

УДК 621.039

**А.В. Безносков, А.В. Львов, Н.С. Волков, Н.С. Лукичев,  
П.А. Боков, Т.А. Бокова, Э.Г. Новинский**

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ НАСОСОВ, ПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СВИНЦОВЫЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ, ОТ НАПРАВЛЕНИЯ ПОТОКА НА ВХОДЕ В МЕЖЛОПАТОЧНЫЕ КАНАЛЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты исследований зависимостей характеристик осевого насоса (подачи, напора, КПД) в свинцовом теплоносителе ядерных реакторов от направления потока на входе в рабочее колесо. Исследования проводились с целью обоснования конструктивных решений насосов применительно к условиям установок малой и средней мощности с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемых свинцовым теплоносителем с горизонтальными парогенераторами (БРС ГПГ), прорабатываемыми в Нижегородском государственном техническом университете. Исследования проводились на стенде ФТ-4 НГТУ при температуре свинцового теплоносителя 440-500°C. Скорость вращения вала насоса изменялась ступенями через 100 об/мин, от 600 до 1100 об/мин. Внешний диаметр рабочего колеса составлял 212 мм, втулочное отношение – 0,43. Диаметр втулки рабочего колеса, равный 92 мм, определялся конструктивным исполнением механизма поворота лопастей колеса (механизм расположен внутри втулки рабочего колеса). Толщина плоских лопаток – 4,0 мм, материал – сталь 08Х18Н10Т. Максимальный расход свинцового теплоносителя при испытаниях составлял около 2000 т/час. Полученные результаты рекомендуются использовать при проектировании насосов, перекачивающих тяжелые жидкометаллические теплоносители реакторных установок.

*Ключевые слова:* реактор на быстрых нейтронах, тяжелые жидкометаллические теплоносители, осевой насос, рабочее колесо, лопатки рабочего колеса, поток свинцового теплоносителя, направление потока теплоносителя.

### **Введение**

В настоящее время отсутствует опыт проектирования главных циркуляционных насосов проектируемых реакторных установок энергоблоков со свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями. Свойства этих теплоносителей (плотность, кавитационные характеристики и др.), условия контактного взаимодействия с поверхностями конструкционных материалов, покрываемых несмачиваемыми теплоносителями защитными покрытиями, другие факторы, влияющие на процессы в проточной части насоса, существенно отличаются от аналогичных характеристик традиционных теплоносителей (воды натрия) [1-3]. Целесообразно проведение экспериментов, результаты которых бы позволяли обоснованно проектировать главные циркуляционные насосы РУ с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями (ТЖМТ).

Целью настоящей работы являлось экспериментальное определение зависимостей характеристик осевого насоса (подачи, напора, КПД) от направления потока свинцового теплоносителя, входящего в межлопаточные каналы рабочего колеса насоса применительно к условиям реакторных установок малой и средней мощности с ТЖМТ. Работа является продолжением экспериментальных исследований конструктивных и режимных параметров, позволяющих обосновать оптимальные проектные решения таких насосов [4, 5].

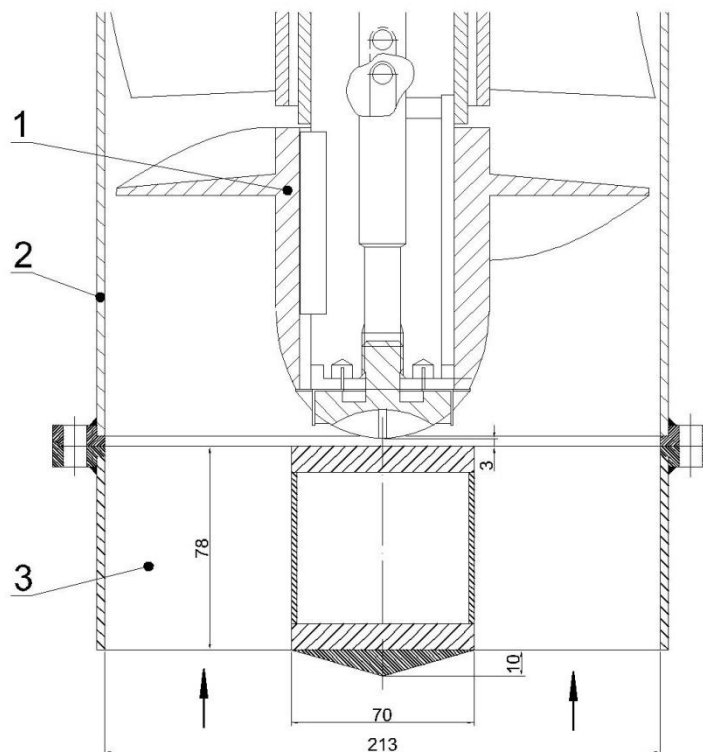
### **Методика экспериментов**

Исследования проводились на стенде ФТ-4 НГТУ при температуре свинцового теплоносителя 440-500°C и максимальном его расходе около 2000 т/час. Внешний диаметр осевого

колеса с поворотными лопатками составлял 212 мм, втулочное отношение – 0,43. Толщина плоских лопаток из стали 12Х18Н10Т – 4,0 мм. Все элементы конструкции проточной части насоса НСО-02НГТУ, контактирующие со свинцовым теплоносителем изготавливались из стали типа 12Х18Н10Т и имели сформированные и деформируемые оксидные покрытия.

Гидравлическое сопротивление циркуляционной трассы стенда, выполненный из труб Ду 200 мм, изменялось путем изменения положения клина регулирующей задвижки, тепло, адиабатически вносимое контур циркуляционным насосом, отводилось теплообменником с воздухо-водяным капельным потоком при давлении, близком к атмосферному.

На первом этапе исследований на входе потока в выемную часть насоса последовательно устанавливались варианты конструкций устройств изменения направления (закрутки) потока (рис. 1, рис. 2). Согласно [6, 7, 8] от этого могут зависеть характеристики насоса.



**Рис. 1. Конструктивная схема установки устройства закрутки потока на входе в насос:**  
1 – выемная часть электронасоса НСО-02НГТУ; 2 – кольцевая обечайка устройства закрутки потока на входе в насос; 3 – лопатка устройства закрутки потока

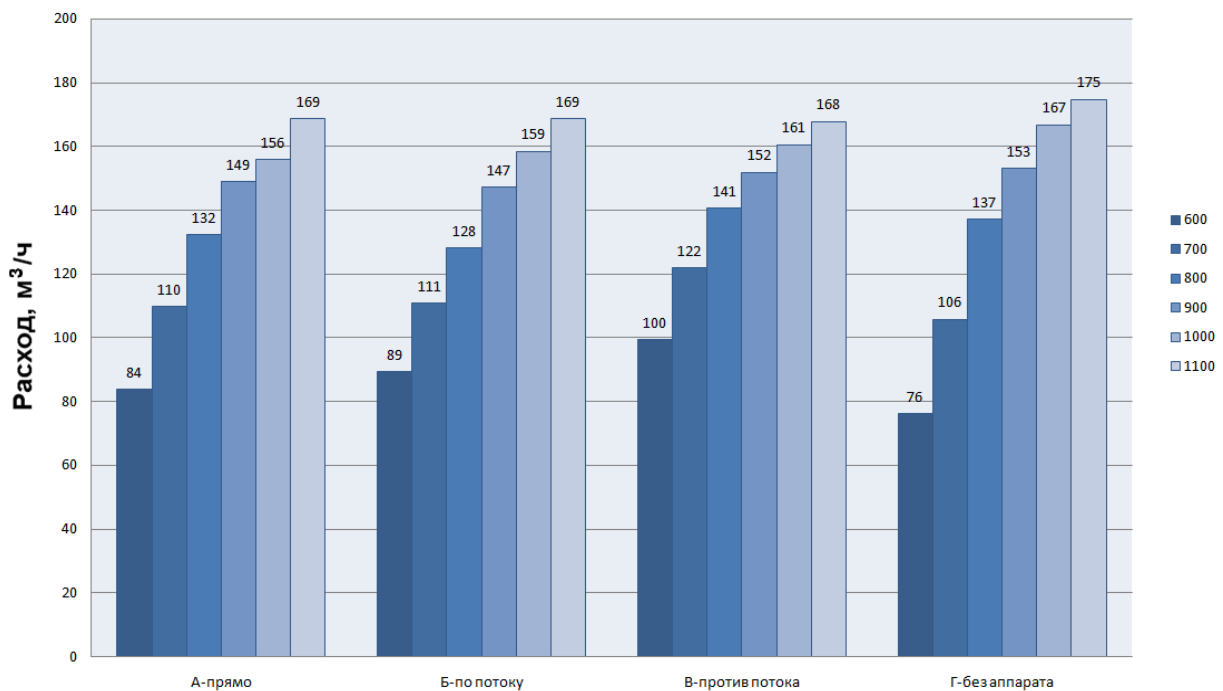
В кольцевой обечайке устройства закрутки потока в каждом из вариантов конструкции устройства устанавливалось по пять лопаток, имеющих следующие конструктивные решения. Вариант А – лопатки устанавливались соосно с потоком на входе в рабочее колесо ( $\alpha = 0^\circ$ ). Вариант Б – лопатки устанавливались под углом  $\alpha = 18^\circ$ , закручивая поток в направлении, совпадающим с направлением вращения рабочего колеса («по потоку»). Вариант В – лопатки устанавливались под углом  $\alpha = 18^\circ$  закручивая поток в направлении, противоположенном направлению вращения рабочего колеса («против потока»). Для сравнения были проведены исследования варианта с демонтированным устройством закрутки потока («без аппарата»).



**Рис. 2. Общий вид участка выемной части насоса НСО-02НГТУ с закрепленным устройством закрутки потока свинца на подводе к насосу**

*Обсуждение результатов первого этапа исследований.*

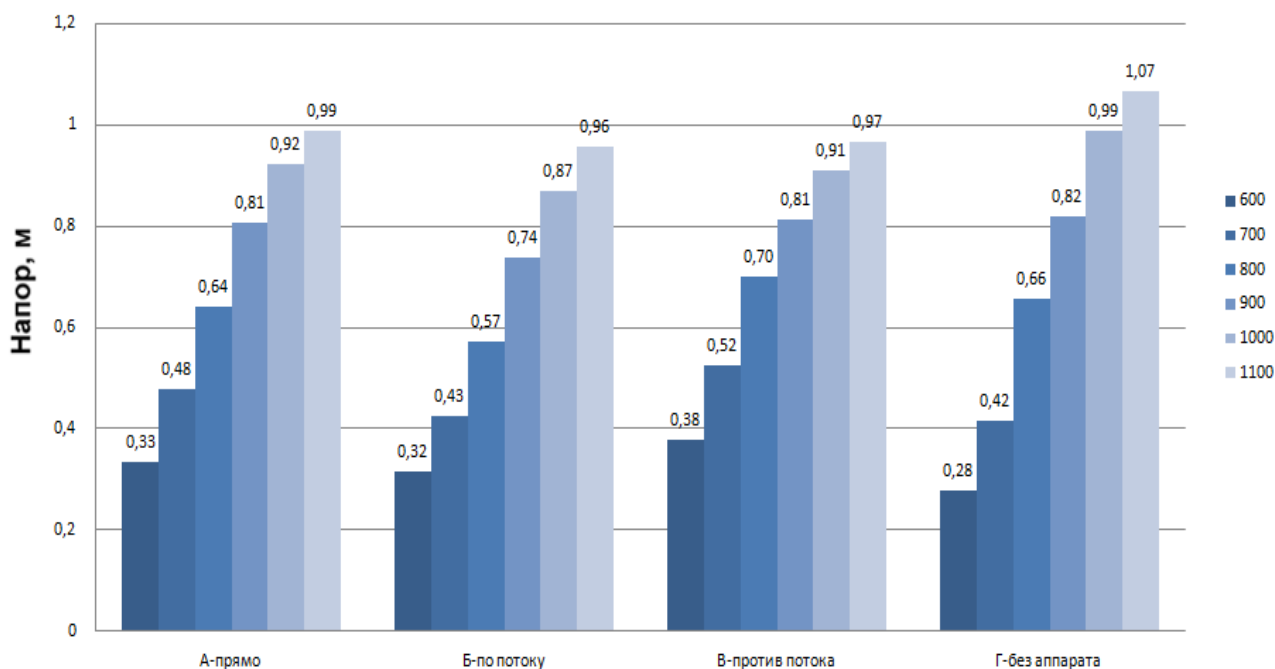
Показано, что при полностью открытой задвижке в контуре циркуляции стенда подача (расход) насоса во всех вариантах испытанных конструкций (А, Б, В, Г) практически совпадает при скорости вращения вала насоса, превышающей 900 об/мин (рис. 3).



**Рис. 3. Зависимость подачи (расхода) насоса от скорости вращения его вала при различных вариантах конструкции устройств закрутки потока на участке подвода**

При уменьшении скорости вращения вала в варианте «В» подача насоса уменьшается заметно меньше, чем в других вариантах, что может иметь значение при анализе работы насоса и реакторной установки на пониженных режимах. При демонтированном устройстве (вариант «Г») при скоростях вращения вала насоса, превышающих 900 об/мин, подача насоса при аналогичных условиях превышает подачу при других вариантах конструкций (А, Б, В).

Напор насоса при всех вариантах конструкций (А, Б, В) примерно одинаков (в аналогичных условиях) и заметно меньше, чем напор насоса при демонтированном устройстве закрутки потока (рис. 4).



**Рис. 4. Зависимость напора насоса от скорости вращения его вала при различных вариантах конструкции устройств закрутки потока на участке подвода**

При увеличении гидравлического сопротивления циркуляционного контура, напор насоса при всех испытанных вариантах конструкции (А, Б, В) приблизительно одинаково существенно возрастает, тогда как при демонтированном устройстве закрутки (вариант «Г») напор насоса существенно меньше, чем в вариантах А, Б, В. Напор насоса достаточно консервативен к изменению конструкции устройства закрутки потока на входе в насос.

Результаты проведенных исследований показывают, что установка выправляющего аппарата на входе в насос в рассматриваемых условиях не целесообразна.

На втором этапе исследований на вал насоса НСО-02 НГТУ последовательно устанавливались три варианта конструкций рабочего колеса с четырьмя плоскими (непрофилированными) лопатками из листа  $\delta = 4,0$  мм. Во всех конструкциях передний по ходу потока участок лопаток на протяжении одной трети хорды был отогнут в сторону уменьшения участка установки лопаток «а» рабочего колеса: в варианте а) – на  $\beta = 4^\circ$  ( $\alpha - 4^\circ$ ); в варианте б) – на  $\beta = 8^\circ$  ( $\alpha - 8^\circ$ ); в варианте в) отгиб отсутствовал ( $\beta = 0$ ), а хорды лопаток оставался прямыми (рис. 5).

Угол установки четырех лопаток в рабочем колесе в каждом варианте угла отгиба ( $\beta = 4^\circ$ ;  $\beta = 8^\circ$ ;  $\beta = 0^\circ$ ;) составлял  $16^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $24^\circ$ ,  $28^\circ$ , скорость вращения вала  $n = 600, 700, 800, 900, 1000, 1100$  об/мин.

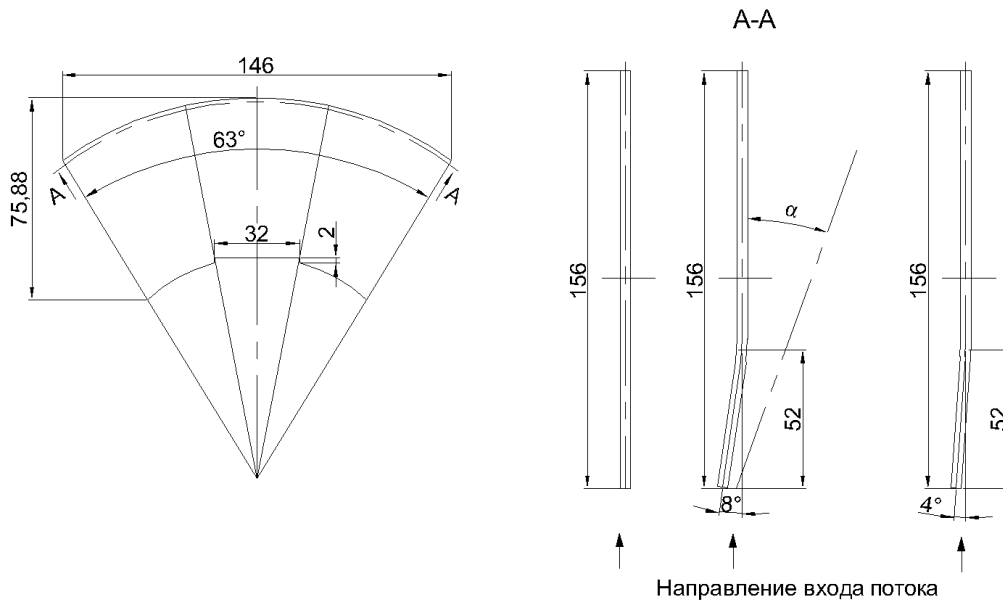


Рис. 5. Конструктивная схема лопаток рабочего колеса на втором этапе испытаний

*Обсуждение результатов второго этапа испытаний.*

Эксперименты показали существенное изменение характеристик насоса от угла отгиба передней трети хорды лопаток при одном и том же угле установки лопаток. При лопатках отгиба ( $0^\circ$ ) при угле установки лопаток  $\alpha = 20^\circ$  подача и напор насоса при  $n = 1100$  об/мин составляли  $142,5 \text{ м}^3/\text{час}$  и  $0,798 \text{ м.ст. Рв}$ , тогда как при угле отгиба  $4^\circ$  ( $\alpha - 4^\circ$ ) подача и напор насоса составляли  $186,0 \text{ м}^3/\text{час}$  и  $1,12 \text{ м.ст.Рв}$  соответственно (рис. 6).

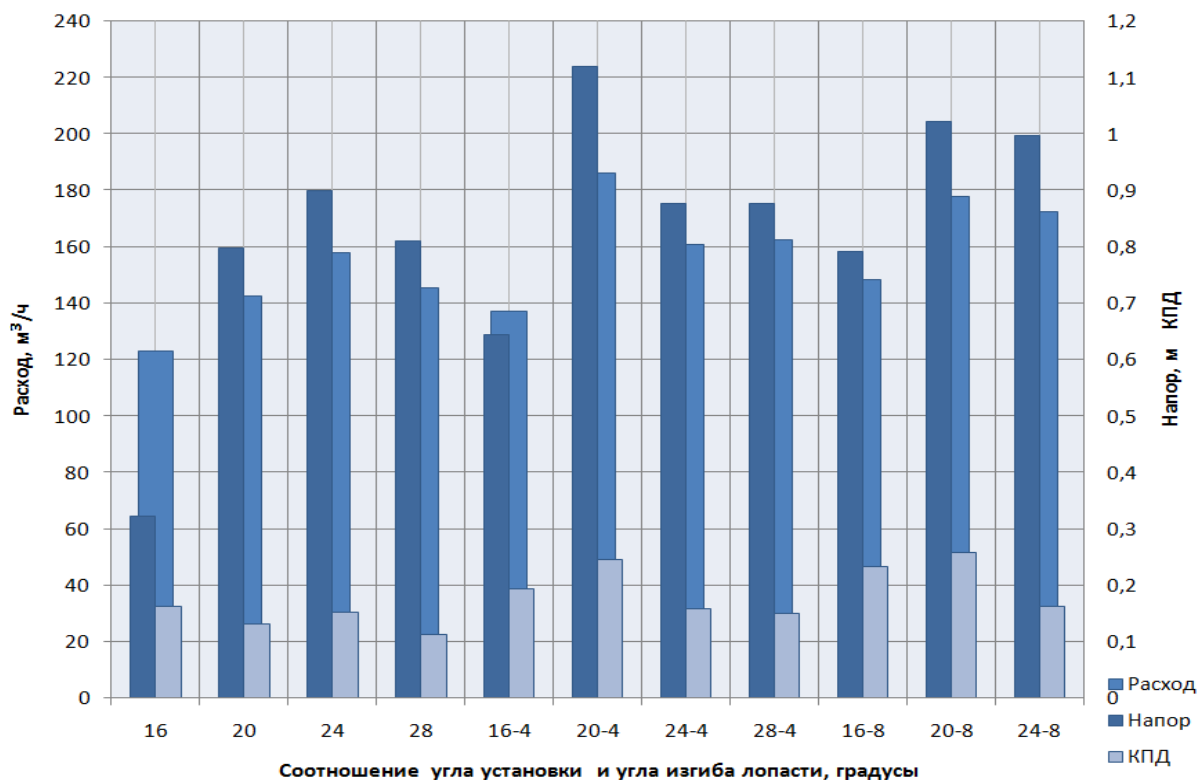


Рис. 6. Зависимость характеристик насоса от угла установки лопаток ( $\alpha$ ) при угле отгиба входной трети хорды лопаток ( $\beta$ )

Испытания показали, что у всех вариантов конструкции отгиба первой трети хорды рабочих колес всегда увеличивает (улучшает) характеристики насоса при всех скоростях вращения вала. Для различных углов установки лопаток ( $\alpha$ ) и различных углов отгиба участка хорды ( $\beta$ ) положительный эффект различен. Наибольший положительный эффект зафиксирован у вариантов конструкций с углами установки и отгиба ( $20^\circ - 4^\circ$ ), ( $20^\circ - 8^\circ$ ), ( $24^\circ - 8^\circ$ ).

### Заключение

Напор насоса во всех вариантах исполнения приблизительно одинаков и имеет меньшее значение, чем напор насоса при демонтированном устройстве закрутки потока. Результаты проведенных исследований показывают, что установка выправляющего аппарата на входе в насос в рассматриваемых условиях не целесообразна.

Эксперименты показали изменение характеристик насоса от угла отгиба передней трети хорды лопаток при одном и том же угле установки лопаток. Оптимальные углы, оказывающие положительный эффект, показали варианты конструкции с углами установки и отгиба ( $20^\circ - 4^\circ$ ), ( $20^\circ - 8^\circ$ ), ( $24^\circ - 8^\circ$ ).

Полученные экспериментальные результаты рекомендуется использовать для обоснования проектных решений главных циркуляционных насосов реакторных установок со свинцовым теплоносителем.

### Библиографический список

1. **Безносков, А.В.** Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике / А.В. Безносков, Ю.Г. Драгунов, В.И. Рачков. – М.: ИздАТ, 2007. – 434 с.
2. **Безносков, А.В.** Оборудование энергетических контуров с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями в атомной энергетике / А.В. Безносков, Т.А. Бокова. – Нижний Новгород: Нижегородский государственный технический университет, 2012. – 536 с.
3. **Безносков, А.В.** Технологии и основное оборудование контуров реакторных установок, промышленных и исследовательских стендов со свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями / А.В. Безносков, П.А. Боков, Т.А. Бокова. – Нижний Новгород: Литера, 2016 – 488 с.
4. **Безносков, А.В.** Экспериментальные исследования и обработка характеристик насосов на свинцовом теплоносителе / А.В. Безносков, А.В. Львов, П.А. Боков, Т.А. Бокова, Д.В. Шихов // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2005. – № 4. – С. 123-132.
5. **Безносков, А.В.** Экспериментальные исследования зависимостей характеристик осевых насосов, перекачивающих свинцовый теплоноситель от параметров решеток профилей рабочих колес / А.В. Безносков, А.В. Львов, П.А. Боков, Т.А. Бокова, В.А. Разин // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2017. – №1. – С. 138-144.
6. **Пфлейдерер, К.** Лопаточные машины для жидкости и газа / К. Пфлейдерер. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 685 с.
7. **Ломакин, А.А.** Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – Л.: Машиностроение, 1966. – 366 с.
8. **Папир, А.Н.** Водометные движители малых судов / А.Н. Папир. – Л.: Судостроение, 1970. – 256 с.

*Дата поступления  
в редакцию: 02.10.2018*

A.V. Beznosov, A.V. Lvov, N.S. Volkov, N.S. Lukichev,  
P.A. Bokov, T.A. Bokova, E.G. Novinsky

**EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DEPENDENCIES OF THE CHARACTERISTICS  
OF AXIAL PUMPS, PUMPING LEAD COOLANT, ON THE FLOW AT THE INLET,  
INTERSCAPULAR CHANNELS OF THE IMPELLER**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

**Purpose:** The studies were carried out in the NGTU in order to substantiate the design solutions of pumps for low and medium power plants with fast neutron reactors cooled by a lead coolant with a horizontal steam generator.

**Design/methodology/approach:** The experiment was conducted in two stages. At the first stage, the flow direction was changed relative to the rotation of the impeller. At the second stage, the conditions for the flow entry into the impeller channels were changed. Changing the angles of the bend of flat blades (the first third of the chord) at angles  $4^\circ$  and  $8^\circ$ , in the direction of rotation of the impeller, they were compared, with the results of flat blades.

**Findings:** The obtained results of the experiment are recommended to be used to justify the design solutions of the main circulating pumps of installations with lead coolant.

**Research limitations/implications:** The results of studies of the dependences of the characteristics of an axial pump in a lead coolant of nuclear reactors, on the direction of flow at the impeller inlet showed that the installation of a rectifier at the inlet to the pump under the conditions considered is not advisable.

**Originality/value:** The experiment showed that all variants of the design of the impellers always improve the performance of the pump at all speeds of rotation of the shaft. For different angles of installation of the blades and different angles of the bend, the positive effect is different. The results of the conducted studies show that the installation of the rectifying device at the pump inlet under the conditions considered is not advisable.

*Key words:* fast neutron reactor, heavy liquid metal coolants, impeller, impeller blades, lead coolant flow, heat carrier flow direction.