

УДК 629.12

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ТРЕНИЯ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Яковлев Сергей Герасимович¹, доцент, кандидат технических наук, профессор
e-mail: yack17@yandex.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Насос трения, предназначенный для перекачивания вязких жидкостей, имеет рабочее колесо, с лопастью очерченной по спирали Архимеда. При расчете подобных насосов, к которым относятся и шнековые, используют принцип суперпозиции, согласно которому подача представляется как алгебраическая сумма независимых друг от друга потоков – прямого, обратного и потока утечек. Прямой поток обусловлен энергообменом между рабочим колесом и жидкостью при отсутствии перепада давления между входом и выходом. Обратный поток рассматривается как течение в канале, образованном неподвижными рабочим колесом и крышкой под действием перепада давлений на выходе и входе. Поток утечек формируется под действием перепада давлений на выходе и входе между рабочим колесом и неподвижной крышкой.

Ключевые слова: насос трения, спираль Архимеда, прямой поток, обратный поток, поток утечек, расход, потеря давления.

CALCULATION OF THE FRICTION PUMP CHARACTERISTIC FOR VISCOUS LIQUIDS

Yakovlev Sergey Gerasimovich¹, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Professor
e-mail: yack17@yandex.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The friction pump, designed for pumping viscous liquids, has an impeller with a blade outlined in an Archimedes spiral. When calculating such pumps, which include screw pumps, the principle of superposition is used, according to which the supply is represented as an algebraic sum of independent flows – forward, reverse and leakage flows. The direct flow is due to the energy exchange between the impeller and the liquid in the absence of a pressure drop between the inlet and outlet. The return flow is considered as a flow in a channel formed by a fixed impeller and cover under the influence of a pressure drop at the outlet and inlet. The leakage flow is formed by the pressure drop at the outlet and inlet between the impeller and the fixed cover.

Keywords: friction pump, Archimedes spiral, forward flow, reverse flow, leakage flow, flow rate, pressure loss.

Насос трения, предназначенный для перекачивания вязких жидкостей, имеет рабочее колесо 1, с лопастью, очерченной по спирали Архимеда. Зазор δ между крышкой 2 корпуса насоса и рабочим колесом минимален для предотвращения объемных утечек.

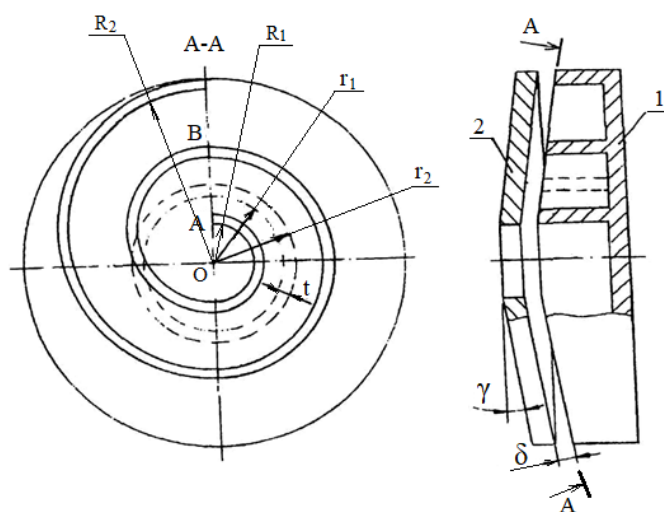


Рисунок 1 — Схема насоса трения

При расчете подобных насосов (в частности, шнековых) используют принцип суперпозиции, согласно которому подача представляется как сумма трех независимых друг от друга потоков – прямого, обратного и потока утечек. Расчет прямого потока предложен в работах [1 – 3].

Обратный поток рассматривается как течение в канале, образованном неподвижными рабочим колесом и крышкой под действием перепада давлений на выходе и входе. При этом течение считается установившимся, плоскопараллельным, жидкость несжимаемой. При установившемся ламинарном движении вязкой жидкости через трубу прямоугольного сечения секундный объемный расход Q определяется выражением [4]:

$$Q = \frac{P}{4\mu l} \psi f(\psi) h^4, \quad (1)$$

где P – перепад давлений на выходе и входе рабочего колеса, Па;

μ – динамическая вязкость, Па·с;

l – длина трубы, м;

ψ – параметр, представляющий отношение ширины b прямоугольного сечения к его высоте $2h$;

$f(\psi)$ – функция, значение которой определяется в зависимости от ψ [4].

Потери давления dP на бесконечно малом пути dl движения элементарного объема жидкости по спиральному каналу прямоугольного сечения:

$$dP = \frac{4Q\mu}{\psi f(\psi) h^4} dl. \quad (2)$$

Величину dl можно определить так:

$$dl = R d\varphi, \quad (3)$$

где R – текущее значение радиуса средней линии тока в канале, м;

$d\varphi$ – бесконечно малое изменение угла, соответствующее пути dl .

Текущий радиус для спирали Архимеда определяется выражением [5]:

$$R = R_{2cp} - \alpha \varphi, \quad (4)$$

где R_{2cp} – радиус средней линии тока на входе в рабочее колесо, м;

α – параметр спирали Архимеда, м;

φ – угол, соответствующий радиусу r , рад.

Подставляя уравнение (4) в (3) и (2), получим:

$$dP = -\frac{4Q\mu(R_{2cp} - \alpha\varphi)}{\psi f(\psi)h^4} d\varphi. \quad (5)$$

Минус в выражении (5) означает, что положительному приращению угла $d\varphi$ соответствует уменьшение давления dP . Интегрируя (5), получим неопределенный интеграл:

$$P = -\frac{4Q\mu\varphi(R_{2cp} - 0,5\alpha\varphi)}{\psi f(\psi)h^4} + C. \quad (6)$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что при $\varphi = 2\pi n$ перепад давления $P=0$:

$$C = \frac{8Q\mu\pi n(R_{2cp} - \alpha\pi n)}{\psi f(\psi)h^4}, \quad (7)$$

где n – число витков спирали.

В начальном сечении канала при $\varphi=0$ давление определится выражением:

$$P = \frac{8Q\mu\pi n(R_{2cp} - \alpha\pi n)}{\psi f(\psi)h^4}. \quad (8)$$

Из уравнения (8):

$$Q = \frac{P\psi f(\psi)h^4}{8\mu\pi n(R_{2cp} - \alpha\pi n)}. \quad (9)$$

Так как в выражении (9) h – половина высоты канала, то при $h = h'/2$ получим:

$$Q = \frac{P\psi f(\psi)h'^4}{128\mu\pi n(R_{2cp} - \alpha\pi n)}. \quad (10)$$

В работе [6] отмечается, что при движении жидкости в неподвижном криволинейном канале возникают вторичные течения вследствие действия центробежной силы. Для определения потери давления, обусловленной силой инерции $F_{ц}$, запишем ее уравнение при вращательном движении жидкости в неподвижном канале от периферии к центру, действующую на единицу веса:

$$F_{ц} = \frac{\omega^2 R}{g}. \quad (11)$$

Угловая скорость ω движения жидкости в канале изменяется в зависимости от радиуса R при постоянном Q и неизменном сечении канала

$$\omega = \frac{V_{max}}{R} = \frac{2Q}{bh'R}, \quad (12)$$

где V_{max} – максимальная скорость движения жидкости по оси канала, равная удвоенной средней скорости V_{cp} .

Работа центробежной силы инерции при перемещении жидкости вдоль радиуса на расстояние dR равна:

$$dH_{ц} = -\frac{4Q^2}{b^2 h'^2 R g} dR. \quad (13)$$

Интегрируя в пределах изменения радиуса от R_2 до R_1 (рис.1), получим потерю напора:

$$H_{ц} = -\frac{4Q^2}{b^2 h'^2 g} \int_{R_2}^{R_1} \frac{dR}{R} = \frac{4Q^2}{b^2 h'^2 g} \ln \frac{R_2}{R_1}, \quad (14)$$

или в единицах давления:

$$P_{ц} = \frac{4Q^2 \rho}{b^2 h'^2} \ln \frac{R_2}{R_1}, \quad (15)$$

где ρ – плотность жидкости.

С учетом потерь давления, вызванных действием центробежной силы инерции, выражение (10) примет вид:

$$Q = \frac{\left(P - \frac{4Q^2 \rho}{b^2 h'^2} \ln \frac{R_2}{R_1} \right) \psi f(\psi) h'^4}{128 \mu \pi n (R_{2cp} - \alpha \pi n)}. \quad (16)$$

При расчете обратного потока следует учесть местные потери давления на входе в канал $P_{вх}$ и на выходе из него $P_{вых}$ [7]:

$$P = P_{вх} = P_{вых} = \xi \frac{\alpha V^2}{2} \rho, \quad (17)$$

где $\zeta = \zeta_{вх} = \zeta_{вых} = 1$ – коэффициенты местных сопротивлений на входе в канал и выходе из него соответственно [5];

α – коэффициент Кориолиса, при ламинарном режиме $\alpha=2$ [8];

$V_{ср} = V_{вх} = V_{вых}$ – средние скорости на входе в канал и выходе из него соответственно.

Тогда:

$$P = P_{вх} = P_{вых} = \xi \frac{Q^2 \rho}{b^2 h'^2}. \quad (18)$$

Окончательное выражение для расчета обратного потока Q_0 в насосе трения имеет вид:

$$Q_0 = \frac{\left[P - \frac{Q_0^2 \rho}{b^2 h'^2} \left(4 \ln \frac{R_2}{R_1} + \zeta_{вх} + \zeta_{вых} \right) \right] \psi f(\psi) h'^4}{128 \mu \pi n (R_{2cp} - \alpha \pi n)}. \quad (19)$$

Поток утечек в насосе трения зависит от величины зазора δ (рис. 1) между рабочим колесом 1 и крышкой 2, толщины лопасти t и перепада давлений на выходе из рабочего колеса и в подводе, или перепадом давлений на первом витке спирали (участок АВ рис. 1). При этом давление внутри участка АВ спирали равно атмосферному.

Для расчета потока утечек в насосе трения следует построить эпюру распределения давления на первом витке спирали, полагая, что давление по всей длине лопасти нарастает равномерно. Затем определить радиус r_2 , соответствующий среднему на участке АВ давлению $P_{ср}$. В дальнейшем считаем, что утечки происходят через зазор между крышкой 2 (рис. 1) и кольцом (обозначено на рис. 1 штриховыми линиями) на рабочем колесе толщиной, равной толщине лопасти t с наружным радиусом r_2 и внутренним r_1 – при постоянном давлении $P_{ср}$ на радиусе r_2 . Таким образом, следует определить уравнение течения жидкости в зазоре, образованном двумя коническими поверхностями (рис. 2).

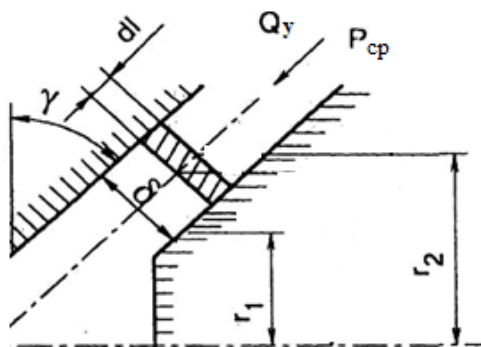


Рисунок 2 – Схема к определению потока утечек

Для определения уравнения течения в зазоре δ между неподвижными коническими поверхностями за основу принимается уравнение ламинарного течения несжимаемой, вязкой жидкости в зазоре, образованном двумя параллельными плоскими стенками [8]

$$P = \frac{12Q\mu l}{\delta^3 b}. \quad (20)$$

При течении элементарного объема жидкости на бесконечно малом пути dl (рис.2) перепад давления dP составит:

$$dP = \frac{12Q\mu}{\delta^3 b} dl. \quad (21)$$

При ширине канала $b=2\pi r$ и $dl = dr/\cos \gamma$, имеем:

$$dP = \frac{6Q\mu}{\delta^3 \pi \cos \gamma} \frac{dr}{r}, \quad (22)$$

где γ – угол установки крышки.

Интегрируя уравнение (22), получим:

$$P = \frac{6Q\mu}{\delta^3 \pi \cos \gamma} \ln r + C. \quad (23)$$

Постоянную интегрирования C найдем из условия, что при значении текущего радиуса r_1 давление $P=0$. Тогда:

$$C = -\frac{6Q\mu}{\delta^3 \pi \cos \gamma} \ln r_1. \quad (24)$$

При r_2 давление определится выражением:

$$P = \frac{6Q\mu}{\delta^3 \pi \cos \gamma} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (25)$$

Тогда расход Q жидкости в зазоре, образованном двумя неподвижными коническими поверхностями:

$$Q = \frac{P\delta^3 \pi \cos \gamma}{6\mu \ln(r_2/r_1)}. \quad (26)$$

При работе насоса в зазоре на частицы жидкости, прилегающие к торцу кольца рабочего колеса, будет действовать центробежная сила, вызывая вихревой поток. Потери давления $P_{ц}$, связанные с действием центробежной силы согласно [9], определяются формулой:

$$P_{ц} = \rho \omega_{ж}^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}, \quad (27)$$

где $\omega_{ж}$ – угловая скорость вращения жидкости в зазоре.

При отношении радиусов r_2/r_1 близком к единице, что имеет место в предлагаемой схеме, величина $P_{ц} \ll P$.

Местные потери в зазоре определяются скоростями на входе и выходе из него. При небольшой величине потока утечек значения скоростей также невелики, следовательно, и местные потери пренебрежимо малы.

Следовательно, основным видом потерь являются потери на трение в зазоре. Тогда выражение для потока Q_y утечек имеет вид:

$$Q_y = \frac{P_{ср} \delta^3 \pi \cos \gamma}{6\mu \ln(r_2/r_1)}. \quad (28)$$

Список литературы:

1. Лукин Н.В., Русецкая Г.В. Новый насос для вязких жидкостей. Материалы научно-практической конференции, посвященной 150-летию Волжского объединенного речного пароходства. Н. Новгород, 1994, с. 71.

2. Лукин Н.В. Расчет прямого потока вязкой жидкости в шнековом нагнетателе. – Тр./НИИВТ, 1991, вып. 254, с. 12 – 23.

3. Лукин Н.В., Репин Ф.Ф., Русецкая Г.В., Яковлев С.Г. Радиальный насос трения для вязких жидкостей. Материалы международной конференции «Кораблестроение и океанотехника. Проблемы и перспективы», ч. 2, г. Владивосток, 1998, с. 51 – 55.



4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1970. – с. 904.
5. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Наука, 1973. – с. 870.
6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960. – с. 682.
7. Идельчик А.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: 1975. - с. 559.
8. Башта Т.Н. Гидравлика, гидромашины и гидропривод. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
9. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1986. – 364 с.

