

УДК 621.65.532.528.001

Расчёт характеристик шнеков постоянного и переменного шага

Зотов Б. Н.^{1,*}

^{*}bnz-41@yandex.ru

¹ЗАО НПО «Гидроаппарат», Москва, Россия

В статье рассмотрена схема течения жидкости в шнеках постоянного и переменного шага с обратными токами. Учёт обратных токов позволил уточнить энергетические характеристики шнеков и создать методику расчёта энергетических характеристик во всём диапазоне подач. Приведено сравнение расчётных по изложенной методике и экспериментальных характеристик шнеков различных геометрий, в том числе с переменным шагом, и показано их хорошее совпадение. На основании предложенной методики разработана программа, позволяющая рассчитать характеристики шнеков, что значительно снижает трудоёмкость расчётов, сопутствующих процессу разработки шнеко-центробежных ступеней насосов.

Ключевые слова: шнек, шаг, энергетические характеристики, напор, подача, КПД, методика, программа

Введение

При создании шнеко-центробежных ступеней насосов необходимо определить напор шнека, обеспечивающий достаточный подпор на входе в центробежное колесо и обеспечивающий улучшение кавитационных характеристик насоса. Как правило, напор вычисляется в точке, соответствующей номинальной подаче насоса. Однако полезно знать характеристику шнека во всём диапазоне подач, и влияние тех или иных геометрических параметров шнека на его энергетические характеристики.

Настоящая работа посвящена разработке методики расчёта энергетических характеристик шнеков. Особенностью методики является учёт обратных токов, которые имеют место при работе шнеков на режимах по подаче от $0,5 Q_{max}$ и менее.

1. Методика расчёта энергетических характеристик шнеков

Как известно, реальная напорная характеристика шнека постоянного шага в координатах «напор – подача» ($H-Q$) – близка к прямой линии.

Если определить значение Q_{max} при напоре $H=0$ и значение напора H при $Q=0$, то тем самым определяется напорная характеристика шнека во всём диапазоне подач.

Максимальная подача Q при $H=0$ вычисляется по формуле:

$$Q = \frac{\pi \omega S_{ш} (D_{ш}^2 - d^2)}{4} = u S_{ш} h, \quad (1)$$

Здесь: $S_{ш}$ – шаг лопастей шнека, $D_{ш}$ – наружный диаметр шнека, d – диаметр втулки, на которой расположены лопасти, ω – частота вращения, u – окружная скорость на среднем диаметре D_{cp} , $D_{cp} = (D_{ш} + d)/2$.

С учётом стеснения потока лопатками шнека:

$$Q_{max} = u S_{ш} h \left(1 - \frac{z \delta}{S_{ш}} \right), \quad (2)$$

где z – число лопастей, δ – толщина лопасти.

Напор при нулевой подаче вычисляется исходя из следующих соображений. При работе шнека на стенку на входе в шнек наблюдается обратный ток. Его параметры подробно исследованы в [1]. То есть в шнек входит активный поток, а из него выбрасывается обратный ток, как это показано на рис.1.

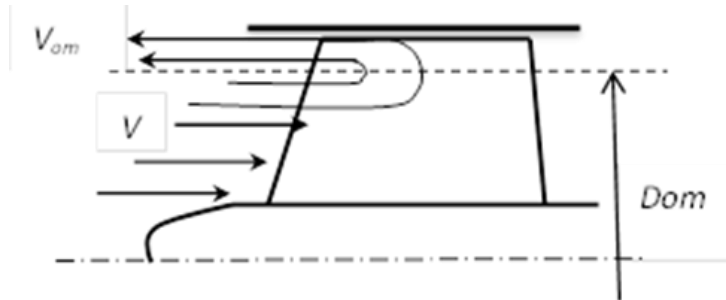


Рис. 1. Схема течения жидкости в шнеке при подаче в сеть $Q_{с=0}$

Можно провести условную цилиндрическую поверхность диаметром $D_{от}$, разделяющую активный и обратный токи. Очевидно, что при подаче в сеть, равной нулю, активный и обратный потоки равны $Q_{от} = Q_{акт}$. Принимаем, что осреднённые меридианные скорости в прямом и обратном токе также равны $v_{мп} = v_{моп}$. Тогда $D_{от}$ вычисляется как:

$$D_{от} = \sqrt{D_{ш}^2 + d^2}.$$

Величина расхода обратного тока вычисляется по ф. (1) и (2), если $D_{ш}$ заменить на $D_{от}$. Заметим, что величина обратного тока при нулевой подаче в сеть не всегда равна $0,5 Q_{max}$ и зависит от втулочного отношения $d_{вт}/D_{ш}$.

Для определения напора при нулевой подаче обратимся к рис. 2. При работе на стенку за шнеком устанавливается давление P_2 . Если давление перед шнеком P_1 , то

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \left(\lambda \frac{l}{D_r} + 1 \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (3)$$

Здесь λ – коэффициент гидравлических потерь в обратном токе, l – длина межлопастного канала в развёртке, по которому течёт обратный ток, D_r – гидравлический диаметр канала, образованного лопастями шнека, гипотетической поверхностью цилиндра

диаметром $D_{от}$ и поверхностью патрубка диаметром D_n , в котором расположен шнек, v – абсолютная скорость в обратном токе (осреднённая). Анализ многочисленных опытных данных, показал, что величина $\lambda=0,001$, и гидравлическими потерями в шнеке в первом приближении можно пренебречь. На напор шнека существенно влияет зазор между лопастями шнека и патрубком, в котором он расположен. Эту зависимость можно выразить как $H=H_0(D_{ш}/D_n)^{12}$, здесь H_0 –напор при минимальном зазоре (близком к нулю). Зависимость хорошо подтверждается экспериментально.

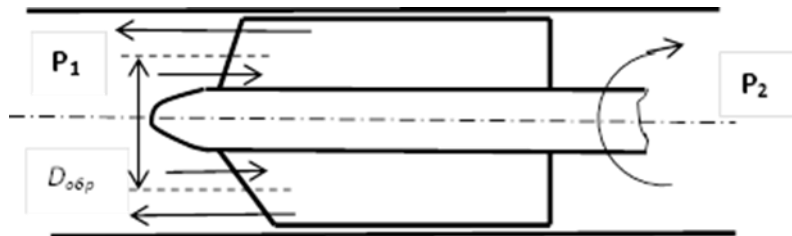


Рис. 2. К определению напора шнека, P_1 и P_2 – давления на входе в шнек и за шнеком соответственно

Так как

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = H_0, \quad (4)$$

то с учётом влияния на характеристики шнеков зазора между патрубком и шнеком окончательное выражение для напора шнека имеет вид:

$$H = \frac{v_m^2 + u_{ср}^2}{2g} \left(\frac{D_{ш}}{D_n} \right)^{12} (1 - q), \quad (5)$$

Здесь: $v_m = \frac{4Q_{от}}{\pi(D_n^2 - D_{от}^2)}$ – средняя меридианная скорость в обратном токе, $u_{ср}$ – окружная скорость шнека на среднем диаметре обратного тока, $D_{ш}$ – наружный диаметр шнека, D_n – диаметр патрубка, в котором установлен шнек, $q = Q_c / Q_{max}$ – относительная подача, Q_c – подача в сеть. Таким образом, напорная характеристика шнека может быть построена.

Коэффициент полезного действия шнека вычислим как произведение гидравлического, механического и объёмного коэффициентов полезного действия:

$$\eta = \eta_c \eta_m \eta_o, \quad (6)$$

Гидравлический КПД определяется как отношение действительного напора к теоретическому. Его величина изменяется при изменении подачи.

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_T}.$$

Теоретический напор шнека, выраженный через геометрические параметры шнека, определим, как рекомендовано в [1]:

$$H_T = A_0 n^2 - B_0 n Q, \quad (7)$$

Здесь: $A_0 = 2,79 \cdot 10^{-4} D_p^2$, расчётный диаметр D_p совпадает с диаметром обратного тока $D_{от}$; $B_0 = 16,75 \cdot 10^{-3} D_p^2 / (S F_{фр})$, S – шаг, $F_{фр}$ – фронтальная площадь шнека.

В диапазоне подач, когда имеют место обратные токи и на поддержание которых тратится энергия, следует учесть объёмный КПД:

$$\eta_{об} = \frac{Q_c}{Q_c + Q_{от}}, \quad (8)$$

На режимах, когда обратные токи $Q_{от}$ отсутствуют, $\eta_{об}=1$.

Обратные токи максимальны при нулевой подаче в сеть, по мере увеличения подачи в сеть, обратные токи уменьшаются на величину подачи в сеть и при $Q > 0,5Q_{max}$ исчезают вовсе. Теперь можно рассчитать энергетические характеристики шнека во всём диапазоне подач.

2. Сравнение характеристик, рассчитанных по методике, с экспериментом

На рис. 3 приведены экспериментальные характеристики $H=f(Q)$, $H_m=f(Q)$ и $\eta_r=f(Q)$ шнека со следующей геометрией: $D_{ш}=114,5\text{мм}$; $D_n=115,2\text{мм}$; $d=45\text{мм}$; $S_{ш}=44\text{мм}$; $z=3$; $\delta=3\text{мм}$; частота вращения $n=4000\text{ об/мин}$ [5].

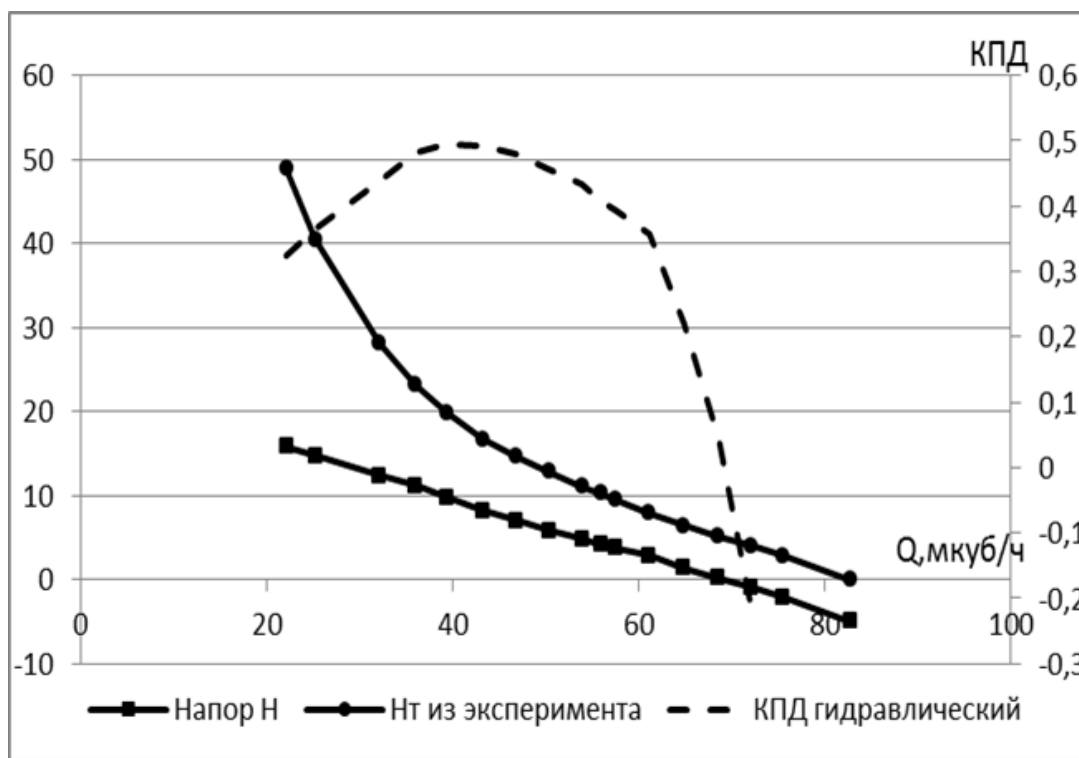


Рис. 3. Экспериментальные характеристики шнека [5]

На рис. 4. — энергетические характеристики $H=f(Q)$, $\eta=f(Q)$, $N=f(Q)$, расчётные по приведенной здесь методике. Прямая пунктирная линия — $\eta_{об}=f(Q)$, вторая пунктирная — $\eta_z=f(Q)$.

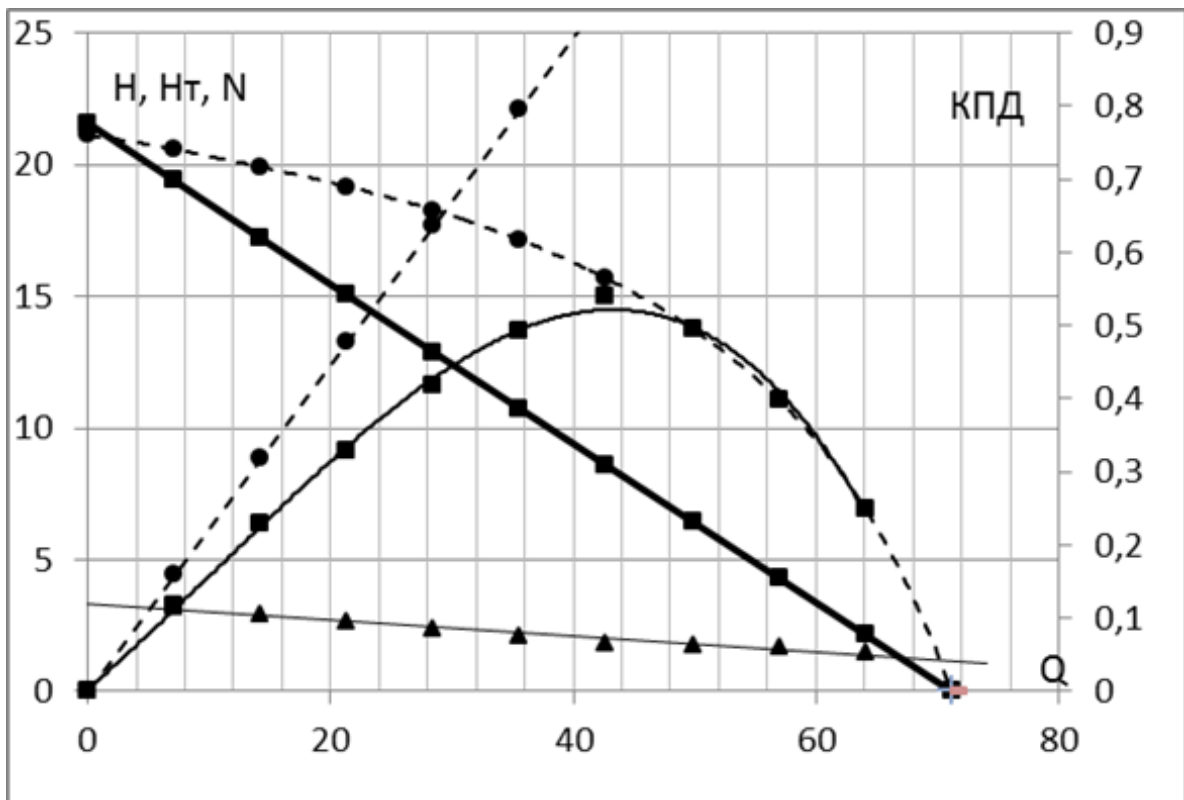


Рис. 4. Характеристики шнека, рис. 3, рассчитанные по изложенной здесь методике

На графике рис. 5 показано сравнение расчётной и экспериментальной напорных характеристик этого шнека.

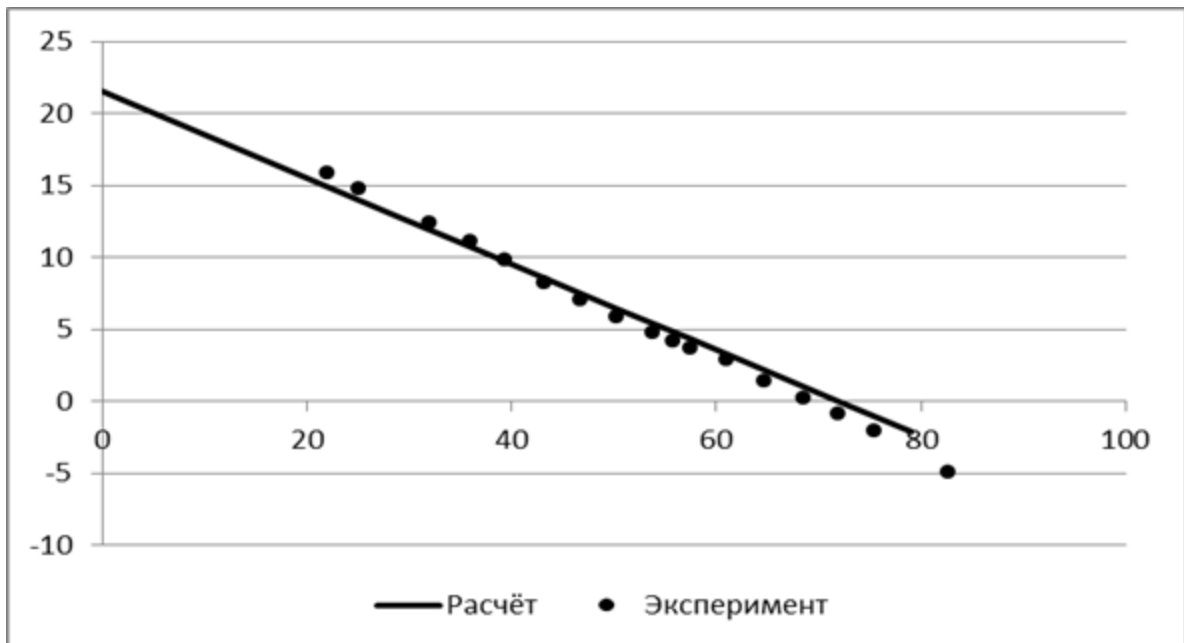


Рис. 5. Сравнение расчётной напорной характеристики шнека рис.3 с экспериментом

Таким образом, учёт обратных токов позволил создать эффективную программу расчёта шнеков постоянного шага для центробежных насосов по геометрическим и режимным параметрам.

Необходимо отметить, что по изложенной методике вычисляется статический напор шнека, то есть фактически – давление, которое он обеспечивает перед центробежным колесом на всех режимах по подаче.

3. Проверка методики расчёта на шнеках переменного шага и обсуждение результатов

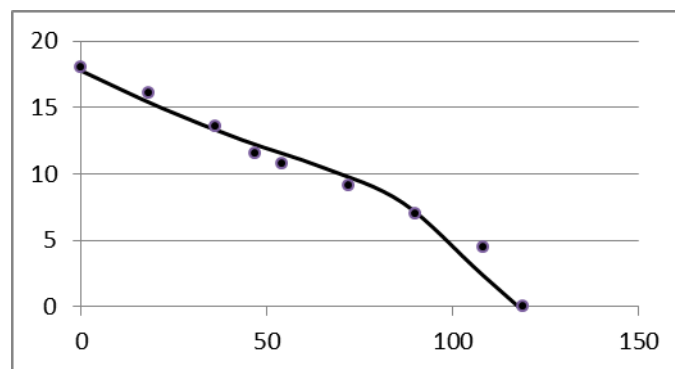
Исходя из изложенного, объясняется, почему напор шнека зависит от густоты. При малой густоте l/t с увеличением густоты решётки шнека напор растёт, а при значении $l/t > 2$ напор остаётся постоянным и при дальнейшем увеличении густоты решётки – осевой длины шнека – не растёт. То есть если обратные токи достигают выходной кромки шнека, напор зависит от густоты. Когда обратный ток не выходит за выходные кромки лопастей шнека (рис.1), сколько бы мы ни увеличивали осевую длину, напор будет оставаться постоянным.

Учёт обратных токов оказался эффективным и при расчёте характеристик шнеков переменного шага. Шнек переменного шага представляет собой комбинацию двух шнеков постоянного шага $S1$ и $S2$, лопасти которых плавно переходят одна в другую. Здесь: $S1$ – шаг лопастей на входе, $S2$ – шаг лопастей на выходе. На практике широко применяются шнеки $S1 < S2$. Однако, как показали эксперименты, шнеки $S1 > S2$ имеют уникальные кавитационные характеристики [2,6], поэтому представляет интерес и расчёт таких шнеков.

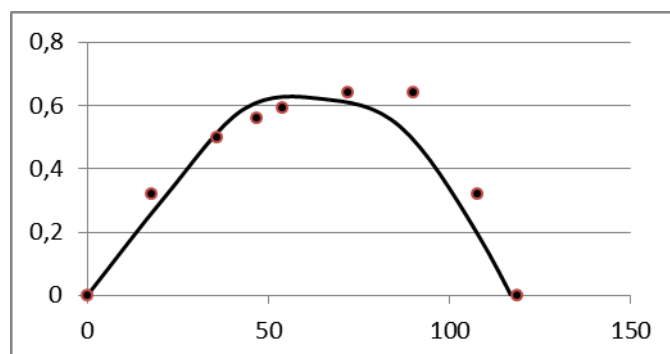
Как показали исследования, обратный ток шнека переменного шага и напор при нулевой подаче определяется его геометрическими параметрами на входе. При определении максимальной подачи необходимо учесть следующее обстоятельство. Если $S1 > S2$, то максимальная подача определяется геометрическими параметрами шнека на выходе, при этом в зависимости от соотношений шагов обратный ток может сохраняться вплоть до максимальной подачи. Если $S1 < S2$, то, начиная с некоторой подачи, напор входного участка шнека становится равным нулю, то есть он становится сопротивлением - отрицательным напором, и максимальная подача будет определяться режимом работы по подаче, когда напор выходного участка становится равным сопротивлению входного. Это обстоятельство учтено в методике расчёта характеристик шнеков переменного шага.

Так как теоретический напор шнека (7) в основном определялся для шнеков постоянного шага, то в дальнейшем необходимо уточнить выражение теоретического напора для шнеков переменного шага, когда $S1 > S2$ и $S1 < S2$.

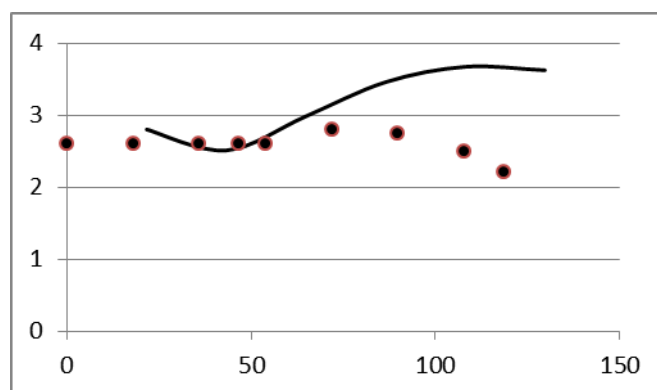
На рис. 6 приведены характеристики шнека с параметрами $S1=67\text{мм}$, $S2=160\text{мм}$, $D_{\text{ш}}=120\text{мм}$, $d_{\text{ш}}=65\text{мм}$, $z=3$ $t=3\text{мм}$, осевая длина $l=70\text{мм}$. Частота вращения $n=3000$ об/мин.



а)



б)



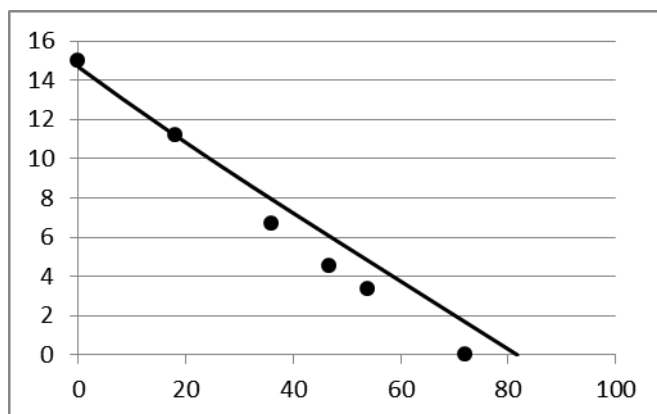
в)

Рис. 6. Сравнение расчётных и экспериментальных характеристик шнека $S1=160$ мм, $S2=67$ мм. Сплошные линии – расчёт; а) – напор, м; б) – КПД; в) – мощность, кВт. По оси «Х» – подача, м³/ч.

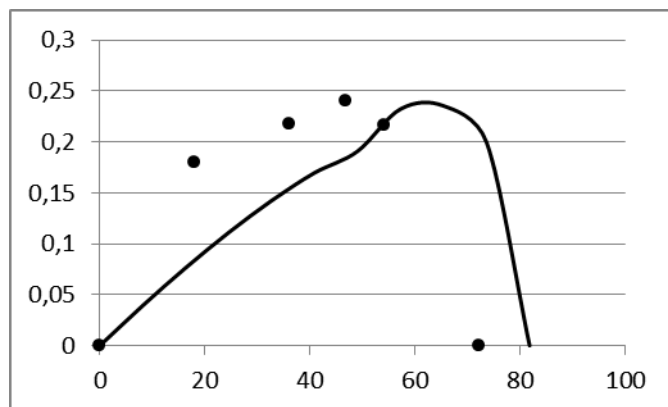
Этот шнек был испытан и в «перевёрнутом» виде, когда $S1=160$ мм, $S2=67$ мм. Были также выполнены расчёты характеристик по программе, когда шаги на входе и выходы были изменены.

Результаты сравнения с экспериментом приведены на рис. 7. Обозначения как на рис. 6. Сравнение экспериментальных характеристик шнеков переменного шага и рассчитанных по предложенной методике также подтверждает достаточную для практических целей сходимость расчёта с экспериментом. Напорные характеристики хорошо совпадают, максимальные значения КПД также совпадают, только смещены по

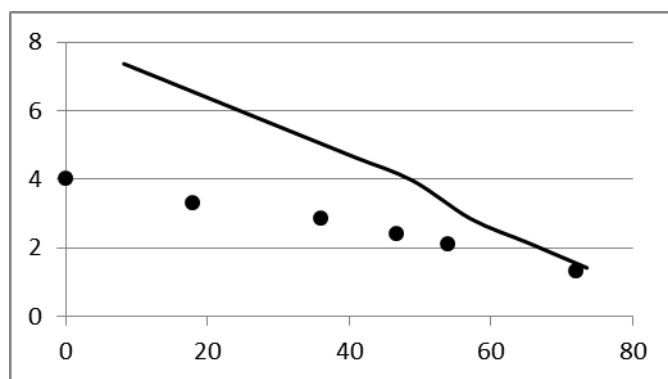
подаче. Дальнейшее уточнение выражения теоретического напора и гидравлического КПД для шнеков переменного шага позволит рассчитывать КПД и потребляемую мощность с большей точностью.



а)



б)



в)

Рис. 7. Сравнение экспериментальных и расчётных характеристик шнека, когда $S_1=160\text{мм}$, $S_2=67\text{мм}$.
Обозначения как рис. 6.

В работе [7] приведены экспериментальные напорные характеристики семи шнеков постоянного и переменного шага. Приведенные в работе [7] геометрические параметры позволили выполнить расчёт характеристик шнеков по изложенной здесь методике.

Результаты сравнения экспериментальных и расчётных характеристик показали их хорошее совпадение. То есть программа может быть использована для расчёта характеристик постоянного и переменного шага самых разных геометрических и режимных параметров.

Программа расчёта характеристик шнеков по геометрическим параметрам проста и удобна при выполнении проектных расчётов. Она дополнена расчётом кавитационных характеристик во всём диапазоне подач. Таким образом, инженеры-проектанты насосов получают возможность на стадии проектирования рассчитывать энергетические характеристики шнеков и выбирать наиболее приемлемые геометрии, обеспечивающие заданные характеристики центробежных насосов, в которые они устанавливаются.

Все экспериментальные исследования выполнены на кафедре «Гидромашины и гидропневмоавтоматика» Калужского филиала МГТУ имени Н.Э. Баумана при участии доцента В.И. Мелашенко. В обсуждении результатов испытаний принимал участие профессор кафедры С.С. Панайотти.

Заключение

1. Учёт обратных токов позволил уточнить расчёт энергетических характеристик шнеков постоянного и переменного шага во всём диапазоне подач.
2. Разработанная на основании изложенной здесь методики программа позволяет рассчитывать характеристики шнеков, исходя из их геометрических параметров и частоты вращения, что очень удобно при выполнении проектных расчётов проточной части шнекоцентробежного насоса.
3. Если насос с установленным шнеком предполагается использовать в режиме постоянной подачи, то рекомендуется устанавливать шнеки постоянного шага $S_1=S_2$ или переменного $S_1<S_2$.
4. Если насос предполагается использовать в широком диапазоне подач, то целесообразно устанавливать шнек переменного шага $S_1>S_2$ по патенту [3].

Список литературы

1. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.
2. Зотов Б.Н., Мелашенко В.И. Исследование кавитационных характеристик шнеков переменного шага // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 11. С. 34-35.
3. Зотов Б.Н. Насос: пат. № 2396463 РФ. Опубл. 10.08.2010.
4. Зотов Б.Н. Исследование обратных токов в насосах и методика расчёта характеристик осе-вихревой ступени // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. № 5. С. 30-32.

5. Насонова А.Д., Панайотти С.С., Хлорынцев А.А. Напорная характеристика шнека // Международная научно-техническая конференция (Москва, МВЦ «Крокус-Экспо»): тез. докл. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 27-29.
6. Зотов Б.Н. Расчёт характеристик шнеков постоянного и переменного шага для центробежных насосов. М.: Машиностроение, 2014. 63 с.
7. Tahara H. and Manabe A. Influence of Inlet and Outlet Angles of Inducer on Improvement in Suction Performance of Centrifugal Pumps // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. 1984. Vol. 50, no. 458. P. 2619-2624.

Calculating Characteristics of the Screws with Constant And Variable Step

B.N. Zotov^{1,*}

^{*}bnz-41@yandex.ru

¹NPO "Hydroaparat", Moscow, Russia

Keywords: screw, step, power characteristics, pressure, flow, efficiency, technique, program

This work is devoted to creating a technique for calculating power characteristics of the screws with constant and variable step for the centrifugal pumps. The technique feature is that the reverse currents, which are observed in screws working at low flow, are numerically taken into account. The paper presents a diagram of the stream in the screw with flow to the network $Q=0$, and the static pressure of the screw in this mode is computed according to reverse current parameters. Maximum flow of screw is determined from the known formulas. When calculating the power characteristics and computing the overall efficiency of the screw, for the first time a volumetric efficiency of the screw is introduced. It is defined as a ratio between the flow into the network and the sum of the reverse current flows and a flow into the network. This approach allowed us to determine the efficiency of the screw over the entire range of flows.

A comparison of experimental characteristics of the constant step screw with those of calculated by the proposed technique shows their good agreement.

The technique is also used in calculating characteristics of the variable step screws. The variable step screw is considered as a screw consisting of two screws with a smooth transition of the blades from the inlet to the outlet. Screws in which the step at the inlet is less than that of at the outlet as well as screws with the step at the inlet being more than that of at the outlet were investigated.

It is shown that a pressure of the screw with zero step and the value of the reverse currents depend only on the parameters of the input section of the screw, and the maximum flow, if the step at the inlet is more than the step at the outlet, is determined by the parameters of the output part of the screw. Otherwise, the maximum flow is determined a little bit differently.

The paper compares experimental characteristics with characteristics calculated by the technique for variable step screws, thereby demonstrating good compliance.

Results of the research allowed us to draw the following conclusions.

1. Taking into account the reverse currents enabled us to refine the calculation of power characteristics of the constant and variable step screws over the entire range of flows.
2. A program developed on the basis of the proposed technique enables us to calculate screw characteristics from their geometrical parameters and frequency of rotation. This is

very convenient when performing the design calculations of the flow part of the screw-centrifugal pump.

3. If the screw-set pump is intended for use in the continuous flow mode, it is advisable to set either constant step screws $S_1=S_2$ or variable step screw $S_1<S_2$.
4. If the pump is supposed to be used in a wide range of flows, it is advisable to install the screw with variable step $S_1>S_2$.

References

1. Chebaevskii V.F., Petrov V.I. *Kavitatsionnye kharakteristiki vysokooborotnykh shnekotsentrobezhnykh nasosov* [Cavitation characteristics of high-speed screw-centrifugal pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 152 p. (in Russian).
2. Zotov B.N., Melashchenko V.I. A Study of the Cavitation Sensitivity of Screw Conveyors of Variable Step. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2013, no. 11, pp. 34-35. (English version of journal: *Chemical and Petroleum Engineering*, 2014, vol. 49, iss. 11-12, pp. 748-750. DOI: [10.1007/s10556-014-9829-6](https://doi.org/10.1007/s10556-014-9829-6)).
3. Zotov B.N. *Nasos* [Pump]. Patent RF, no. 2396463, 2010. (in Russian).
4. Zotov B.N. Reverse flows in pumps and axial vortex stage characteristic calculation. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2006, no. 5, pp. 30-32. (English version of journal: *Chemical and Petroleum Engineering*, 2006, vol. 42, iss. 5-6, pp. 273-277. DOI: [10.1007/s10556-006-0092-3](https://doi.org/10.1007/s10556-006-0092-3)).
5. Nasonova A.D., Panaiotti S.S., Khloryntsev A.A. Pressure characteristic of screw. *Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya* [Abstracts of the International Scientific and Technical Conference], Moscow, International exhibition center "Krokus-Expo". Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010, pp. 27-29. (in Russian).
6. Zotov B.N. *Raschet kharakteristik shnekov postoyannogo i peremennogo shaga dlya tsentrobezhnykh nasosov* [Calculation of performance screw with constant and variable step for centrifugal pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2014. 63 p. (in Russian).
7. Tahara H. and Manabe A. Influence of Inlet and Outlet Angles of Inducer on Improvement in Suction Performance of Centrifugal Pumps. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, 1984, vol. 50, no. 458, pp. 2619-2624.