

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

НГТУ им Р.Е. Алексеева

603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24



Представлены результаты экспериментальных исследований зависимостей характеристик осевого насоса (подачи, напора, КПД) в свинцовом теплоносителе от параметров решетки профилей рабочих колес: числа лопаток, угла установки профиля в решетке и густоты решетки.

Исследования проводились применительно к условиям установок малой и средней мощности с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемых свинцовым теплоносителем, с горизонтальными парогенераторами (БРС ГПП). Технические решения таких установок прорабатываются в Нижегородском государственном техническом университете (НГТУ).

Исследования проводились на стенде ФТ-4 НГТУ при температуре свинцового теплоносителя 440 – 500°С. Число лопаток в виде плоских пластин в процессе исследований составляло 3, 4, 6, 8; угол установки лопаток в решетке варьировался от 9 до 43°; густота решетки (0,6 – 1,2) изменялась за счет изменения длины хорды профиля лопатки. Скорость вращения вала насоса НСО-01 НГТУ, на который устанавливались сменные рабочие колеса, изменялась ступенями по 100 об/мин от 600 до 1100 об/мин. Диаметр лопаток составил около 200 мм, максимальный расход свинцового теплоносителя при исследованиях до ~ 2000 т/ч. Были исследованы характеристики 27-ми сменных рабочих колес.

Полученные результаты рекомендуется использовать при проектировании осевых насосов, перекачивающих ТЖМТ.

Ключевые слова: тяжелый жидкометаллический теплоноситель, реакторная установка на быстрых нейтронах, ГЦН, колесо насоса, напор насоса, осевой насос, свинцовый теплоноситель, подача насоса.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время отсутствует опыт создания и эксплуатации осевых насосов для проектируемых установок с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями (ТЖМТ).

Характеристики такого насоса зависят от циркуляционных напоров вокруг лопаток рабочего колеса насоса через решетку профилей. Основными параметрами решетки профилей наряду с формой профиля лопатки являются α – угол установки лопатки в

© А.В. Безносков, А.В. Львов, П.А. Боков, Т.А. Бокова, В.А. Разин, 2017

профиле; Z – число лопаток рабочего колеса; l/t – густота решетки [1]. Экспериментальное определение оптимальных значений этих параметров в свинцовом теплоносителе при условиях реакторных контуров позволит обоснованно проектировать оптимальную геометрию рабочих колес в заданных диапазонах скоростей вращения вала. Оптимальная геометрия решетки профилей рабочих колес позволит обеспечивать требуемые характеристики насоса (подачу, напор, КПД). Для повышения представительности сравнения получаемых результатов исследований необходимо иметь неизменную геометрию профиля лопаток, подвод и отвод насоса, включая выпрямляющий аппарат.

Для репрезентативности рассматриваемых исследований необходимо обеспечить натурные условия контакта теплоносителя с поверхностями материалов проточной части насоса (работу адгезии, шероховатость и др.), которые влияют на их силовое взаимодействие.

Согласно этим требованиям, в НГТУ на стенде ФТ-4 НГТУ [3] проводятся экспериментальные исследования зависимостей характеристик осевого насоса НСО-01 со сменными рабочими колесами от параметров решеток и их профилей. Конечной целью исследований является разработка рекомендаций по проектным решениям главного циркуляционного насоса применительно к РУ с реакторами на быстрых нейтронах малой и средней мощности, охлаждаемых свинцовым теплоносителем с горизонтальными парогенераторами (БРС ГПГ); технические решения таких РУ прорабатываются в НГТУ.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Суть исследований состояла в определении характеристик насоса (подачи, напора, КПД), установленного в циркуляционном контуре со свинцовым теплоносителем, в зависимости от параметров решеток профилей: угла установки лопаток в профиле (α), числа лопаток (Z), густоты решеток (l/t) при ступенчатом изменении скорости вращения вала насоса (n). В дальнейшем предполагается проведение аналогичных исследований по экспериментальному определению оптимальных характеристик выпрямляющего аппарата.

Рабочие колеса с вариантами решеток профилей устанавливались на вал циркуляционного насоса НСО-01 контура свинцового теплоносителя стенда ФТ-4. Температура свинцового теплоносителя при испытаниях составляла 440 – 500 °С. Зависимости для 27-ми вариантов конструкций рабочих колес с плоскими лопатками определялись при скоростях вращения каждого варианта рабочих колес от 600 до 1100 об/мин. Гидравлическое сопротивление контура циркуляции изменялось путем изменения положения клина регулирующей задвижки. Максимальный расход свинцового теплоносителя в процессе исследований достигал ~ 2000 т/ч.

На рабочие колеса диаметром $D_1 = 200$ мм устанавливались лопатки – плоские пластины из стали типа 08X18H10T одинаковой геометрии (рис. 1).

Число лопаток, устанавливаемых на рабочие колеса 3, 4, 6, 8; углы установки 9, 15, 22, 32, 38, 41, 46°. Переменная густота решеток достигалась изменением длины хорды лопаток (0,8 – 1,2) с изменением площади каждой лопатки S_n : для 100% – площадь $S_n = 0,0079$ м²; 80% – $S_n = 0,0063$ м²; 120% – $S_n = 0,0079$ м² (длина хорды изменялась только для двух проточных частей с четырьмя лопатками и углом установки лопатки 28°).

Изменение скорости вращения вала насоса осуществлялось ступенями по 100 об/мин.

На поверхностях лопаток рабочих колес формировались и поддерживались оксидные защитные покрытия посредством контролируемого регулирования термодинамической активности кислорода (a) в свинце. Этот безразмерный параметр поддерживался в диапазоне $a = 10^{-4}$ – 10^{-3} штатной системой регулирования стенда ФТ-4 путем захвата и ввода пузырей газообразной смеси аргона с водородом или с кислородом в теплоноситель струями свинца, падающими на его свободную поверхность из трубы постоянного напора циркуляционного насоса стенда. Точность регулирования в указанном диапазоне обеспечивалась характеристиками датчика тер-

модинамической активности конструкции и поставки ГНЦ РФ-ФЭИ, имеющего пределы допускаемого относительного отклонения ЭДС от номинального 10%. В каждом режиме изменялись и фиксировались следующие параметры стенда: скорость вращения вала насоса НСО-01; давление на выходе и на входе в насос; температура перекачиваемого теплоносителя; мощность электродвигателя насоса; крутящий момент на валу насоса; термодинамическая активность кислорода в свинцовом теплоносителе.

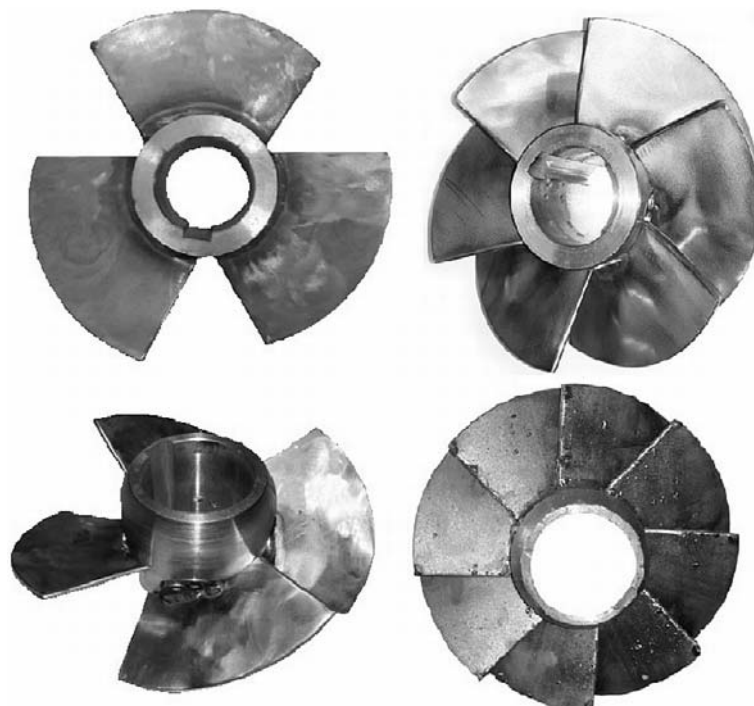


Рис. 1. Фотографии рабочих колес

Исследования проводились во всех режимах при трех положениях клина регулирующей задвижки (поднят полностью, опущен на 30% по высоте, опущен на 60% по высоте) с соответствующим гидравлическим сопротивлением трассы циркуляции. Для сравнения результатов были изготовлены четыре рабочих колеса с профилированными лопатками и проведены аналогичные исследования зависимостей характеристик насоса. По оценке авторов, погрешность всех результатов, представленных в статье, составляет $\pm (20 - 30)\%$ от полученных значений.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Зависимость характеристик насоса от скорости вращения сменных рабочих колес. Установлено, что при увеличении скорости вращения рабочих колес в диапазоне 600 – 1000 об/мин при полностью открытой задвижке, независимо от числа лопаток, угла их установки и густоты решетки подача и напор насоса монотонно увеличиваются (рис.2). Такой ход зависимостей свидетельствует об отсутствии разрыва сплошности потока свинца (кавитации) в проточной части насоса.

Для более объективного сравнения влияния параметров решетки профилей сменных рабочих колес на характеристики насоса конструкции подвода и отвода насоса, включая выпрямляющий аппарат, оставались неизменными. Это, безусловно, ухудшало определенные характеристики насоса.

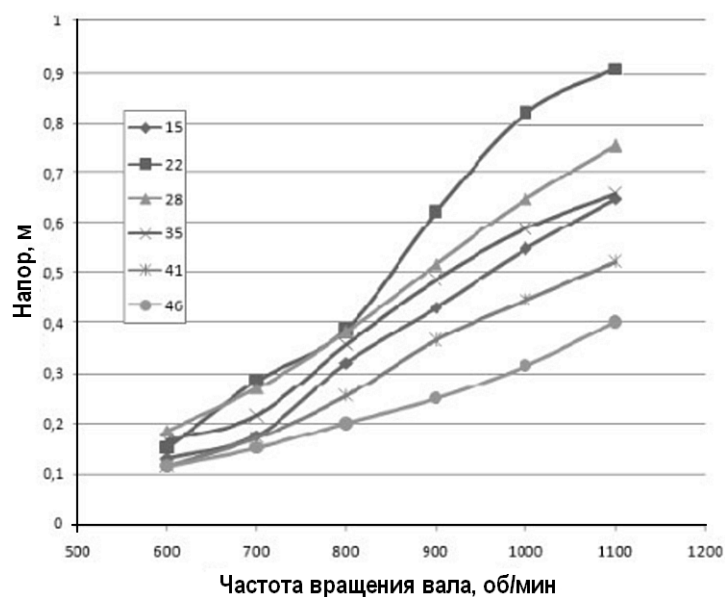


Рис. 2. Зависимость характеристик насоса от скорости вращения вала

Зависимость характеристик насоса от угла установки плоских лопаток в решетке профилей. Зависимости подачи и напора насоса, угла установки лопаток в решетке профилей имеют три характерных участка. В диапазоне от 9 до ~ 20° зависимость имеет вид восходящей кривой, далее от 20 до 32° – выпуклая кривая, точка экстремума которой зависит от числа лопаток (рис. 3). При последующем увеличении угла установки лопаток, значения характеристик насоса во всех случаях резко уменьшаются. Положение кривых зависимостей и напора насоса от угла установки лопаток при увеличении скорости вращения вала конгруэнтны и возрастают по оси ординат. Максимальный напор насоса при $n = 1100$ об/мин фиксируется при четырех лопатках и угле установки лопаток 28° (1,2 м. ст. свинца), а также при восьми лопатках, угле установки лопаток 22° (1,0 м. ст. свинца); при этом подача насоса составляет 1900 и 1960 т/ч соответственно. КПД при четырех лопатках составляет 17%, а при восьми – 24%.

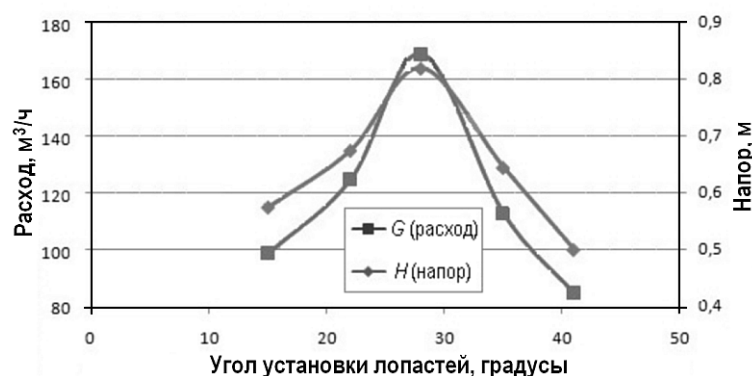


Рис. 3. Зависимость характеристик насоса от параметров решетки профилей рабочего колеса с четырьмя лопатками при $n = 1000$ об/мин

Зависимости характеристик насоса от параметров решетки рабочего колеса для четырех лопаток приведены на рис. 3. Получить данные для четырех лопаток при 1100 об/мин удалось не для всех углов установки лопаток из-за конструктивных ограничений экспериментального стенда.

Зависимость характеристик насоса от числа лопаток. Максимальное значение КПД насоса 27,4% в процессе исследований зафиксировано при установленном на валу рабочем колесе с тремя лопатками при угле установки лопаток около 22° и скорости вращения вала 1000 об/мин. Напор и подача насоса при этом были несколько ниже, чем у вариантов конструкций рабочих колес с четырьмя и восемью лопатками.

Сравнение зависимостей характеристик насоса показывает некоторое преимущество рабочего колеса с восемью лопатками (рис. 4).

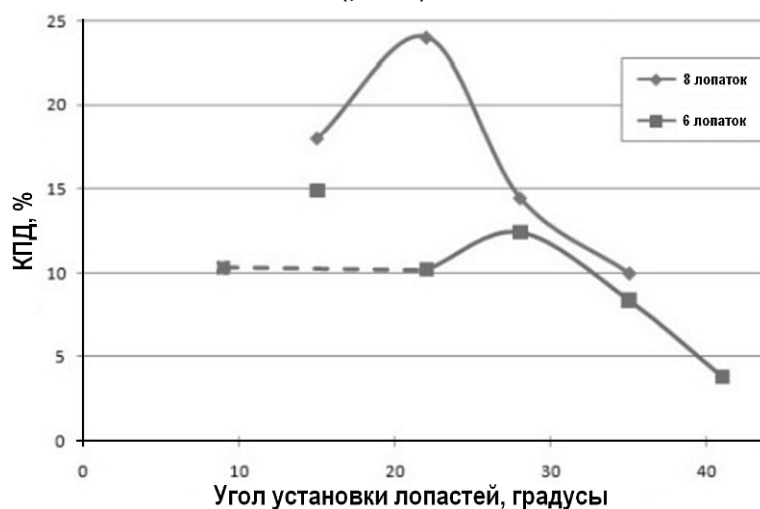


Рис. 4. Совмещение зависимостей характеристик насоса с $Z = 6,8$ при $n = 1100$ об/мин

Такие результаты могут быть обеспечены тем, что оксидированные поверхности лопаток не смачиваются свинцовым теплоносителем (угол смачивания $\theta = 110 - 120^\circ$) и потери на преодоление работы адгезии незначительны. Увеличение числа лопаток на рабочем колесе в ТЖМТ незначительно увеличивает потери на трение в проточной части насоса и в насосе в целом.

При окончательном выборе числа лопаток на рабочем колесе необходимо учитывать конструктивные соображения, используя полученные экспериментальные данные. Увеличение числа лопаток при прочих равных условиях, вероятно, может привести к некоторому уменьшению концевых потерь энергии и позволит уменьшить прочностные характеристики лопатки и ее крепление к втулке колеса.

Зависимость характеристик насоса от густоты решетки профилей рабочего колеса. Одним из основных параметров лопастной системы осевого насоса, оказывающих преимущественное влияние на уровень потерь энергии в нем, является густота решеток лопастей [3] рабочего колеса. Профильное сопротивление решетки профилей в первом приближении является суммой потерь трения и диффузорных потерь. Первые с ростом густоты увеличиваются, вторые – уменьшаются. Поэтому должно существовать оптимальное значение густоты решетки, при которой суммарные потери энергии в решетке при прочих равных условиях минимальны.

Проведенные исследования на рабочем колесе с четырьмя плоскими лопатками, установленными под углом 28° , показывают, что подача и напор монотонно возрастают с увеличением скорости вращения вала. При этом напор, подача и КПД колес с густотой $l/t = 1,0$ и $1,2$ практически совпадают во всем диапазоне скоростей вращения вала; при $l/t = 0,8$ подача на $\sim 10\%$ меньше, напор и КПД – на $20 - 25\%$ меньше, чем у колес с большей густотой решеток. Напорно-расходные характеристики насоса с этими рабочими колесами имеют аналогичные (совпадающие по характеру) зависимости. Графические зависимости напора и подачи насоса от густоты решетки (рис. 5) показывают наличие экстремума в районе $l/t \approx 1,0$.

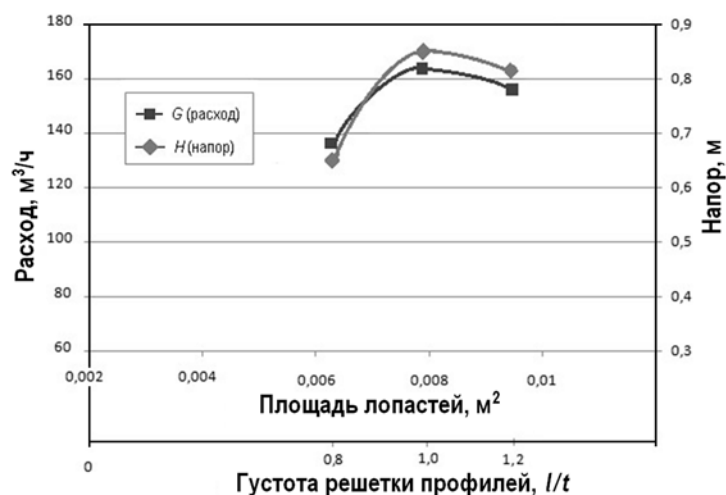


Рис. 5. Зависимость напора и подачи насоса от густоты решетки при четырех плоских лопатках, установленных под углом 28° при $n = 1000$ об/мин

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований зависимостей характеристик осевых насосов (напора, подачи, КПД), перекачивающих свинцовый теплоноситель при $T = 440 - 500^\circ C$ с максимальным расходом до 2000 т/ч, от параметров решеток конструкций 27-ми рабочих колес с плоскими лопатками при варьируемых числе лопаток ($Z = 3 - 8$), угле установки лопаток ($\alpha = 9 - 43^\circ$), густоте решеток профилей лопаток ($l/t = 0,8 - 1,2$) в диапазоне скоростей вращения вала $n = 600 - 1100$ об/мин рекомендуется использовать при проектировании осевых насосов РУ с ТЖМТ.

Литература

1. Безносков А.В., Бокова Т.А., Боков П.А. Технологии и основное оборудование контуров реакторных установок, промышленных и исследовательских стендов со свинцовым и свинцово-висмутовым теплоносителями: Нижегородский государственный технический университет. – Нижний Новгород: Литера, 2016. – 488 с.
2. Безносков А.В., Львов А.В., Боков П.А., Бокова Т.А., Шихов Д.В. Экспериментальные исследования и отработка характеристик насосов на свинцовом теплоносителе // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2015. – №4. – С. 123-132.
3. Безносков А.В., Бокова Т.А. Оборудование энергетических контуров с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями в атомной энергетике: Нижегородский государственный технический университет. – Нижний Новгород: НГТУ, 2012. – 536 с.
4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
5. Безносков А.В., Молодцов А.А., Назаров А.В. Насос для перекачки жидкометаллического теплоносителя. Патент 2284425 РФ от 27.09.2006 г.
6. Безносков А.В., Молодцов А.А., Назаров А.В., Камнев М.А. Насос для подачи жидкометаллического теплоносителя. Патент 2002125122 РФ от 10.04.2004 г.
7. Будов В.М. Насосы АЭС: учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.
8. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960. – 462 с.
9. Суханов Д.Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. – М.: Машгиз, 1952. – 33 с.
10. Абдурашитов С.А. Насосы и компрессоры. – М.: Недра, 1974. – 296 с.
11. Зимницкий В.А. Лопастные насосы: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
12. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. – Л.: Судостроение, 1971. – 384 с.
13. Чиняев И.А. Лопастные насосы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973. – 184 с.
14. Робожев А.В. Насосы для атомных электрических станций. – М.: Энергия, 1979. – 245 с.
15. Киселев И.И. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт:

Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1977. – 184 с.

16. *Пфейдерер К.* Лопаточные машины для жидкости и газа. – М.: Машгиз, 1960.

17. *Митенков Ф.М.* Главные циркуляционные насосы АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 376 с.

18. *Яременко О.В.* Испытания насосов. – М.: Машиностроение, 1976.

19. *Суворов Г.П., Бугреев М.И., Кузько О.В.* Опыт создания эксплуатации стенда 27/ВТ. Программа и тезисы докладов конференции «Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях. ТЖМТ-98». г. Обнинск, 1998.

20. *Филатов Б.В., Василенко В.А., Воронин В.Е., Бредихин В.Я., Андрианов А.К.* Опыт эксплуатации ЯЭУ с жидкометаллическим теплоносителем на стенде КМ-1. Программа и тезисы докладов конференции «Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях. ТЖМТ-98». г. Обнинск, 1998.

Поступила в редакцию 16.11.2016 г.

Авторы

Безнос Александр Викторович, профессор, доктор техн. наук

E-mail: beznosov@nntu.nnov.ru

Львов Александр Вячеславович, инженер

E-mail: beznosov@nntu.nnov.ru

Боков Павел Андреевич, ассистент

E-mail: beznosov@nntu.nnov.ru

Бокова Татьяна Александровна, доцент

E-mail: tatabo@bk.ru

Разин Владимир Анатольевич, студент

E-mail: volodimirrazin@gmail.com

UDC 621.039

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF DEPENDENCES OF LEAD COOLANT AXIAL PUMPING ON THE LATTICE PARAMETERS OF IMPELLERS PROFILES

Beznosov A.V., Lvov A.V., Bokov P.A., Bokova T.A., Razin V.A.

Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R.E. Alekseev
24 Minin st., Nizhny Novgorod, 603950 Russia

ABSTRACT

The paper presents the results of experimental researches of dependences of axial pump characteristics (flow, pressure and efficiency) in the lead coolant on the lattice parameters of impellers profiles, including the number of blades, the installation angle of the profile in the lattice and lattice density.

The researches were carried out as applied to the conditions of low and medium power fast neutron reactors cooled by lead-cooled horizontal steam generators (FRL HSG). Engineering solutions of such facilities are worked out at the Nizhny Novgorod State Technical University (NNSTU).

The experiments were carried out on the FT-4 NNSTU test-bench (facility) at 440–500°C of lead coolant. The number of blades in the form of flat plates during the research process was 3, 4, 6, and 8; the installation angle of the blades in the lattice was varied from 9 to 43°; lattice density (0.6–1.2) was modified by means of changing the chord

length of the blade profile. Rotation speed of the pump PLA-01 NNSTU, on which changeable impellers have been installed, was varied in steps of 100 r/m from 600 to 1100 r/m. The diameter of blades was about 200 mm, the maximum lead coolant flow in the researches was about 2000 t/h. The characteristics of twenty seven changeable impellers were investigated. The goal of the present study was to determine the characteristics of the pump (feed pressure and efficiency) installed in the circulation circuit with lead coolant depending on the parameters of grating profiles: setting angle of the blades in the profile (α), the number of blades (Z), density arrays (l/t) when a step change the pump shaft rotational speed (n). Further, it is expected to conduct similar studies on the experimental determination of the optimum performance of the rectifying unit.

The obtained results are recommended for use in the design of axial pumps pumped HLMC.

Key words: heavy liquid metal coolant, reactor plant on fast neutrons, RCP (reactor coolant pump), pump impeller, pump head, axial pump, lead coolant, pump flow.

REFERENCES

1. Beznosov A.V., Bokova T.A., Bokov P.A., *Tehnologii i osnovnoye oborudovaniye konturov reaktornykh ustanovok, promyshlennykh i issledovatel'skikh stendov so svintsovym i svinets-vismutovym teplonositelyami* [Technology and basic equipment for reactor installations loops, industrial and research facilities with lead and lead-bismuth coolant]. Nizhny Novgorod State Technical University. Nizhny Novgorod. Litera Publ., 2016, 488 p. (in Russian).
2. Beznosov A.V., Lvov A.V., Bokov P.A., Bokova T.A., Shikhov A.I. Experimental research and elaboration of characteristics of lead coolant pumps. *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. 2015, no. 4, pp. 123–132 (in Russian).
3. Beznosov A.V., Bokova T.A. *Oborudovaniye energeticheskikh konturov s tyazholyimi zhidkometallicheskimy teplonositelyami v atomnoy energetike* [Equipment for power loops with heavy metal coolants in nuclear energy]. Nizhny Novgorod. Nizhny Novgorod State Technical University Publ., 2012. 536 p. (in Russian).
4. Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow-Leningrad. Mashinostroyeniye Publ., 1966. 364 p. (in Russian).
5. Beznosov A.V., Molodtsov A.A., Nazarov A.V. The pump for supplying liquid metal coolant. Patent RF no. 2284425, 2006 (in Russian).
6. Beznosov A.V., Molodtsov A.A., Nazarov A.V. The pump for supplying liquid metal coolant. Patent RF no. 2002125122, 2004 (in Russian).
7. Budov V.M., *Nasosy AES* [NPP pumps]. Textbook for High Schools. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1986. 408 p. (in Russian).
8. Stepanov A.I. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow. Mashgiz Publ., 1960. 462 p. (in Russian).
9. Sukhanov D.Y. *Rabota lopastnykh nasosov na vyazkikh zhidkostyakh* [Operation of vane pumps on viscous fluids]. Moscow. Mashgiz Publ., 1952. 33 p. (in Russian).
10. Abdurashitov S.A. *Nasosy i kompressory* [Pumps and compressors]. Moscow. Nedra Publ., 1974. 296 p. (in Russian).
11. Zimnitsky V.A. *Lopastnye nasosy: Spravochnik* [Vane pumps: reference book]. Leningrad. Mashinostroyeniye Publ., 1986. 334 p. (in Russian).
12. Pevzner B.M. *Nasosy sudovykh ustanovok i sistem* [Pumps of marine facilities and systems]. Leningrad. Sudostroyeniye Publ., 1971, 384 p. (in Russian).
13. Chinyiaev I.A. *Lopastnye nasosy: Spravochnoye posobiye* [Vane pumps: reference guide]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1973, 184 p. (in Russian).
14. Robozhev A.V. *Nasosy dlya atomnykh elektricheskikh stantsiy* [Pumps for nuclear power plants]. Moscow. Energiya Publ., 1979, 245 p. (in Russian).
15. Kiselev I.I. *Krupnye osevye i tsentrobezhnye nasosy. Montazh, ekspluatatsiya i remont: Spravochnoye posobie* [Large axial and centrifugal pumps. Installation, maintenance and

- repair: reference guide]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ., 1977, 184 p. (in Russian).
16. Pfyederer K. *Lopatochnye mashiny dlya zhidkosti i gaza* [Impeller machines for fluid and gas]. Moscow. Mashgiz Publ., 1960 (in Russian).
17. Mitenkov F.M. *Glavnye tsirkulyatsionnye nasosy AES* [NPP main circulation pumps]. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1989, 376 p. (in Russian).
18. Yaremenko O.V. *Ispytaniya nasosov* [Pump testing]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ., 1976 (in Russian).
19. Suvorov G.P., Bugreev M.I., Kuzko O.V. Experience of operating the 27/WT facility. *Program and abstracts of the conference «The heavy liquid metal coolant in nuclear technologies. TZHMT-98»*. Obninsk. FEI Publ., 1998 (in Russian).
20. Filatov B.V., Vasilenko V.A., Voronin V.E., Bredihin V.Ya., Andrianov A.K. Experience in operating nuclear power units with liquid metal coolant on the stand KM-1. *Program and abstracts of the conference «The heavy liquid metal coolant in nuclear technologies. TZHMT-98»*. Obninsk, 1998 (in Russian).

Authors

Beznosov Aleksandr Viktorovich, Professor, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail: beznosov@ntu.nnov.ru

Lvov Aleksandr Vyacheslavovich, Engineer

E-mail: beznosov@ntu.nnov.ru

Bokov Pavel Andreevich, Assistant,

E-mail: beznosov@ntu.nnov.ru

Bokova Tatyana Aleksandrovna, Assistant Professor

E-mail: tatabo@bk.ru

Razin Vladimir Anatolyevich, Student

E-mail: volodimirrazin@gmail.com