavitation margin. However, along with high cavitation qualities, the upstream inducer displays significant disadvantages. When the screw is operating at the inlet at feeding modes less than 0.5 of the optimal value, backflows are being formed, increasing with the feeding decrease. These backflows lead to the increased vibration, unstable operation, and low-frequency pressure pulsations of

the self-oscillations nature. Cavitation self-oscillations attain a large amplitude and may lead to the pump and even the entire feeding system failure. One of the promising ways of the pump cavitation qualities improving, and reducing noise, vibration and low-frequency pressure and flow pulsations consists in the axial-vortex stage installing at the pump inlet. The axial-vortex stage (AVS) represents a pump consisting of an axial screw wheel and a fixed helical cascade on its periphery. The AVS advantages are being manifested most substantially at the flow rates less than the optimal one compared to the screw inducer. The axial-vortex stage (AVS) yields a higher pressure coefficient, better cavitation qualities, and ensures stable operation in the entire flow range and on the stalling branch of the cavitation characteristic. Further studies on the possibility of pressure pulsations, vibration and cavitation damage reduction while the AVS application are required.

Keywords: screw inducer, axial-vortex stage, screw-centrifugal pump, cavitation margin, pressure pulsations.

References

1. Timushev S.F., Fedoseev S.Y. Definition of the incipient cavitation number in a centrifugal pump by computational testing. *Aerospace MAI Journal*, 2012, vol. 19, no 2, pp. 89-93.
2. Fedoseev S.Yu., Timushev S.F., Kuznetsov A.V., Panaiotti S.S. *Trudy MAI*, 2013, no. 71. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=46684>
3. Timoushev S.F., Panaiotti S.S., Knyazev V.A., Soldatov V.A. Validation of Numerical Procedure for Assessment of Centrifugal Pump Cavitation Erosion. *25th International Pump Users Symposium (23-26 February 2009; Houston, Texas, USA)*, pp. 39-48. DOI: 10.21423/R1J957
4. Brennen C.E. *Hydrodynamic of Pumps*. England, Cambridge University Press, 2011, 304 p.
5. Goirand B., Mertz A.L., Joussellin F., Rebattet C. Experimental Investigations of Radial Loads Induced by Partial Cavitation with the LH2 Vulcain inducer. *3rd International Conference on Cavitation (9-12 December 1992; Cambridge, England)*.
6. Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. *Trudy MAI*, 2015, no. 83. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=62080>
7. Ankudinov A., Klimenko D., Timushev S., Regeda A. Study of an inducer and axial vortex stage. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 779, 012026. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012026
8. Ryan R.S., Gross L.A. Mills D., Mitchell P. The Space Shuttle Main Engine Liquid Oxygen Pump High-Synchronous Vibration Issue, the Problem, the Resolution Approach, the Solution. *30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (27-29 June 1994; Indianapolis, IN, USA)*. AIAA-94-3153. DOI: 10.2514/6.1994-3153
9. Akira O., Shogo W., Hiroshi T. et al. Development of Cryogenic Turbopumps for the LE-7A Engine. *IHI Engineering Review*, 2004, vol. 37, no. 1, pp. 9-13.
10. Zoladz T.F. Observations on Rotating Cavitation and Cavitation Surge From the Development of the Fastrac Engine Turbopump. *36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (24-28 July 2000; Las Vegas, NV, USA)*. AIAA 2000-3403. DOI: 10.2514/6.2000-3403
11. Hengli L., Zuoyi C. Characteristic Analysis of Flow-Induced Vibrations on Inducer of Oxygen Pump. *Journal of Propulsion and Power*, 2002, vol. 18, no. 2, pp. 289-294. DOI: 10.2514/2.5933
12. Brennen C., Acosta A.J. The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer. *Journal of Fluids Engineering*, 1976, vol. 98, no. 2, pp. 182-191. DOI: 10.1115/1.3448255
13. Semenov Y.A., Fujii A., Tsujimoto Y. Rotating Choke in Cavitating Turbopump Inducer. *Journal of Fluids Engineering*, 2004, vol. 126, no. 1, pp. 87-93. DOI: 10.1115/1.1637926
14. Rapposelli E., Cervone A., d'Agostino L. A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility. *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (07-10 July 2002; Indianapolis, Indiana)*. AIAA 2002-4285. DOI: 10.2514/6.2002-4285
15. Shimura T., Yoshida M., Kamijo K. et al. A Rotating Stall Type Phenomenon Caused by Cavitation in LE-7A LH2 Turbopump. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 2002, vol. 45, no. 1, pp. 41-46. DOI: 10.1299/jsmeb.45.41
16. Ovsyannikov B.V., Borovskii B.I. *Teoriya i raschet agregatov pitaniya ZhRD* (Theory and calculation of LRE power supply units), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 343 p.
17. Ankudinov A.A. *Raschet i proektirovanie predvkllyuchennoi osevikhrovei stupeni tsentrobezhnogo nasosa. Uchebnoe posobie* (Calculation and design of the pre-connected axial-vortex stage of a centrifugal pump. Textbook), Moscow, MG TU im. N.E. Bauman, 2005, 64 p.
18. Zotov B.N., Ankudinov A.A. *Patent RF 2014509*, 15.06.1994.
19. Ankudinov A.A., Kuftov A.F. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, 1989, no. 2, pp. 52-56.
20. Timushev S., Klimenko D., Kazenov I., Jiawen L. Unsteady flow and pressure pulsations in a model axial-vortex stage inducer. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, vol. 40, no. 7, p. 1460. DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.180584
21. Ankudinov A.A., Panaiotti S.S., Timushev S.F. *Inzhenernyi vestnik*, 2015, no. 9, pp. 4.