

Канд. техн. наук Я.Н. Иванов, Л.Ф. Ивченко, С.А. Дешевых, А.Ю. Стрельченко

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СООТНОШЕНИЙ ТОРЦОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

*Рассмотрены результаты исследовательской работы, проводившейся ГП "КБ "Южное" с целью создания торцового гидродинамического уплотнения, работоспособного при высокой частоте вращения (20000-30000 об/мин) и больших перепадах давления (порядка  $120 \cdot 10^5$  Па).*

*Представлен сравнительный анализ КПД центробежного насоса, выполненного с плавающими кольцами, и энергетических параметров аналогичного насоса, но выполненного с торцовыми уплотнениями вместо щелевых.*

*Розглянуто результати дослідної роботи, яку проводило ДП "КБ "Південне" з метою створення торцевого гідродинамічного ущільнення, працездатного за високої частоти обертання (20000-30000 об/хв) і великих перепадів тиску (порядку  $120 \cdot 10^5$  Па).*

*Подано порівняльний аналіз ККД відцентрового насоса, виконаного з плаваючими кільцями, і енергетичних параметрів аналогічного насоса, але виконаного з торцевими ущільненнями замість щілинних.*

*The paper presents the results of the Yuzhnoye State Design Office research aimed at creation of the end hydrodynamic seal, functioning at high rotation speed (20000-30000 rpm) and pressure drop (approximately  $120 \cdot 10^5$  Pa).*

*The efficiency of the centrifugal pump with floating rings is compared with power parameters of the similar pump with end seals instead of the groove ones.*

Основной параметр, определяющий совершенство конструкции шнекоцентробежного насоса, – это коэффициент полезного действия.

Увеличение КПД насоса приводит к увеличению удельной тяги двигателя, выполненного по схеме без дожигания генераторного газа, и снижению температуры генераторного газа в жидкостном ракетном двигателе, выполненном по замкнутой схеме.

Одним из методов повышения КПД насоса является совершенствование уплотнений на дисках центробежного колеса с целью уменьшения утечек.

В работе [1] показано, что, исключив утечки, можно поднять полный КПД насосов на 3...10 % в диапазоне коэффициента быстроходности 30...70.

В качестве внутренних уплотнений, практически исключающих утечки, можно применять:

- щелевые уплотнения с увеличенным сопротивлением щели;
- лабиринтные уплотнения с притирающимися уплотнительными поверхностями;

- торцовые гидростатические уплотнения;
- торцовые гидродинамические уплотнения.

Применение каждого из вышеперечисленных типов уплотнений связано с трудностями по обеспечению их работоспособности в условиях турбонасосного агрегата (ТНА) ЖРД (большое число оборотов, высокий перепад давления, агрессивные и криогенные компоненты топлива).

Торцовые гидродинамические уплотнения работают в режиме жидкостного трения и поэтому могут применяться при высоких перепадах давления и скоростях скольжения. При отсутствии вращения поверхности трения находятся в плотном контакте, исключая утечки. Разделение поверхностей пары трения осуществляется гидромеханическими силами, возникающими в результате повышения давления жидкости в каналах или камерах под действием гидродинамических или гидростатических сил с подводом давления из уплотняемой полости. Однако в настоящее время гидродинамических

уплотнениях, например представленных в работе Гудкова С.Н. [2], имеется существенный недостаток, из-за которого они не нашли применения в ТНА ЖРД: слишком малая глубина камер (несколько микрон), в которых создается гидродинамический напор. Небольшое истирание торцов на нерасчетных режимах нарушает их геометрию и сводит на нет преимущества гидродинамических торцовых уплотнений.

В разработанном на ГП "КБ "Южное" торцовом гидродинамическом уплотнении [3] глубина камер в десятки и более раз превышает высоту зазора между торцами.

Гидродинамическое уплотнение, приведенное на рис. 1, состоит из стального вращающегося опорного кольца (диска) 4, аксиально-подвижной обоймы 1 с графитовым кольцом 5, установленной в корпус 3 по уплотняющему диаметру с резиновым кольцом 2 вторичного уплотнения.

Материал трущейся детали аксиально-подвижной обоймы – графит "Нигран". Графитовое кольцо было приклеено к обойме и притерто к торцу вращающегося опорного кольца (диска). Материал диска – сталь 09Х16Н4Б с твердостью  $HRC_3=37,5...44,5$ .

На контактной торцовой поверхности графитового кольца 5 аксиально-подвижной обоймы 1 выполнены сегментные камеры 6, соединенные с уплотняемой полостью Б входными каналами 7, расположенными в начале камер по направлению вращения. Работоспособность уплотнения не ухудшается при возможном частичном истирании поверхностей на нерасчетных режимах.

Условие обеспечения работоспособности торцового гидродинамического уплотнения следует из условия жидкостного трения в контактной паре

$$P_0 \leq K_H \frac{V_0^2 \gamma}{2g} \cdot \frac{F_{кам}}{F_k} \cdot \frac{1}{K - 0,5}, \quad (1)$$

где

$$K_H = \frac{H_{zd}}{\frac{V_0^2}{2g}} \text{ – коэффициент напора в камерах; } (2)$$

$$V_0 = \frac{\pi D_{cp} n}{60} \text{ – окружная скорость в паре трения;}$$

$F_{кам}$  – площадь камер;

$F_k$  – площадь контакта внутреннего пояса;

$H_{zd}$  – гидродинамический напор в камере;

$D_{cp}$  – средний диаметр расположения камер;

$$K = \frac{f_{np}}{F_k} \text{ – коэффициент разгрузки, } K=0,55...0,7;$$

$f_{np}$  – площадь прижима.

Значение гидродинамического напора в камерах, которое требуется для обеспечения жидкостного трения в торце, определялось по формуле

$$H_{zd} = \frac{F_k}{F_{кам}} \cdot \frac{P_0}{\gamma} (K - 0,5). \quad (3)$$

Из формулы (1) следует, что для увеличения верхней границы по значению давления среды  $P_0$ , при котором обеспечивается жидкостное трение в торцовом уплотнении, необходимо следующее:

- 1) увеличение коэффициента напора  $K_H$ ;
- 2) увеличение окружной скорости  $V_0$  в паре трения;
- 3) увеличение площади  $F_{кам}$  камер разгрузки;
- 4) уменьшение площади  $F_k$  контакта внутреннего пояса уплотнения;
- 5) уменьшение коэффициента разгрузки  $K$ .

На ГП "КБ "Южное" была проведена серия испытаний торцовых уплотнений с целью получения работоспособной конструкции и выявления основных закономерностей, влияющих на их работоспособность. Испытанные торцовые уплотнения отличались коэффициентами разгрузки  $K$ , количеством  $z$  и глубиной  $h$  камер. Испытания проводились в специальной установке (установка 1) на воде, позволяющей получать в уплотняемой полости давление от 0,6 до 1,2 МПа при частоте вращения вала  $n = 50000$  об/мин. Утечки жидкости стекали в мерную емкость. Перед испытанием поверхности диска и графита притирались. В другой установке (установка 2) испытания проводились при частоте вращения  $n = 29000$  об/мин и давлении в уплотняемой полости  $P_0$ , равном 3-14 МПа.

Главным критерием оценки результатов испытаний уплотнений является значение утечки за единицу времени  $q_{ум}$ .

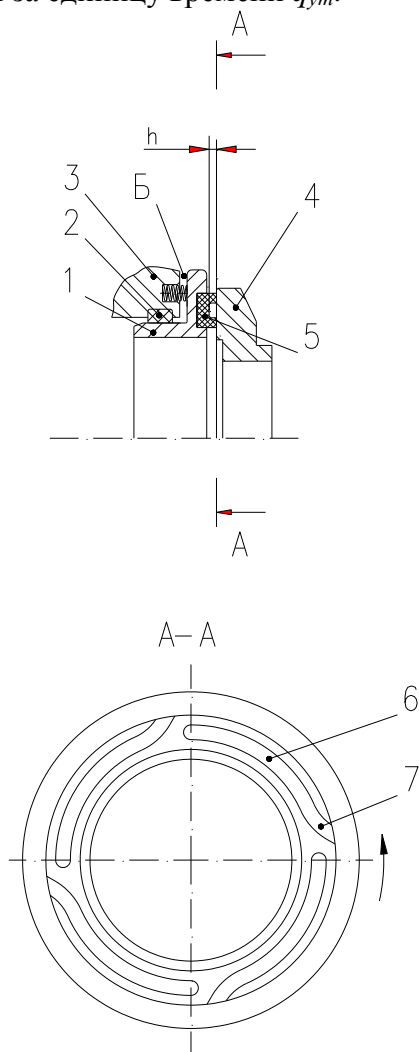


Рис. 1. Конструктивная схема торцового гидродинамического уплотнения разработки ГП "КБ "Южное"

На рис. 2 приведена зависимость  $q_{ум}$  от  $h$ , полученная на установке 1 при 50000 об/мин. Испытанные уплотнения

имели по две камеры ( $K=0,52$ ) и отличались глубиной камер  $h=0,5; 1; 1,4; 1,5; 1,7; 1,8; 1,9; 2$  мм. Зависимость имеет характер кривой второй степени. Минимальные утечки были получены при испытаниях уплотнений с глубиной камер  $h=1,5$  мм, поэтому уплотнения с  $z=4$  и  $z=6$  испытывались в более узком диапазоне глубин камер.

Минимальные утечки также были зафиксированы при  $h=1,5$  мм. При этом необходимо отметить, что во всем диапазоне глубин камер в уплотнениях с  $z=4$  и  $z=6$  значения утечек крайне малы.

На рис. 3 представлены значения утечек, полученные при испытаниях уплотнений с одинаковой глубиной камер ( $h=1,5$ ) на установке 1.

Зависимость размера утечек от количества камер не выявлена.

Испытания уплотнений в установке 2 (испытывались уплотнения с  $K=0,675$ ) подтвердили результаты, полученные при испытаниях в установке 1:

- зависимость  $q_{ум}$  от  $h$  представляет собой кривую второй степени, утечки уменьшаются с увеличением глубины камер (рис. 4). Минимальные утечки зафиксированы при испытаниях уплотнений с  $h=1,5$  мм;

- зависимость утечек от количества камер уплотнения не выявлена, при этом некоторая тенденция к уменьшению утечек с увеличением числа камер от 2 до 8 наблюдается (рис. 5).

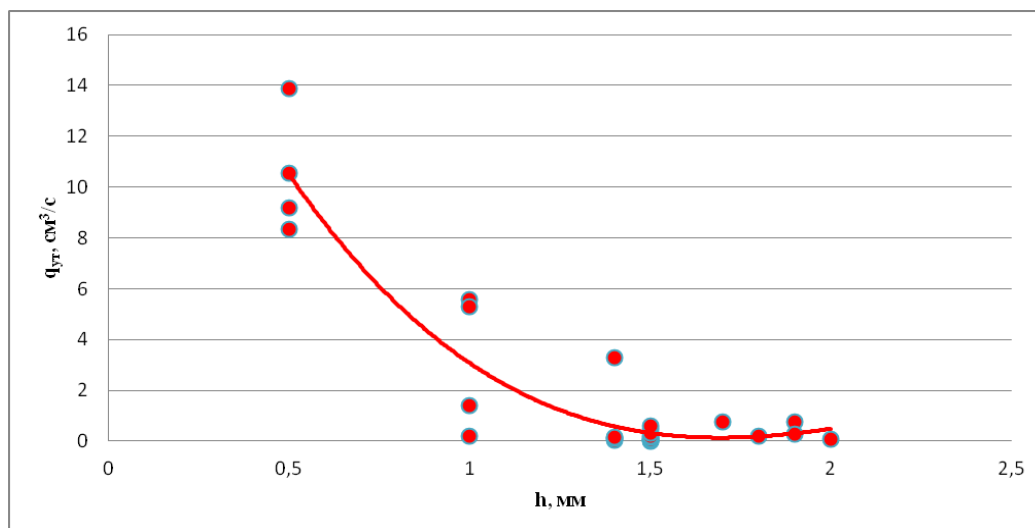


Рис. 2. Объемные утечки при различной глубине  $h$ ,  $z=2$  шт.,  $\Delta P=1$  МПа,  $n=50000$  об/мин

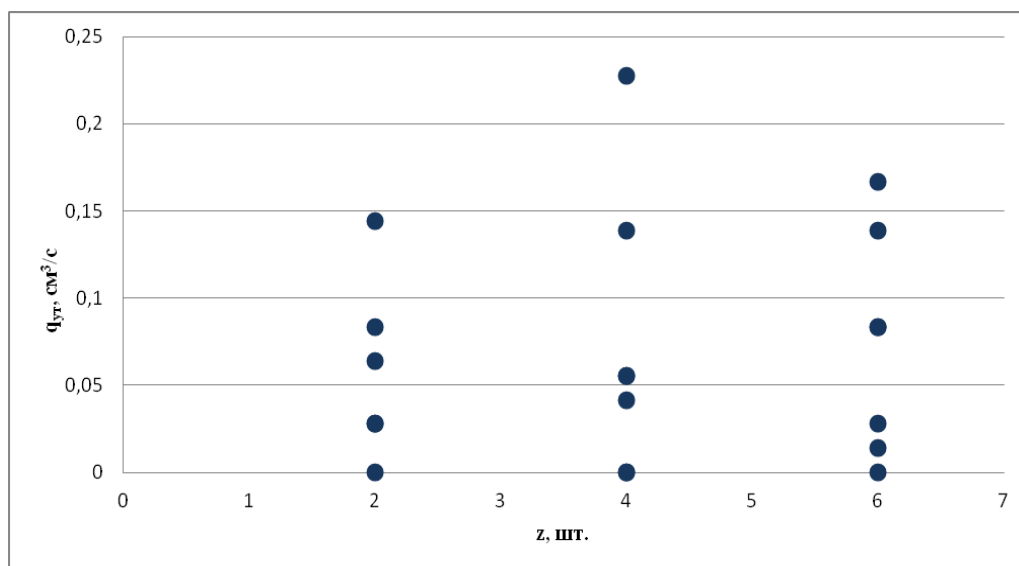


Рис. 3. Объемные утечки при различном количестве камер  $z$ ,  $h=1,5$  мм,  $\Delta P=1$  МПа,  $n=50000$  об/мин

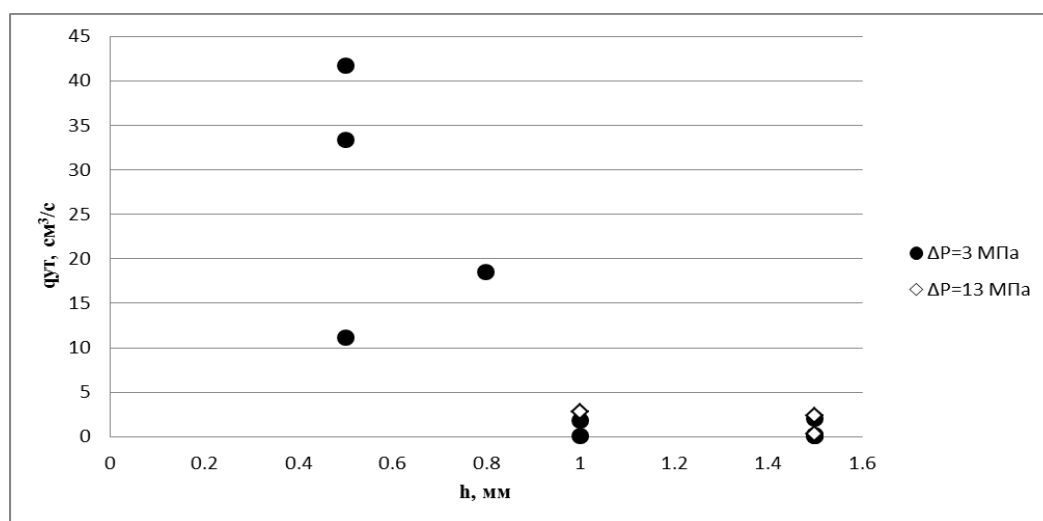


Рис. 4. Объемные утечки при различной глубине  $h$ ,  $z=2$  шт.,  $n=29000$  об/мин

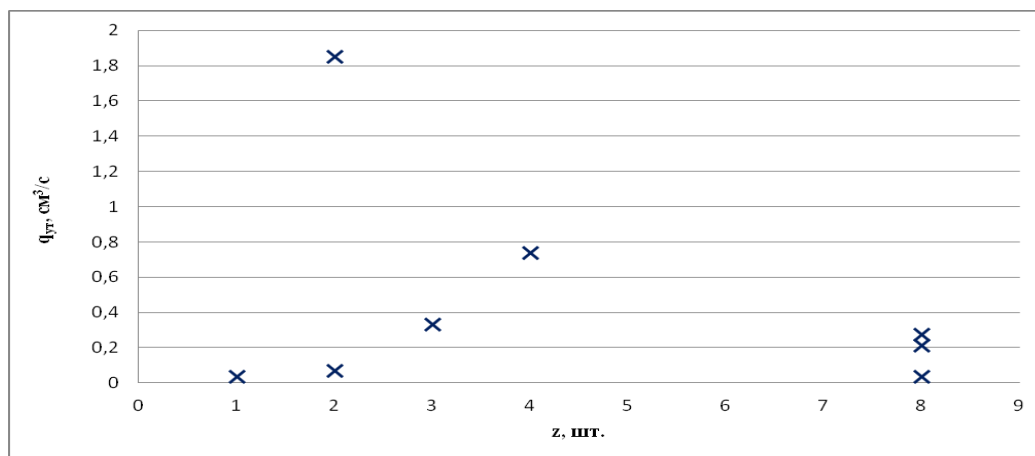


Рис. 5. Объемные утечки при различном количестве камер  $z$ ,  $h=1$  мм,  $\Delta P=3$  МПа,  $n=29000$  об/мин

Из результатов испытаний с различными геометрическими параметрами камер на торце уплотнения было выявлено, что на коэффициент напора оказывает влияние следующее:

1) уменьшение глубины камер с 2 до 0,5 мм приводит к заметному увеличению  $K_H$  и, как следствие, утечек;

2) уменьшение количества камер с 8 до 2 привело к некоторому увеличению  $K_H$ .

Проведенные работы показали, что в предполагаемых диапазонах давления уплотняемой среды  $P_0$  и окружной скорости  $V_0$  целесообразно применять уплотнение, имеющее шесть камер глубиной 1,5 мм.

В реально действующих ТНА до настоящего времени торцовые гидродинамические уплотнения (ТГДУ) не применялись. Применение таких уплотнений в насосе горючего ТНА двигателя РД861К РН "Циклон-4" обусловлено необходимостью существенного повышения КПД (таблица) по сравнению с прототипом (насосом горючего ТНА двигателя РД861 РН "Циклон-3").

Были испытаны два варианта опытной конструкции насоса горючего.

Первый насос был выполнен с традиционными щелевыми уплотнениями (плавающими кольцами) для ограничения внутренних перетечек.

Второй насос был изготовлен с торцовыми гидродинамическими уплотнениями, установленными вместо щелевых уплотнений.

Насос	Частота вращения $n$ , об/мин	Расход $Q$ , л/с	КПД, %
РД861	32000	10,58	Не менее 53,5
РД861К	34000	9	Не менее 57

Сразу необходимо отметить, что проблем при отработке насоса с торцовыми уплотнениями не возникло, конструкции насоса в целом и уплотнения показали себя полностью работоспособными. Перепад давления на уплотнениях составил ~9,2 МПа, частота вращения равнялась 29000 об/мин, окружная скорость – порядка 110 м/с.

Испытания насосов проводились на воде на стенде СИН2×600 в гидролаборатории ГП ПО ЮМЗ. Частота вращения  $n=29000$  об/мин, для удобства анализа параметры насосов приведены в относительных величинах. Проточная часть центробежного колеса в обоих насосах одинакова, наружные диаметры центробежных колес равны.

Коэффициент полезного действия насоса с торцовыми уплотнениями (рис. 6) во всем диапазоне расхода заметно выше, чем у насоса со щелевыми уплотнениями. Так, при номинальном расходе насоса РД861 применение ТГДУ позволило повысить КПД на 5 %, а при номинальном расходе проектируемого насоса – на 3,5 %.

После перепрофилирования проточной части (под уменьшенный номинальный расход) КПД насоса горючего ТНА двига-

теля РД861К (с торцовыми гидродинамическими уплотнениями по дискам центробежного колеса) составляет 57-58 %, что на 9 % выше, чем КПД насоса горючего ТНА двигателя РД861 (насос с плавающими кольцами) на этом расходе.

На данный момент конструкция насоса с торцовыми уплотнениями по дискам центробежного колеса успешно проходит отработку на огневых испытаниях в составе двигателя РД861К.

По состоянию на апрель 2013 г. суммарная наработка торцовых уплотнений на огневых испытаниях ( $n_{ном}=34000$  об/мин,  $\Delta P_0=7,8-9,7$  МПа) составляет 12824 с за 153 включения. Максимальная наработка одного экземпляра уплотнения составляет 3493 с за 36 включений.

За все время отработки двигателя РД861К отказов по вине торцовых уплотнений не было. Графитовые кольца заметных следов износа не имели.

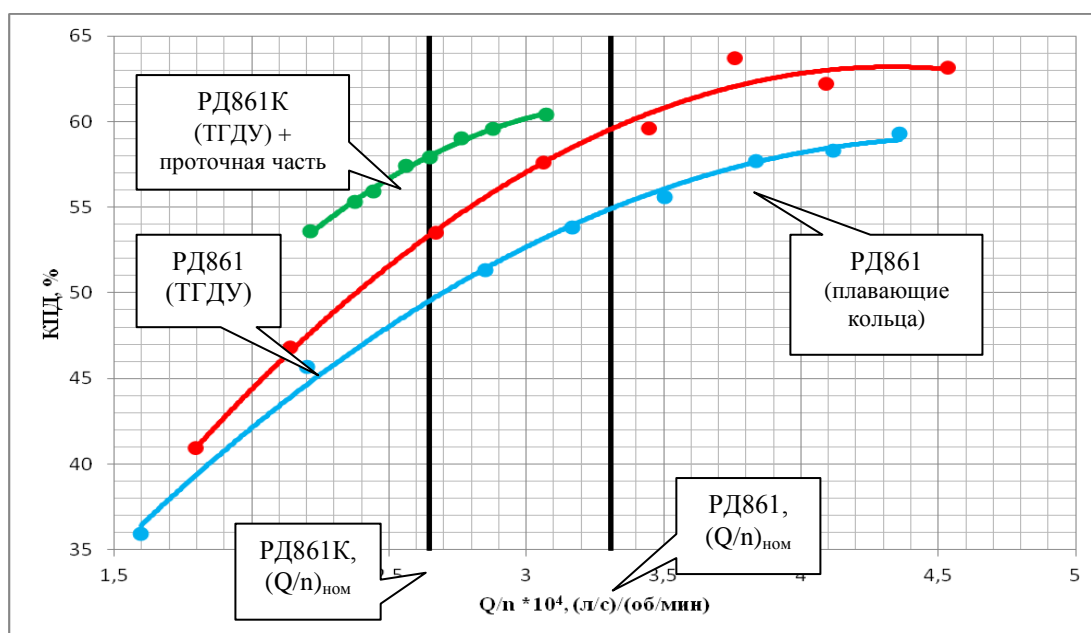


Рис. 6. Зависимость КПД от расхода испытанных насосов

### Выводы

1. В результате исследований выявлены основные закономерности, влияющие на работоспособность торцовых гидродинамических уплотнений, определено влияние геометрических соотношений разгрузочных камер и их количества на значение утечек.

2. Применение торцовых уплотнений в насосе горючего двигателя РД861К позволило повысить КПД насоса на  $\approx 9$  % по сравнению с прототипом (насосом горючего двигателя РД861 с плавающими кольцами).

3. Огневые испытания двигателя РД861К показали, что выбранная конструкция уплотнения полностью соответствует всем предъявляемым требованиям к работоспособности.

### Список использованной литературы

1. Стрельченко А.Ю., Иванов Я.Н. Шнекоцентробежный насос с объемным КПД, близким к единице // Вісн. ДНУ. РКТ. – № 4, Т. 16. – 2008. – С. 145 – 148.
2. Гудков С.Н. Торцовые гидродинамические уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения // Вісн. СумДУ. Технічні науки. – № 2. – 2007. – С. 34 – 41.
3. Пат. 61082 Украины. Торцовое уплотнение / Я.Н. Иванов, И.М. Четверикова. – Заявлено 19.07.99; Опубл. 17.11.2003.

Статья поступила 25.06.2013