

Иванов Евгений Александрович¹
20evgeniy08@mail.ru
Лебедев Константин Борисович¹
lebkostia@gmail.com
Шумилин Сергей Александрович²
shumilinSA@ckti.ru

¹ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого», Россия, г. Санкт-Петербург
²ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, г. Санкт-Петербург

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД 170

Аннотация. Выполнен проверочный гидродинамический расчёт проточной части турбонасосного агрегата, состоящего из насосов окислителя и горючего. Проточная часть центробежного насоса с предвключённым осевым колесом рассмотрена в двух вариантах исполнения. Показано преимущество проточной части с рабочим колесом двустороннего входа по кавитационным показателям и конструктивным особенностям.

Ключевые слова: рабочее, колесо, быстроходность, шнек, гидродинамика.

Ivanov Evgeniy¹
20evgeniy08@mail.ru
Lebedev Konstantin¹
lebkostia@gmail.com
Shumilin Sergey²
shumilinSA@ckti.ru

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, St. Petersburg
²JSC «NPO CKTI», Russia, St. Petersburg

CALCULATION STUDY OF THE VANE SYSTEM OF THE TURBINE PUMPING UNIT RD-170

Abstract. Check hydrodynamic calculation of flow part of turbo-pump unit consisting of oxidizer and fuel pumps was performed. Flow part of centrifugal pump with preinstalled axial wheel is considered in two versions. Advantage of

flow part with impeller of double-sided input according to cavitation indexes and design features is shown.

Keywords: impeller, specific, speed, inducer, hydrodynamic, calculation.

Рассматриваемый ТНА является самым мощным ЖРД для реактивного двигателя РД170 конструкции НПО Энергомаш [1] и предназначен для создания ракетно-космических систем многоразового использования. Как следует из статьи, мощность приводной газовой турбины составляет порядка 200 МВт с частотой вращения 14 000 об/мин для привода насосов окислителя и горючего. В качестве окислителя используется жидкий водород ($t = -183$ °С), а в качестве горючего керосин ($t = 15$ °С) с суммарной весовой подачей 2500 кг/с и с давлением $P_{ок} = 60$ МПа и $P_{г} = 50$ МПа. Таким образом, основные параметры насосных агрегатов составили следующие значения:

	Насос окислителя	Насос горючего
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	1,25 (4500)	1,165 (4194)
Давление на выходе, МПа	60	50
Давление на входе, МПа	1	1
Напор, м	5175	5833
Частота вращения, об/мин	14 000	14 000
Температура, °С	-183	15
Кинематический коэффициент вязкости, м ² /с	$1,57 \times 10^{-6}$	$1,83 \times 10^{-6}$
Удельный вес, кг/м ³	1140	840

Рассмотрим вариант исполнения одноступенчатого центробежного насоса окислителя. Быстроходность его проточной части $n_s = 93,6$ об/мин, диаметр рабочего колеса $D = 0,45$ м определен из основного уравнения гидромашин. Тогда расчётные параметры в приведённых величинах, используемые в САПР ЛС [2], составят следующие значения:

$$n'_I = 87,5 \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

$$Q'_I = 0,086 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для полученной быстроходности основные соотношения проточной части составят следующие величины $B' = 0,08$, $D'_r = 0,60$ и $d'_{вт} = 0,35$. Исходя из реально достижимых кавитационных показателей данного класса центробежных насосов с втулочным отношением $d_{вт} = 0,35$, $C_{кр} = 1000$ получаем величину необходимого значения кавитационного запаса:

$$\Delta h_{ц/6} = \left(\frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{1,333} = \left(\frac{5,62 \cdot 14\,000 \cdot \sqrt{1,25}}{1000} \right)^{1,333} = 398 \text{ м,}$$

т.е. $\sigma_{ц/6} = 398/5175 \leq 0,075$.

Очевидно, что для обеспечения необходимой величины подпора следует установить предвключенное колесо осевого типа. Необходимая его величина определяется с учётом избыточного давления в баке окислителя за счёт подачи нейтрального азота с давлением 1 МПа. Тогда $H_{пк} = \varphi \Delta h_{ц/6} = 1,5 \times 398 - 100/1,14 = 509$ м., т. е. величина мощности ПК составляет 9,8 % от мощности ступени. Быстроходность ПК составляет $n_s = 543$, а величина динамического разрежения $\sigma_{пк} \leq 88/5175 = 0,017$ чему соответствует $C_{кр} = 3063$, что необходимо реализовать при проектировании ПК. Помимо исходных расчётных параметров n'_I , Q'_I и σ для расчёта необходимо определить требуемую величину момента скорости $RV_{упк}$. Величина момента скорости ступени с принятым значением гидравлического КПД 90 % составляет:

$$RVu = \frac{g}{\omega'_I \cdot \eta_r} = \frac{9,81}{9,16 \cdot 0,9} = 1,16 \text{ м}^2/\text{с,}$$

где $\omega'_I = (\pi \cdot n'_I) / 30 = 9,16 \text{ 1/с}$

Тогда требуемая величина $RV_{упк} = 1,16 \times 0,096 = 0,111 \text{ м}^2/\text{с}$. Принимаем диаметр предвключенного колеса равным 0,6 $D = 270$ мм, а диаметр втулочного отношения сохраняем без изменения, т. е. 0,35 $D = 158$ мм. Основные геометрические характеристики лопастной системы предвключенного колеса представлены в таблице 1.

Таблица 1

**Основные геометрические характеристики
лопастной системы предвключенного колеса**

Л.Т.		1	6	9
Угол лопасти на входе	град	9,5	12,0	17,0
Угол лопасти на выходе	град	14,0	17,0	24,0
Угол лопасти в плане	град	270,0	299,0	321,0
Угол положения входной кромки	град	0	-29,0	-51,0
Густота решётки	—	2,29	2,57	2,81

Толщина входной кромки $\delta_{\text{вх}} = 2,2 \text{ мм} = 0,0048$, толщина выходной кромки $\delta_{\text{вых}} = 3,1 \text{ мм} = 0,007$. Максимальная толщина профиля по периферийному сечению $\delta_{\text{п}} = 5,8 \text{ мм} = 0,013$, по втулочному – $\delta_{\text{вт}} = 7,2 \text{ мм} = 0,016$. Количество лопастей $Z_{\text{пк}} = 3$.

Основные результаты гидродинамического расчёта на номинальном режиме работы приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Основные результаты гидродинамического расчёта
на номинальном режиме работы**

Л.Т.		1	6	9
$Rv'u'_{\text{вых}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	0,151	0,137	0,13
$h_{\text{пр}}$	%	3,1	1,9	1,0
$h_{\text{уд}}$	%	0	0	0
σ	—	0,018	0,014	0,013

Как следует из таблицы 2, наилучшие результаты обеспечиваются при $Z = 3$. Ударные потери отсутствуют, величина профильных потерь составляет 1,9 %, момент скорости равен $0,137 \text{ м}^2/\text{с}$.

т. е. обеспечивается с запасом в 23 %. Эпюра относительной скорости по всем сечениям лопастной системы без значительных провалов, наибольшее снижение имеет место по корневому сечению, однако, отрицательных величин нет, что указывает на отсутствие противотоков на расчётном режиме работы. Минимальное значение динамического разрежения составляет $\sigma = 0,014$ чему соответствует $C_{кр} = 3740$, что выше требуемой величины. Таким образом, спроектированное ПК обеспечивает необходимую величину подпора для нормальной работы рабочего колеса ступени. Дополнительно был выполнен расчёт ПК с числом лопастей 2, 4 и 5. В таблице 3 сведены осреднённые показатели, которые подтвердили обоснованность принятого числа лопастей.

Таблица 3

Осреднённые показатели результатов расчёта

Число лопастей	l/t	RVu'_{cp} , м ² /с	$h_{пр}$, %	σ
2	1,65	0,133	1,3	0,019
3	2,6	0,137	1,9	0,014
4	3,3	0,135	3,1	0,024
5	4,2	0,131	3,9	0,041

Переходим к профилированию лопастной системы рабочего колеса ступени. Количество лопастей $Z = 7$. Проектирование и гидродинамический расчёт выполняется на исходные расчётные параметры n'_I и Q'_I с учётом положительной закрутки потока, поступающего из ПК.

Основные геометрические характеристики лопастной системы рабочего колеса ступени представлены в таблице 4.

Основные результаты гидродинамического расчёта на номинальном режиме работы приведены в таблице 5.

Таблица 4

**Основные геометрические характеристики
лопастной системы рабочего колеса**

Л.Т.		1	4	7
Угол лопасти на входе	град	16,0	20,0	24,5
Угол лопасти на выходе	град	22,0	22,0	22,0
Угол лопасти в плане	град	130,0	130,0	130,0
Густота решётки	—	2,71	2,8	2,88

Таблица 5

**Основные результаты гидродинамического расчёта
на номинальном режиме работы**

Л.Т.		1	4	7
$RVu'_{\text{ВХ}}$	м ² /с	0,151	0,137	0,13
$RVu_{\text{ВЫХ}}$	м ² /с	1,43	1,4	1,34
$h_{\text{пр}}$	%	1,45	1,0	0,8
$h_{\text{уд}}$	%	0,1	0,2	0
σ	—	0,075	0,066	0,053

Из представленных данных следует, профильные потери в рабочем колесе не превышают 1 %, ударные потери отсутствуют, а с учётом вторичных гидравлических потерь, обусловленных трением жидкости об ограничивающие диски и перетеканием потока поперёк лопастного канала от стороны давления к стороне разрежения, которые по данным Г. Ю. Степанова пропорциональны профильным потерям и зависят от соотношения ширины и высоты межлопастного канала, суммарные гидравлические

потери в рабочем колесе ступени составляют примерно 2,5 %. Отрицательных значений относительной скорости по корневому сечению не зафиксировано. Осреднённая величина динамическое разрежение составляет $\sigma = 0,066$, что вполне достаточно для бескавитационной работы насосного агрегата. Величина динамического разрежения во всасывающей области рабочего колеса составляет $\Delta h_{ц/б} = 0,066 \times 5175 = 341$ м, а величина $H_{пк} = 9,16 \times 0,137/9,8 \times 5175 \times 0,9 = 594$ м, что позволяет снизить давление в баке окислителя с 1 МПа до 0,8 МПа или при сохранении величины давления приведёт к увеличению коэффициента запаса по коррозионному износу лопастей рабочего колеса, т. к. величина окружной скорости составляет значительную величину $U = 330$ м/с, а относительная скорость W порядка 150 м/с.

Напорная часть насосного агрегата выполняется в виде спиральной камеры с установленным в ней разгрузочным ребром для снижения радиального усилия на ротор. Ребро устанавливается с противоположной стороны зуба. Гидравлические потери в ней составляют 3–3,5 %. Тогда суммарные гидравлические потери по всему проточному тракту с учётом гидравлических потерь в ПК и РК составят примерно 8 %, т. е. $\text{КПД}_{\text{гд}} = 92$ %, а с учётом объёмных потерь и потерь дискового трения, которые для данного уровня быстроходности составляют 97 % и 92 % соответственно, и общий КПД ступени составит 81 %, а величина потребляемой мощности насоса окислителя составит $N = 9,8 \times 1,25 \times 5175 \times 1,14 / 0,81 = 89$ МВт. Таким образом, рассмотренный вариант проточной части насосного агрегата обеспечивает исходные технические условия назначения. Вместе с тем представляется возможным и целесообразным рассмотреть вариант насоса с рабочим колесом двустороннего входа, что позволит:

1. Облегчит условия выполнения требования по бескавитационной работы насосного агрегата.
2. Автоматически снимается вопрос об устранении осевой силы на роторе.

3. Диаметр рабочего колеса насоса типа Д меньше на 5,9 %, что позволяет снизить вес агрегата.

4. Величина КПД насоса сохраняется, несмотря на снижения быстроходности, т. к. исключаются потери дискового трения по ступице рабочего колеса.

В этом случае величина подачи вдвое меньше исходной величины, остальные параметры без изменения. Тогда быстроходность ступени составит $n_s = 66$ об/мин, диаметр рабочего колеса $D = 0,425$ м, а расчётные параметры в приведённых величинах составят следующие значения:

$$n'_I = 82,7 \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

$$Q'_I = 0,048 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

В результате проектирования получена геометрия ПК осевого типа Sh66, основные данные по которому представлены в таблице 6, а в таблице 7 даны результаты гидродинамического расчёта.

Таблица 6

Основные геометрические характеристики ПК осевого типа

Л.Т.		1	6	9
Угол лопасти на входе	град	11,5	14,0	18,0
Угол лопасти на выходе	град	15,0	18,0	24,5
Угол лопасти в плане	град	280,0	299,0	321,0
Положение входной кромки	град	0	-29,0	-51,0
Густота решётки	—	2,31	2,59	2,81

Результаты гидродинамического расчёта ПК осевого типа

Л.Т.		1	6	9
$RVu_{\text{вх}}$	м ² /с	0,058	0,082	0,113
$h_{\text{пр}}$	%	1,8	1,3	1,0
$h_{\text{уд}}$	%	0	0	0
σ	—	0,015	0,014	0,014

Как следует из таблицы 7, ударные потери отсутствуют, величина профильных потерь 1,3 %, момент скорости $RVu' = 0,082$ м²/с, что обеспечивает необходимую величину подпора перед центробежным колесом. Величина $H_{\text{ПК}} = (\omega_I \cdot RVu') / g \cdot \eta_r \cdot H = (8,66 \cdot 0,082) / 9,8 \cdot 0,9 \cdot 5175 = 338$ м, а расчётная величина динамического разрежения ц/б колеса $\Delta h_{(\text{ц/б})} = ((5,62 \cdot 14\,000 \cdot (0,625)^{1/2}) / 1000)^{1,333} = 246$ м. Величина динамического разрежения ПК $\sigma_{\text{ПК}} = 0,014$ чему соответствует $C_{\text{кр}} = 2640$, что выше требуемой величины, т. е. $\Delta h_{\text{ПК}} = 0,014 \times 5175 = 72,5$ м, а $\Delta h_g = 88,0$ м. Из полученных данных следует, что с предвключённым колесом в данном варианте исполнения проточной части проще обеспечить бескавитационную работу насосного агрегата.

Рабочее колесо ступени №67 работает с положительной закруткой потока и, как показали результаты гидродинамического расчёта, обеспечивает необходимые параметры. В таблице 8 приведены основные геометрические данные лопастной системы №67. Количество лопастей $Z = 7$. Характер изменения толщин профилей аналогичен предыдущим вариантам.

Из представленных данных таблицы 8 следует, что уровень профильных потерь не превышает 1,5 %, ударные потери отсутствуют, а с учётом вторичных гидравлических потерь в межлопастном канале суммарные гидравлические потери составляют 3 %. Осреднённая величина динамического разрежения не превышает $\sigma_{\text{ц/б}} = 0,05$, что вполне достаточно для бескавитацион-

ной работы насосного агрегата. Величина динамического разрежения во всасывающей области РК составляет $\Delta h_{(л/б)} = 0,05 \times 5175 = 259$ м, а ПК обеспечивает подпор, равный $H_{ПК} = (8,66 \cdot 0,082) / 9,81 \cdot 0,9 \cdot 5175 = 338$ м. Таким образом, вариант проточной части с рабочим колесом двустороннего входа позволяет легче на режиме расчетной подачи обеспечить выполнения условия по бескавитационной работе насосного агрегата и полностью снимает вопрос об уравнивании осевой силы на роторе. Общий уровень КПД в обоих рассмотренных вариантах практически одинаков 79–81 %. С учётом этого, потребляемая мощность насоса окислителя составляет $N = 9,81 \times 1,25 \times 5175 \times 1,14 / 0,8 = 90,5$ МВт.

Таблица 8

Основные геометрические характеристики лопастной системы N67

Л.Т.		1	4	7
Угол входа лопасти	град	16,0	20,0	24,5
Угол выхода лопасти	град	22,0	22,0	22,0
Угол лопасти в плане	град	130,0	130,0	130,0
Положение входной кромки	град	0	0	0
Густота решётки	l/t	2,75	2,82	2,87

Таблица 9

Результаты гидродинамического расчёта лопастной системы N67

Л.Т.		1	4	7
$RVu_{ВХ}$	$м^2/с$	0,058	0,082	0,113
$RVu_{ВЫХ}$	$м^2/с$	1,42	1,38	1,35
$h_{пр}$	%	1,2	0,85	0,8
$h_{уд}$	%	0	0	0
σ	—	0,049	0,05	0,05

С аналогичным подходом к проектированию выполнен гидродинамический расчёт насоса горючего. Получены следующие результаты: Для варианта одноступенчатого насоса с ПК быстроходность $n_s = 82,6$ об/мин, диаметр РК $D = 0,46$ м, КПД 80 % и $C = 2870$. Для варианта с рабочим колесом двустороннего входа быстроходность $n_s = 58,4$ об/мин, диаметр РК $D = 0,44$ м. КПД 78 % и $C = 2030$. С учётом этого, потребляемая мощность насоса горючего составит $N = 9,81 \times 1,165 \times 5833 \times 0,84 / 0,8 = 70$ МВт. Таким образом, общая расчётная мощность турбонасосного агрегата составляет 160 МВт. Если полученные параметры по напору выше расчётных значений на 5 %, а величина КПД ниже расчётных значений на 10 %, то суммарная мощность насосов не превышает 195 МВт и обеспечивается работой приводной газовой турбиной.

Дополнительно были рассмотрены возможные варианты исполнения проточной части насосов окислителя и горючего с учётом увеличения частоты вращения с 14 000 до 20 000 об/мин при использовании варианта рабочего колеса двустороннего всасывания.

Переход на повышенную частоту вращения позволяет существенно уменьшить диаметр рабочего колеса окислителя на 37 %, а диаметр рабочего колеса горючего на 46 %, что позволяет снизить вес насосного агрегата в 2,5–3 раза. Реализация варианта с частотой вращения ротора 20 000 об/мин потребует также разработки новой приводной турбины—двухвенечной ступени скорости для чего необходимо проведение дополнительных расчётных и конструкторских проработок.

Выводы

1. Выполнен гидродинамический расчёт лопастной системы насосного агрегата по двум вариантам конструктивного исполнения.

2. Вариант с рабочим колесом двустороннего входа при равенстве энергетических данных имеет преимущества по обеспечению кавитационных показателей.

3. Конструктивное исполнение по варианту с использованием ПК двустороннего входа исключает проблему осевой силы на роторе.

4. По второму варианту исполнения существует выигрыш по весовому показателю.

Список литературы

1. **Иванов В. А., Каширин А. М., Ромасенко Е. Н., Толстиков Л. А.** Турбонасосные агрегаты ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Конверсия в машиностроении. – 2006. – № 1.

2. **Жарковский А. А., Морозов М. П., Шумилин С. А.** Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. – СПб. : Издательство СПбГПУ, 2002. – 47 с.