

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ТУРБОМАШИНЫ С КООКСИАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ РАБОЧИХ КОЛЕС

Сергей Владимирович Подболотов,

podbolotov_sergey@mail.ru

Анатолий Дмитриевич Кольга

kad-55@magtu.ru

Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова

Россия, Челябинская обл., Магнитогорск, просп. Ленина, 38

Актуальность работы обусловлена возможностью расширения диапазона эффективной работы турбомашин за счет изменения схемы движения потока текучего от ступени к ступени.

Цель работы: установление рациональных режимов работы турбомашин с коаксиально установленными рабочими колесами.

Методология исследования: использован системный подход, включающий анализ результатов математического моделирования и экспериментальных исследований.

Результаты. Проведен анализ влияния режимов работы (направления вращения рабочих колес и значение их окружных скоростей вращения) на давление, развиваемое турбомашинной. При исследовании анализировались два варианта работы установки: вращение колес в одном направлении; вращение колес во встречном (противоположном) направлении. Проведенные теоретические исследования основывались на общеизвестной теории Эйлера с использованием необходимых допущений: осреднение по сечению всех параметров потока; движение в рабочих колесах принималось одномерным и осесимметричным; рабочие колеса имеют бесконечное число бесконечно тонких лопастей; поток текучего не обладает вязкостью, влияние сил трения отсутствует. На специально спроектированном аэродинамическом стенде экспериментально получены аэродинамические характеристики центробежной турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес. Представлены напорно-расходные характеристики, полученные теоретически и экспериментально.

Заключение. Использование коаксиально расположенных рабочих колес способствует повышению развиваемого давления и позволяет расширить диапазон эффективной работы центробежных турбомашин. Наиболее рациональным режимом работы коаксиально установленных рабочих колес является режим встречного вращения. Повышение давления, развиваемого турбомашинной при работе в данном режиме, обосновывается теоретически и подтверждается экспериментально. Достаточная сходимость проведенных математических и экспериментальных исследований говорит о достоверности полученных результатов.

Ключевые слова: центробежная турбомашинная; коаксиальное расположение; напорно-расходная характеристика; энергообмен; режим работы; стенд.

Центробежные турбомашинные составляют значительную часть насосных, вентиляторных и компрессорных установок, используемых практически во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Обширная область использования зачастую продиктована их высокой надежностью, простотой конструкции и малой стоимостью.

Совершенствование современных конструкций центробежных турбомашин идет по пути дальнейшего увеличения удельной мощности при одновременном ужесточении требований по энергоэффективности, надежности и ресурсу.

Наряду с поисками путей улучшения конструктивного исполнения центробежных турбомашин не прекращается совершенствование методик расчета их газодинамических характеристик, разрабатываются новые математические модели расчета, более полно отражающие особенности рабочего процесса [1–3].

Однако анализ работы существующих конструкций турбомашин по-прежнему выявляет недостатки, нали-

чие которых в современных условиях производства является неприемлемым. Данные недостатки выражаются в виде узкого диапазона эффективной работы, пониженной энергоэффективности на нерасчетных режимах и низким значением гидравлического КПД.

Существование данных недостатков во многом обусловлено конструктивным исполнением турбомашин, а именно наличием элементов с высокими значениями гидравлических потерь. К таким элементам относятся переводные каналы многоступенчатых конструкций центробежных турбомашин. Доля гидравлических потерь в данных элементах составляет около 50 % [4].

Повышение энергоэффективности известных конструкций многоступенчатых центробежных турбомашин существующими методами оптимизации возможно лишь в небольшом диапазоне. Расширение же диапазона эффективной работы турбомашин становится возможным в результате разработки альтернативной схемы движения потока текучего от ступени к ступени, без применения систем переводных каналов [5].

В качестве данной альтернативы может стать центробежная турбомашинная с коаксиальным расположением рабочих колес [6].

Под центробежной турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес подразумевается такая конструкция, в которой рабочее колесо одной ступени соосно располагается внутри рабочего колеса другой ступени (рис. 1), движение потока осуществляется напрямую от одного колеса к другому, без применения систем переводных каналов.

Фактов использования центробежных турбомашин с данным конструктивным решением до настоящего момента нет, соответственно опыт экспериментальных и теоретических исследований с ними отсутствует. Однако следует отметить, что данное конструктивное решение активно используется в осевых турбомашинных. Оно заложено в принципе работы многоступенчатых осевых турбомашин [7], а исходя из общности происходящих внутренних процессов осевых и центробежных турбомашин [8, 9], можно сделать предположение об успешности применения данного конструктивного решения и в центробежных турбомашинных.

В основе работы турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес лежит равенство, используемое при анализе совместной работы турбомашин с последовательным соединением:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 = Q_2 = Q, \\ H_1 + H_2 = H. \end{aligned} \right\}$$

Как и в любом другом типе турбомашин здесь используется принцип силового взаимодействия лопаток рабочих колес и потока текучего. Величина энергообмена определяется геометрическими размерами рабочих колес (диаметр, ширина, выходной угол наклона лопаток) и режимными параметрами работы (направлением и скоростью вращения).

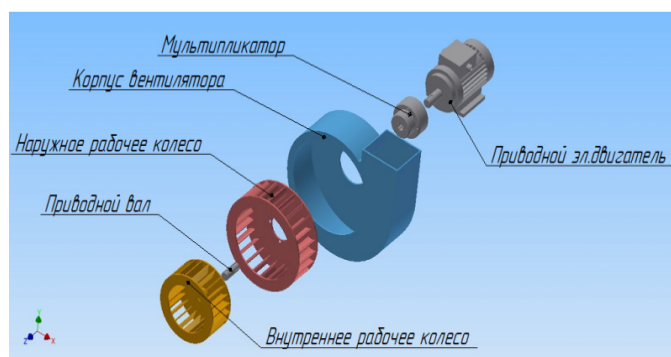


Рисунок 1. Центробежная турбомашина с коаксиальным расположением рабочих колес.

Figure 1. Centrifugal turbo machine with coaxial arrangement of driving wheels.

Приращение энергии (энергообмен) движущегося потока текучего на коаксиально расположенных рабочих колесах становится возможной за счет изменения окружных составляющих абсолютных скоростей входа и выхода, т. е. при закручивании или раскручивании рабочим колесом проходящего через него потока.

Величина энергообмена между лопастями рабочего колеса турбомашины и потоком текучего в этом случае выражается величиной теоретического давления (напора). Значение последнего находится из общеизвестного уравнения Эйлера [10]:

$$H = 1/g (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}),$$

где u – окружная скорость; c_u – тангенциальная составляющая абсолютной скорости.

Индекс 1 указывает параметры на входе в рабочее колесо, индекс 2 – на выходе.

Величина окружной скорости определяется по формуле:

$$u = \frac{\pi D n}{60}, \quad (1)$$

где n – частота вращения рабочего колеса; D – диаметр колеса.

Тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (2)$$

где c_{2r} – радиальная составляющая абсолютной скорости; β_2 – выходной угол наклона лопаток;

$$c_{2r} = \frac{Q_2}{\pi D_2 B_2} = c_2 \sin \alpha, \quad (3)$$

где Q – расход; b – ширина рабочего колеса; c_2 – абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса; α – угол между абсолютной и переносной скоростями.

Уравнения (1)–(3) увязывают развиваемое турбомашинной давление от расхода. Они позволяют судить о влиянии геометрических размеров и режимных параметров работы на получаемые напорно-расходные характеристики турбомашин.

Использование основного уравнения Эйлера при анализе работы центробежных турбомашин подразумевает использование следующих допущений:

- осреднение по сечению всех параметров потока;

- движение в рабочих колесах принимается одномерным и осесимметричным;
- рабочие колеса имеют бесконечное число бесконечно тонких лопастей;
- поток текучего не обладает вязкостью, влияние сил трения отсутствует.

На первом этапе исследований рассматривалось влияние режимных параметров (направления вращения рабочих колес и значение их окружных скоростей вращения) на развиваемое турбомашинной давление.

Центробежная турбомашина с коаксиальным расположением рабочих колес, как уже ранее говорилось, относится к многоступенчатым конструкциям. Соответственно величина развиваемого давления равна сумме давлений, приходящихся на каждое рабочее колесо. Если число рабочих колес принять равным двум, тогда:

$$H = H_1 + H_2 = 1/g (u_{22} c_{22u} - u_{21} c_{21u}) + 1/g (u_{12} c_{12u} - u_{11} c_{11u}). \quad (4)$$

Данная зависимость отражает входные и выходные параметры, однако следует отметить, что при проведении исследований входные параметры внутреннего рабочего колеса $u_{11} c_{11u}$ при неизменной скорости вращения последнего не изменяются. Следовательно, при расчете давления, развиваемого турбомашинной, есть смысл рассматривать лишь его выходные параметры $u_{12} c_{12u}$.

В качестве допущения также принимаем, что (поскольку расстояние между рабочими колесами минимально) параметры на выходе из внутреннего рабочего колеса $u_{12} c_{12u}$ равны входным параметрам внешнего рабочего колеса $u_{21} c_{21u}$.

Тогда уравнение (4) можно привести к виду:

$$H = H_1 + H_2 = 1/g (u_{22} c_{22u} - u_{12} c_{12u}).$$

При исследовании рассматривались два варианта работы установки:

- 1) вращение колес в одном направлении;
- 2) вращение колес во встречном (противоположном) направлении.

Вращение рабочих колес в одном направлении

При данном варианте работы турбомашинной рабочие колеса вращаются в одну сторону, но с различной угловой скоростью. Построенные параллелограммы скоростей потока на выходе из рабочих колес имеют следующий вид (рис. 2).

Работа турбомашинной может осуществляться в следующих режимах:

Режим $\omega_2 = \omega_1$.

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса равна угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса.

При работе установки в данном режиме оба колеса работают как одно целое, не оказывая друг на друга воздействия. Величина полного развиваемого давления соответствует общим габаритным размерам рабочих колес. Принимаем данный режим за базовый, последующие режимы и варианты работы будем сравнивать с ним.

Режим $\omega_2 > \omega_1$.

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса больше угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса:

Увеличение значения угловой скорости наружного рабочего колеса при постоянной скорости вращения внутреннего рабочего колеса, при неизменных геометрических параметрах приведет к снижению давления, развиваемого турбомашинной (относительно базового). Это

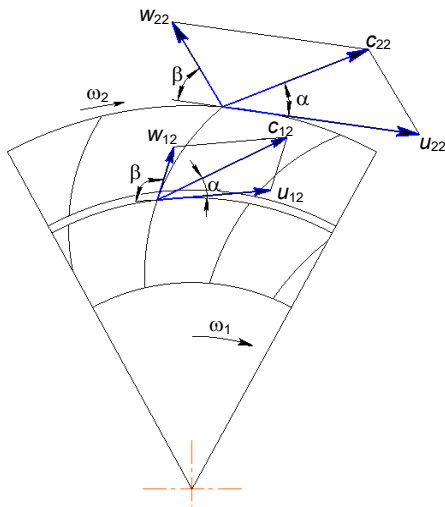


Рисунок 2. Кинематика потока при вращении рабочих колес в одном направлении. ω – угловая скорость; c – абсолютная скорость; w – относительная скорость; u – окружная скорость; α – угол, образованный абсолютной и окружной скоростями; β – угол, образованный окружной и относительной скоростями.

Figure 2. The kinematics of the flow during the rotation of the impellers in one direction.

вызвано неразрывностью потока (в соответствии с законом сохранения механической энергии жидкости – уравнением Бернулли) [11].

Режим $\omega_2 < \omega_1$.

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса меньше угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса.

В данном режиме произойдет повышение полного давления за счет увеличения статического давления (в результате увеличения сопротивления потоку, создаваемого внешним рабочим колесом).

Встречное вращение рабочих колес

При встречном вращении рабочих колес, принимая вращение наружного рабочего колеса за положительное, окружную скорость внутреннего рабочего колеса следует учитывать с обратным знаком (рис. 3). Поэтому развиваемый турбомашинной теоретический напор выражается в соответствии с (4) как:

$$H = 1/g (u_{22}c_{22u} - (-u_{12}c_{12u})) = 1/g (u_{22}c_{22u} + u_{12}c_{12u}).$$

Как видно из данного выражения, при работе рабочих колес в противоположных направлениях их окружные скорости складываются, величина развиваемого турбомашинной давления возрастает (по отношению к базовому). Полученные ранее выводы по режимам для первого варианта работы турбомашинны актуальны и для данного варианта работы.

Главным условием работы данной схемы является выполнение условия безударного входа на лопатки наружного рабочего колеса. Несоблюдение данного условия приведет к резкому увеличению значений гидравлических потерь в наружном рабочем колесе и к снижению развиваемого давления [12].

Проведенные математические исследования позволили установить режимы работы турбомашин, в которых отмечалось повышение значений развиваемого турбомашинной давления.

Для визуализации полученных результатов требуется построение теоретических напорно-расходных

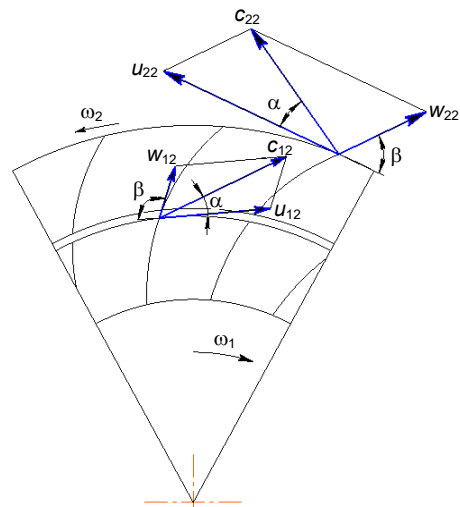


Рисунок 3. Кинематика потока при встречном вращении рабочих колес.

Figure 3. The kinematics of the flow for a counter-rotating impellers.

$H = f(Q)$ характеристик. В качестве исходной зависимости использована формула теоретического напора [13]:

$$H_r = u_2^2 - \frac{u_2 Q_r}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

Геометрические размеры, используемые при расчетах, принимался предварительно. Их выбор осуществлялся под заданные требуемые параметры (напор, расход) [14].

Для сравнения теоретических характеристик с практическими проведены серии экспериментов. В качестве основы, на базе которой проводились опыты, выступила реальная модель центробежного вентилятора ВЦ4-75-1,52 с внесенными техническими изменениями, позволившими использовать ее как двухступенчатую конструкцию с коаксиальным расположением рабочих колес.

Экспериментальные напорно-расходные характеристики вентилятора были получены по методике аэродинамических испытаний в соответствии с ГОСТ 10921-90. Стенд для аэродинамических испытаний вентиляторов представляет собой устройство (рис. 4), в котором техническими средствами производятся измерения расхода воздуха и давления, развиваемые исследуемым вентилятором, а также потребляемой ими мощности и частоты вращения рабочих колес.

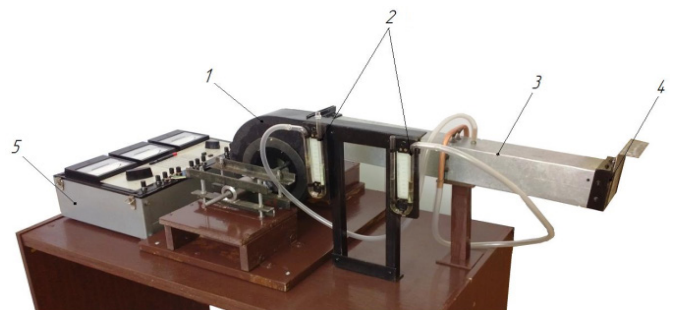


Рисунок 4. Внешний вид экспериментальной установки. 1 – исследуемый вентилятор; 2 – U-образные манометры по измерению статического и динамического давлений; 3 – измерительный воздуховод; 4 – дросселирующее устройство; 5 – измерительный комплект К505.

Figure 4. The appearance of the experimental apparatus.

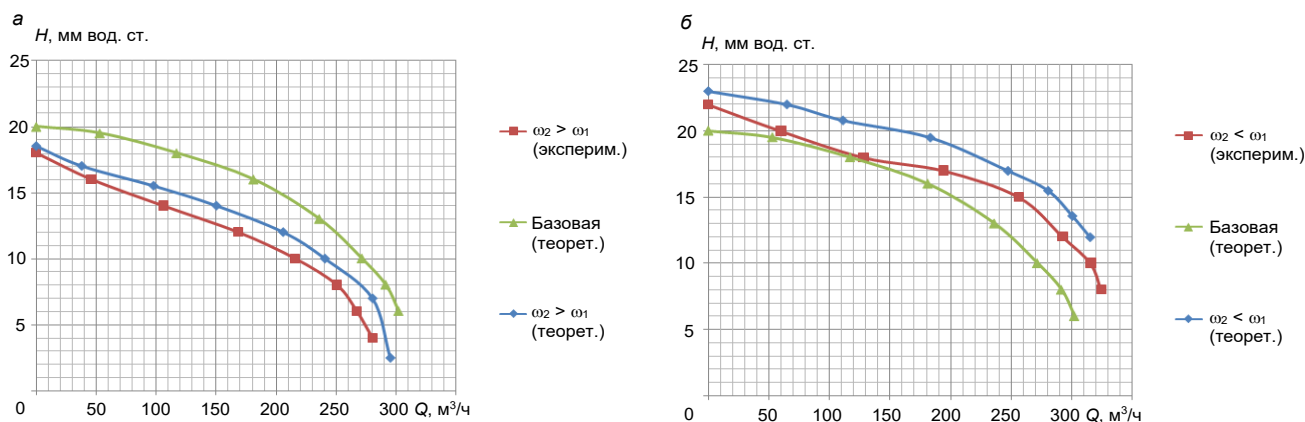


Рисунок 5. Напорно-расходные характеристики при вращении рабочих колес в одном направлении с различными режимами работы. а – $\omega_2 > \omega_1$; б – $\omega_2 < \omega_1$.

Figure 5. The pressure-flow characteristics upon rotation of impellers in the same direction with different modes of operation.

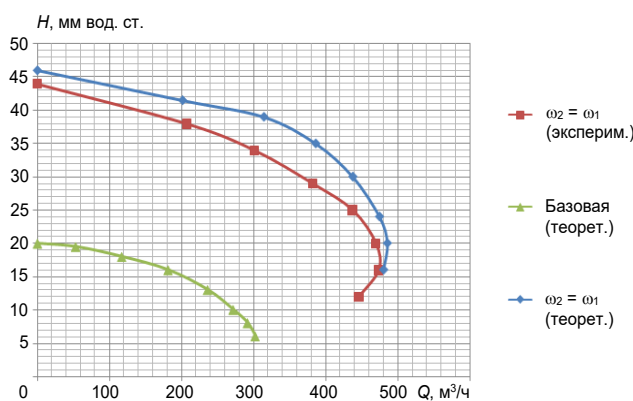


Рисунок 6. Напорно-расходные характеристики при вращении рабочих колес в противоположных направлениях.

Figure 6. The pressure-flow characteristics upon rotation of the impellers in opposite directions.

Режим работы вентилятора при испытании изменялся дросселирующим устройством с рассредоточенным сопротивлением. Встречное вращение обеспечивалось реверсом приводного двигателя внутреннего рабочего колеса.

Полученные напорно-расходные характеристики представлены на рис. 5, 6.

Как видно из представленных графиков, режим работы со встречным вращением рабочих колес является наиболее эффективным, прирост давления (по отношению к базовому) составляет 115 %.

Полученные экспериментальные зависимости с достаточной степенью точности согласуются с результатами проведенных теоретических исследований. Различие в полученных значениях не превышает 15 %, что говорит о достоверности полученных результатов. Полученные различия объясняются погрешностями при проведении эксперимента, а также рядом принятых допущений.

Использование уравнения Эйлера для описания процесса энергообмена между лопатками коаксиально расположенных рабочих колес и потоком текучего позволили получить качественную картину процесса. Для получения количественной картины необходимо прибегнуть к рас-

смотрению процесса энергообмена с точки зрения вихревой теории, учитывающей циркуляционное движение потока текучего [15].

ЛИТЕРАТУРА

1. Лобанов И. Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками с применением компаундной трехслойной модели турбулентного пограничного слоя // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2016. № 1. С. 109–115.
2. Макаров В. Н., Горбунов С. А., Корнилова Т. А.. Перспективное направление повышения эффективности вентиляторов местного проветривания // Изв. вузов. Горный журнал. 2013. № 6. С. 124–129.
3. Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Солдатова К. В., Дроздов А. А. Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров – преимущества, недостатки, область применения // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 7. С. 23–32.
4. Ломакин А. А., Горгиджян С. А. Исследование и отработка ступени питательного насоса сверхвысокого давления к турбоустановке К-300-240-ЛМЗ // Труды ЛПИ. 1961. № 215. С. 142–158.
5. Кольга М. А., Вдовин К. Н., Кольга А. Д. Центробежная машина для транспортирования текучего: Пат. 77917. Рос. Федерация. № 2008121557/22; опубл. 27.05.08.
6. Подболотов С. В., Кольга А. Д. Центробежный насос со ступенчатым расположением рабочих колес // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования // Горная электромеханика: материалы II Междунар. науч.-прак. конф. Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2015. Т. 1. С. 57–62.
7. Соколов Ю. Н. Об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес // Изв. ТПУ им. С. М. Кирова. 1955. Т. 80. С. 67–81.
8. Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Углетехиздат, 1958. 619 с.
9. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 365 с.
10. Ковалевская В. И., Бабак Г. А., Пак В. В. Шахтные центробежные вентиляторы. М.: Недра, 1976. 320 с.
11. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: ГИТТЛ, 1950. 678 с.
12. Подболотов С. В., Кольга А. Д. Гидравлические потери в элементах турбомашин // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. / под ред. Г. Д. Першина. Магнитогорск: Изд-во МГТУ им. Г. И. Носова, 2016. Вып. 16. С. 134–138.
13. Urmila B., Subba Rayudu D. Optimum space vector PWM algorithm for three-level inverter // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2011. Vol. 6, № 9. P. 24–36.
14. Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. и др. Численное моделирование течений в турбомашине. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
15. Жарковский А. А. Исследование влияния основных параметров на характеристики центробежных насосов низкой и средней быстроходности // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: труды МНТК. СПб: Изд-во СПб-ГПУ, 2003. С. 92–93.

Поступила 20 сентября 2017 г.

Mathematical and experimental modeling of centrifugal turbomachines' operating modes with a coaxial arrangement of impellers

Sergey Vladimirovich Podbolotov,
podbolotov_sergey@mail.ru
Anatoliy Dmitrievich Kol'ga
kad-55@magtu.ru
Nosov Magnitogorsk State Technical University
Magnitogorsk, Russia

The relevance of this work is conditioned by the possibility of expanding the range of efficient operation of the turbine by changing the flow pattern of the fluid flow from stage to stage.

The purpose of the work is to establish rational modes of operation of turbo machines with coaxially mounted impellers.

Research methodology: in this work, we used a systematic approach, which includes the analysis of the results of mathematical modeling and experimental studies.

Results. We carried out the analysis of the influence of operating modes on the pressure developed by the turbine. These operating modes include directions of rotation of impellers and the value of their circumferential speeds. The study analyzed the two options of installation: the rotation of the wheels in one direction and the rotation of the wheels in the opposite direction. The theoretical studies were based on a well-known Euler theory under certain assumptions: the cross section averaged for all flow settings; the motion of impellers was made one-dimensional and axisymmetric; the impellers have an infinite number of infinitely thin blades; the flow of fluid does not have viscosity, and the influence of friction forces is absent. The experimental aerodynamic characteristics of the centrifugal turbo machine with coaxial arrangement of driving wheels were obtained on an especially designed aerodynamic stand. Pressure-flow characteristics obtained theoretically and experimentally are presented.

Conclusion. The use of coaxial impellers contributes to developing pressure and allows you to extend the range of efficient operation of centrifugal turbo machines. The most rational mode of operation of coaxially mounted impellers is the counter rotation mode. The increase of pressure developed by the Turbo machinery at work in this mode is proven theoretically and confirmed experimentally. Sufficient convergence of mathematical and experimental studies suggests the reliability of the results.

Keywords: centrifugal turbo machine; coaxial arrangement; the pressure-flow characteristic; energy transfer; operation; stand.

REFERENCES

- Lobanov I. Ye. 2016, *Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v prodolno omyvayemykh puchkakh trub s poperechnymi koltsevymi kanavkami s primeneniym kompaundnoy trekhsloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya* [Mathematical modeling of intensified heat transfer for turbulent flow in longitudinally lapped by bundles of tubes with transverse annular grooves with the use of the compound three-layer model of turbulent boundary layer]. *Vestnik MG TU im. G. I. Nosova* [The Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University], no. 1, pp. 109–115.
- Makarov V. N., Gorbunov S. A., Kornilova T. A. 2013, *Perspektivnoye napravleniye povysheniya effektivnosti ventilyatorov mestnogo provetrivaniya* [A promising concept of improving the efficiency of ventilators of local ventilation]. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 6, pp. 124–129.
- Galerkin, Y. B., Rextin F. A., Soldatova, K. V., and Drozdov A. A. 2015, *Radialnyye i oseradialnyye rabochiye kolea tsentrobezhnykh kompressorov – preimushchestva, nedostatki, oblast' primeneniya* [Radial impellers of centrifugal compressors – advantages, disadvantages, and scope of use]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressor engineering and Pneumatics], no. 7, pp. 23–32.
- Lomakin A. A., Gorgidzhanyan S. A. 1961, *Issledovaniye i otrabotka stupeni pitatel'nogo nasosa sverkhvysokogo davleniya k turboustanovke K-300-240-LMZ* [Research and development stage of a feed pump high pressure to the turbine To-300-240-LMZ]. *Trudy LPI* [Proceedings of the Leningrad Polytechnic Institute], no. 215, pp. 142–158.
- Kol'ga M. A., Vdovin K. N., Kol'ga A. D. 2008, *Tsentrobezhnaya mashina dlya transportirovaniya tekuchego* [Centrifugal machine for transporting fluid]. Patent RF no. 77917.
- Podbolotov S. V., Kol'ga A. D. 2015, *Tsentrobezhnyy nasos so stupenchatym raspolozheniyem rabochikh koles* [A centrifugal pump with a stepped arrangement of impellers]. *Aktualnyye problemy povysheniya effektivnosti i bezopasnosti ekspluatatsii gorno-shakhtnogo i neftepromyslovogo oborudovaniya. Gornaya elektromekhanika: materialy II Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Topical problems of improving the efficiency and safety of operation of mining and oil field equipment. Mining electromechanics: proceedings of the 2nd International theoretical and practical conference]. Perm', vol. 1, pp. 57–62.
- Sokolov Yu. N. 1955, *Ob osevykh mashinakh so vstrechnym vrashcheniyem rabochikh koles* [About axial machines with counter rotation of impellers]. *Izv. TPU im. S. M. Kirova* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University named after S. M. Kirov], vol. 80, pp. 67–81.
- Zhumakhov I. M. 1958, *Nasosy, ventilyatory i kompressory* [Pumps, fans and compressors]. Moscow, 619 p.
- Lomakin A. A. 1966, *Tsentrobezhnyye i osevyye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Leningrad, 365 p.
- Kovalevskaya V. I. Babak G. A., Pak V. V. 1976, *Shakhtnyye tsentrobezhnyye ventilyatory* [Mining centrifugal fan]. Moscow, 320 p.
- Loytzyansky L. G. 1950, *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow, 678 p.
- Podbolotov S. V., Kol'ga A.D. 2016, *Gidravlicheskiye poteri v elementakh turbomashin* [Hydraulic losses in elements of turbomachines]. *Dobycha, obrabotka i primeneniye prirodnogo kamnya: sb. nauch. tr. pod red. G. D. Pershina* [Extraction, processing and application of natural stone: collection of proceedings edited by G. D. Pershin]. Magnitogorsk, vol. 16, pp. 134–138.
- Urmila B., D., Subba Rayudu. 2011, Optimum space vector PWM algorithm for three-level inverter. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Volume 6, no. 9, pp. 24 – 36.
- Cherny S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N., and others. 2006, *Chislennoye modelirovaniye techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of flows in turbo machines]. Novosibirsk, 202 p.
- Zharkovsky A. A. 2003, *Issledovaniye vliyaniya osnovnykh parametrov na kharakteristiki tsentrobezhnykh nasosov nizkoy i sredney bystrokhodnosti* [Studying the influence of the basic parameters on characteristics of centrifugal pumps of low and average speed]. *Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya gidromashinostroyeniya v XXI veke: trudy MNTK* [Modern condition and prospects of development of hydraulic engineering in the 21st century: proceedings of the International theoretical and technical conference]. St. Petersburg, pp. 92–93.

Received 20 September 2017