

УДК 621.454.2

ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ В ДВУХКАСКАДНОМ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ ГОРЮЧЕГО ЖРД

© Харитонова А.А., Зубанов В.М.

*Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева, г. Самара, Российская Федерация*

e-mail: annakharitonova15@gmail.com

Центробежные насосы используются в различных промышленных областях [1]. Особое место занимают шнекоцентробежные насосы как устройства для подачи жидких компонентов в камеру ракетного двигателя. В таком случае насос должен обеспечивать высокие показатели производительности и надежности.

В настоящее время используемые турбонасосные агрегаты для жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) были разработаны в 1960–1970 годах. Первоначально геометрия насосов проектировалась по теоретическим и эмпирическим зависимостям, затем следовала дорогостоящая экспериментальная доводка насосов.

Кавитацией называется местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей, обусловленное местным падением давления [2]. Она сопровождается характерным шумом и при длительном воздействии приводит к эрозионным разрушениям металлических стенок. Кавитация приводит к увеличению гидравлического сопротивления, так как кавитационные пузырьки уменьшают живое сечение потока.

Для характеристики местных гидравлических сопротивлений применяется безразмерный критерий, называемый числом кавитации:

$$k = \frac{2(p - p_s)}{\rho v^2},$$

где p – гидростатическое давление набегающего потока, Па; p_s – давление насыщенных паров жидкости при определенной температуре окружающей среды, Па; ρ – плотность среды, кг/м³;

v – скорость потока на входе в систему, м/с.

Кавитация возникает, когда скорость потока разгоняется до граничной, при которой давление в потоке становится равным давлению парообразования. При $k > 1$ поток считается докавитационным, при $k \approx 1$ – кавитационным, при $k < 1$ – пленочным, с устойчивым отделением кавитационной полости от остального сплошного потока.

Для улучшения антикавитационных свойств насоса используют шнеки, а также преднасосы для повышения давления перед основным насосом. Известны варианты, где в качестве преднасосов используются каскады низкого давления, представляющие собой шнекоцентробежные насосы.

Современные программы CFD позволяют моделировать рабочий процесс насоса, в том числе процессы кавитации. После валидации результатов численного моделирования данные расчетные модели могут быть использованы для изучения влияния параметров насоса на его производительность.

Целью данной работы является изучение влияния процессов кавитации на характеристики насоса ЖРД. В качестве предмета исследования был выбран насос горючего, схема которого представлена на рисунке. На ней показано меридиональное сечение насоса, на котором обозначены следующие вихревые зоны:

- периферия входной кромки шнека низкого давления и шнека высокого давления (области 1 и 4);
- периферия передней кромки рабочего колеса низкого давления (область 2);
- область ближе к выходному отверстию рабочего колеса низкого давления на ступице (область 3);
- зона застойного вихря вблизи рабочего колеса низкого давления (область 5).

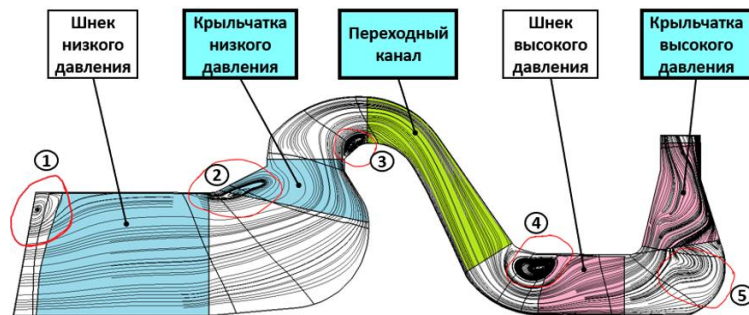


Рис. Меридиональное сечение насоса с вихревыми областями

Ранее в работе [3] были представлены результаты по снижению интенсивности вихрей 2, 3 и 5 за счет оптимизации геометрии лопаток. Снижение входного давления на входе в насос приводит к увеличению вихревой зоны в первую очередь в области входной кромки шнека низкого давления (область 1, рисунок).

Настройка рабочей модели и расчет производились в программном комплексе Ansys CFX. В качестве рабочего тела была задана вода, так как она использовалась при получении экспериментальных характеристик на гидростенде. Использовались следующие настройки расчетной модели:

- принято допущение, что процесс изотермический, подогрев рабочего тела не учитывается;
- давление парообразования 1705,6 кПа при температуре воды +15°C [4];
- скорость вращения ротора высокого давления – 13300 об/мин;
- скорость вращения ротора низкого давления – 3617 об/мин;
- полное давление на входе изменялось $p = 0,04 \dots 0,20 \text{ МПа}$ для получения кавитационной характеристики;
- на выходе задан массовый расход, равный 131,3 кг/с.

Полученные в ходе расчетного исследования данные были сопоставлены с результатами эксперимента. Характеристики эквидистанты качественно повторяют распределение экспериментальных данных. Количественное расхождение обуславливается тем, что для получения более точных результатов требуется моделирование рабочего процесса в нестационарной постановке.

Библиографический список

1. Андронов А.Л. Особенности работы центробежных насосов и требования к их электроприводу // Ползуновский альманах. 2004. № 1. С. 150–152.
 2. Кавитация. URL: <https://firing-hydra.ru/index.php?request=full&id=350> (дата обращения: 13.04.2021).
 3. Zubanov V., Volkov A., Matveev V. [et al.]. Optimization of fuel two-stage screw centrifugal pump of rocket powerful turbopump unit // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2018. Vol. 2.
- Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.