

Исследование потока жидкости в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевой машины

Ю. М. Вертепов¹⁾

¹⁾ Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, г. Сумы, Украина

Article info:

Paper received:

March 13, 2017

The final version of the paper received:

May 27, 2017

Paper accepted online:

May 30, 2017

Correspondent Author's Address:

info@kttf.sumdu.edu.ua

Статья посвящена определению гидродинамических потерь мощности на трение жидкости в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевой машины. Эти потери соизмеримы по величине с гидродинамическими потерями в рабочем колесе. Сложность в оптимизации энергетических характеристик жидкостнокольцевой машины заключается также в наличии термодинамических потерь на сжатие газа в рабочих ячейках и газодинамических потерь при движении рабочей среды через окна машины, потерь на сжатие перетечек газа через торцевые зазоры между колесом и стенками лобовин и через мертвый объем.

Все эти потери должны совместно учитываться при выборе оптимальных геометрических размеров машины. Природа этих всех видов потерь мощности различна и определяется влиянием разных геометрических факторов, что определяет сравнительно низкий изотермический коэффициент полезного действия этой машины среди других типов ротационных машин (не выше 35–40 %).

Ключевые слова: колесо, потери, мощность, угловой размер, скорость, всасывающее и нагнетательное окна.

1. ВВЕДЕНИЕ

Жидкостнокольцевые машины (ЖКМ) широко применяются для работы в различных отраслях производства в качестве компрессоров и вакуумных насосов благодаря таким преимуществам, как простота конструкции, уравновешенность, надежность в эксплуатации, равномерность подачи рабочего тела, возможность работать на агрессивных и взрывоопасных средах, содержащих пары, капельную жидкость и твердые включения. К недостаткам ЖКМ относится необходимость отделения сжимаемого рабочего тела от рабочей жидкости на нагнетании, нерегулируемая система газораспределения и большая мощность гидродинамических потерь, снижающая КПД.

Эффективная мощность N_e состоит из мощности на сжатие рабочего тела $N_{сж}$, мощности гидродинамических потерь N_G на перемещение жидкостного кольца и мощности $N_{тр}$ на преодоление механического трения в уплотнениях ротора и подшипниках (не более 0,01–0,015 от N_e). Процесс сжатия рабочего тела в ЖКМ близок к изотермическому с показателем политропы сжатия $n = 1,05–1,1$, а мощность $N_{сж}$ определяется по соответствующей формуле [1].

В свою очередь, мощность гидродинамических потерь N_G , Вт, состоит из мощности $N_{БЛ}$ на преодоление трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве между колесом и внутренней стенкой корпуса и мощности N_K ,

затрачиваемой при движении рабочей жидкости в межлопаточных каналах колеса и на вход и выход ее в колесо, поэтому

$$N_G = N_{БЛ} + N_K. \quad (1)$$

Для расчета потерь мощности в рабочем колесе N_K можно использовать подход, основанный на теории подобия гидромеханических процессов для течения жидкости в лопаточном пространстве ЖКМ. Машины стандартизованного ряда [2] имеют рабочие колеса сходной конструкции и одинаковый осевой подвод и отвод газа. КПД колеса этих машин η_K определяется приведенным расходом рабочей жидкости Q' и приведенной частотой вращения колеса n' , а затем рассчитывается величина N_K , Вт, по формуле

$$N_K = \gamma_{ж} \cdot Q_{ж} \cdot H_T \cdot (1 - \eta_K), \quad (2)$$

где $Q_{ж}$ – объемный расход жидкости через колесо, м³/с; H_T – создаваемый колесом теоретический напор, м; $\gamma_{ж}$ – удельный вес рабочей жидкости, Н/м³.

Величины Q' , n' , $Q_{ж}$ и H_T можно рассчитать через частоту вращения колеса, а также линейные и угловые размеры машины [3], представленные на рис. 1.

Течение жидкости в безлопаточном пространстве ЖКМ большинством авторов рассматривалось как течение в открытом канале прямоугольного сечения с шириной, равной осевой ширине рабочего колеса, и

высотой, изменяющейся от зазора Δ между колесом и внутренней стенкой корпуса в верхнем сечении машины до удвоенного эксцентриситета $2e$ в нижнем ее сечении [7, 8]. Гидравлические потери в таком канале определялись по методике [9]. Такой подход приводит к занижению этих потерь на 7–8 %, поскольку сверху данный канал перекрывается лопатками вращающегося рабочего колеса и не является открытым.

Целью статьи является уточнение методики расчета потерь мощности на трение жидкости в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевых вакуумных насосов.

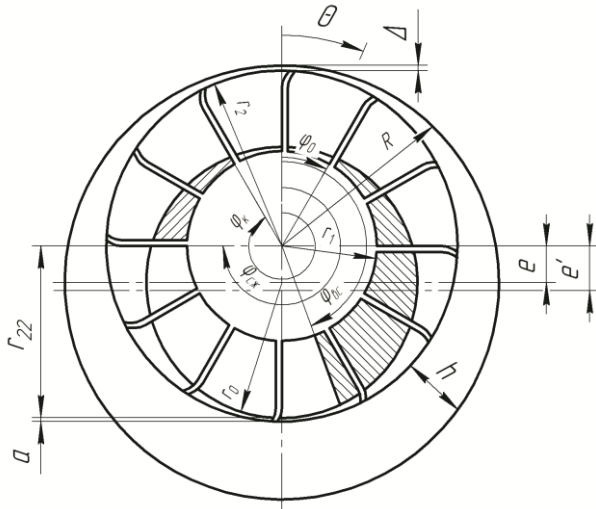


Рисунок 1 – Поперечное сечение и окна ЖКМ

2. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Течение жидкости в безлопаточном пространстве ЖКМ можно рассматривать как течение в закрытом канале прямоугольного сечения с шириной b , равной ширине рабочего колеса, и высотой h , м:

$$h = e + \Delta - e \cdot \cos \Theta, \quad (3)$$

где e – эксцентриситет машины, м; Δ – минимальный зазор между колесом и корпусом, м; Θ – угол поворота колеса, отсчитываемый от точки расположения этого минимального зазора, град.

Гидравлический радиус потока R_r , м, в безлопаточном пространстве равен

$$R_r = \frac{hb}{2h + b}. \quad (4)$$

Число Рейнольдса потока в безлопаточном пространстве на угле поворота колеса Θ равно

$$Re = \frac{4 \cdot v_{exp} \cdot R_r}{\nu_{жс}}, \quad (5)$$

где $\nu_{жс}$ – кинематическая вязкость рабочей жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; v_{exp} – средняя скорость жидкости в безлопаточном пространстве на угле поворота колеса Θ , осредненная как в радиальном направлении, так и вдоль оси колеса, $\text{м}/\text{с}$.

Поскольку режим движения жидкости в безлопаточном пространстве ЖКМ всегда турбулентный [1], то коэффициент гидравлического трения определяется формулой А. Д. Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\text{э}}}{4 \cdot R_r} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (6)$$

где $K_{\text{э}}$ – эквивалентная шероховатость внутренней стенки корпуса, определяемая его технологией и механической обработки, м.

Гидравлический уклон для течения жидкости в безлопаточном пространстве равен [1]:

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda_r}}. \quad (7)$$

Для упрощения расчетов внутреннюю поверхность жидкостного кольца можно описать окружностью радиусом $r_0 = (r_{22} + r_1)/2$, м, с центром, отстоящим от центра корпуса на расстояние e' , м:

$$e' = \frac{r_{22} - r_1}{2},$$

где $r_{22} = r_2 - a$, м; a – погружение концов лопаток колеса в жидкостное кольцо при $\Theta = 180^\circ$, м; r_2 – наружный радиус колеса, м; r_1 – средний радиус втулки колеса, м.

Углы открытия и закрытия окна всасывания обозначаются как φ_0 и $\varphi_{вс}$, а углы открытия и закрытия окна нагнетания – как $\varphi_{сж}$ и $\varphi_{к}$. При числе лопаток колеса z угловой размер рабочей ячейки равен $2\pi/z$, а его половина равна π/z .

Экспериментальные исследования поля скоростей жидкости в безлопаточном пространстве ЖКМ и давлений газа в рабочих ячейках машины по углу поворота рабочего колеса Θ [4, 5] подтвердили, что процессы в газожидкостном потоке ЖКМ происходят в соответствии с уравнением Бернулли. Поэтому при расчете потерь мощности $N_{Бл}$ можно принять допущения:

1. Давление газа на внутренней поверхности жидкостного кольца в пределах всасывающего и нагнетательного окон постоянно и равно давлению в соответствующем патрубке ЖКМ, а скорости жидкости в безлопаточном пространстве в этих пределах постоянны и равны $v_{вс}$ и $v_{н}$, а за этими пределами скорость v_{exp} изменяется линейно.

2. Коэффициент гидравлического трения потока в безлопаточном пространстве ЖКМ можно принимать как среднеарифметический для различных по углу поворота колеса Θ сечений жидкостного кольца.

3. Отсчет углов поворота рабочей ячейки ведется от ее угловой середины. Экспериментально полученная зависимость средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве от угла поворота колеса Θ для серийно выпускаемого вакуумного насоса ВВН-12 [4] показана на рис. 2.

Если угол $\Theta = \pi - \alpha_{вс}$ больше π/z , то после

отсоединения ячейки от окна всасывания в ней происходит дальнейшее расширение газа, связанное с понижением его давления [5], приводящее к дополнительному повышению средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве до скорости $v'_{вс} > v_{вс}$ на угле $\Theta = \pi + \pi/z$ [4]. После закрытия окна нагнетания на угле $\Theta = \varphi_k + \pi/z$ давление газа в ячейке продолжает возрастать [5] до тех пор, пока ячейка не пройдет точку наименьшего зазора между внутренней поверхностью жидкостного кольца и втулкой колеса, которой соответствует угол $\Theta = \alpha_m$, при этом средняя скорость жидкости снизится до величины v_m [4]. Скорости жидкости $v_{вс}$, v_n , $v'_{вс}$ и v_m можно выразить в относительном виде через окружную скорость на выходе колеса u_2 . Относительные величины этих скоростей зависят от углов открытия и закрытия окон, окружной скорости рабочего колеса u_2 , режима работы ЖКМ и ее внутренней геометрии. Для машины ВВН-12 при $u_2 = 16,8$ м/с, вакууме на всасывании 70 % и числе лопаток колеса $z = 18$ получается [6]:

$$\frac{v_{вс}}{u_2} = 1,04, \frac{v'_{вс}}{u_2} = 1,15, \frac{v_n}{u_2} = 0,66, \frac{v_m}{u_2} = 0,5.$$

Разность углов $\varphi_m - (\varphi_k + \pi/z)$ невелика и не превышает $5-7^\circ$. Поэтому расчетную схему поля средних скоростей жидкости в безлопаточном пространстве ЖКМ можно представить линейными участками I и II и участками с постоянными скоростями $v_{вс}$ и v_n (рис. 2).

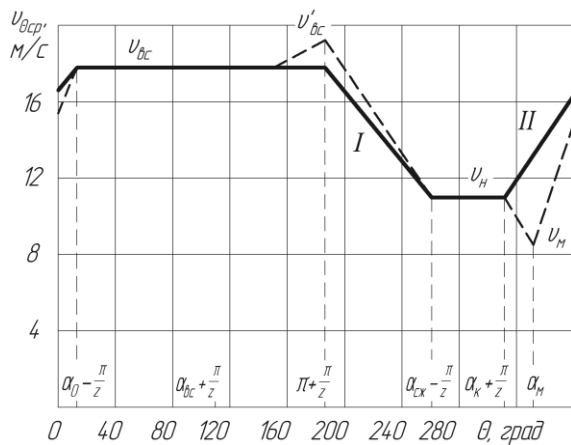


Рисунок 2 – Схематизация поля скоростей в безлопаточном пространстве ЖКМ

Мощность на трение жидкости $N_{БЛ}$, кВт, в безлопаточном пространстве ЖКМ равна

$$N_{БЛ} = \frac{M \cdot \omega}{1000}, \quad (8)$$

где M – момент силы трения жидкости в безлопаточном пространстве, Н·м; ω – угловая скорость рабочего колеса, рад/с, причем

$$M = \int_0^{2\pi} \frac{\gamma_{сжк} \cdot v_{\Theta}^2}{C^2} \cdot \left(r_2 + \frac{h}{2}\right)^2 \cdot (2h + b) \cdot d\Theta. \quad (9)$$

В соответствии с расчетной схемой поля средних скоростей жидкости в безлопаточном пространстве (рис. 2) величину M , Н·м, можно представить в виде суммы слагаемых

$$M = M_{вс} + M_n + M_I + M_{II}, \quad (10)$$

где

$$M_{вс} = \frac{v_{вс}^2 \cdot \gamma_{сжк}}{C^2} \cdot \int_{\varphi_{вс} - \frac{\pi}{z}}^{\varphi_{вс} + \frac{\pi}{z}} \left(\frac{h^3}{2} + h^2 \cdot a + h \cdot d + b \cdot r_2^2\right) \cdot d\Theta, \quad (10)$$

$$M_n = \frac{v_n^2 \cdot \gamma_{сжк}}{C^2} \cdot \int_{\varphi_k - \frac{\pi}{z}}^{\varphi_k + \frac{\pi}{z}} \left(\frac{h^3}{2} + h^2 \cdot a + h \cdot d + b \cdot r_2^2\right) \cdot d\Theta, \quad (11)$$

$$M_I = \frac{\gamma_{сжк}}{C^2} \cdot \int_{\pi + \frac{\pi}{z}}^{\varphi_{сжк}} \left(\frac{h^3}{2} + h^2 \cdot a + h \cdot d + b \cdot r_2^2\right) \times$$

$$\times \left[v_{вс} - \frac{\Theta - \left(\pi + \frac{\pi}{z}\right)}{\varphi_{сжк} - \pi - \frac{2\pi}{z}} \cdot (v_{вс} - v_n) \right]^2 d\Theta,$$

$$M_{II} = \frac{\gamma_{сжк}}{C^2} \cdot \int_{\varphi_k + \frac{\pi}{z}}^{\varphi_0 - \frac{\pi}{z} + 2\pi} \left(\frac{h^3}{2} + h^2 \cdot a + h \cdot d + b \cdot r_2^2\right) \times$$

$$\times \left[v_n - \frac{\Theta - \left(\varphi_k + \frac{\pi}{z}\right)}{\varphi_0 - \varphi_k + 2\pi - \frac{2\pi}{z}} \cdot (v_{вс} - v_n) \right]^2 d\Theta, \quad (13)$$

причем $a = 2 \cdot r_2 + b/4$; $d = 2r_2^2 + br_2$ – величины в подынтегральных выражениях (10)–(13).

Выполняя интегрирование формул (10)–(13) и пренебрегая членами, в которых входит величина h во второй и более высоких степенях, получаем результаты интегрирования, по которым рассчитывается момент трения M [6].

3. ВЫВОДЫ

Расчеты величины потерь $N_{БЛ}$ по предполагаемой методике показывают, что по величине они сравнимы с потерями в колесе N_k и при расчете мощности гидродинамических потерь $N_{Г}$ в ЖКМ ими пренебрегать нельзя, поскольку обе они определяют выбор оптимальных геометрических параметров ЖКМ, задаваемых при ее проектировании.

Investigation of fluid flow in the space of a liquid-ring vehicle

Yu. M. Vertepov¹⁾

¹⁾ *Sumy State University, 2 Rymskogo-Korsakova St., 40007, Sumy, Ukraine*

The article is devoted to defining of hydrodynamic power losses of liquid in liquid-ring machine, in its free blade area. The losses may be compared with those in working wheel. The complexity of optimization energy characteristics of liquid-ring machine consists of thermodynamic losses of gas compression in working area and gasdynamic losses, connected with gas flow in machine windows, losses connected with gas movement across dead volume and inner clearances. All this losses must be accounted for optimal geometric sizes choice. This losses have different nature and depend on different geometric factors. This is the reason of low liquid-ring machines efficiency (about 35–40 %).

Keywords: wheel, losses, power, angle size, velocity, suction and discharge ports.

Дослідження потоку рідини в безлопатевому просторі рідиннокільцевої машини

Ю. М. Вертепов¹⁾

¹⁾ *Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, м. Суми, Україна*

Стаття присвячена знаходженню гідродинамічних втрат потужності на тертя рідини у безлопатевому просторі рідиннокільцевої машини. Ці втрати порівнянні з гідродинамічними втратами у робочому колесі. Труднощі оптимізації енергетичних характеристик рідиннокільцевої машини полягають також у наявності термодинамічних втрат на стискання газу в робочих порожнинах і газодинамічних втрат під час руху робочого середовища через вікна машини, втрат на стискання перетікань газу крізь торцові зазори між колесом і стінками лобовин і через мертвий об'єм.

Усі ці втрати повинні сумісно враховуватися для вибору оптимальних геометричних розмірів машини. Природа всіх цих втрат потужності різна і визначається впливом різних геометричних факторів, що призводить до низького ізотермічного коефіцієнта корисної дії цієї машини порівняно з іншими типами ротаційних машин (не більше ніж 35–40 %).

Ключові слова: колесо, втрати, потужність, кутловий розмір, швидкість, всмоктувальне і нагнітальне вікна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Фролов Е. С. Вакуумная техника : справочник / Е. С. Фролов. – Москва : Машиностроение, 1985. – 360 с.
2. ОСТ 26-12-1113-74 «Машины водокольцевые. Типы и основные параметры». Минхимнефтемаш. – Москва, 1974. – 12 с.
3. Автономова И. В. Определение потерь мощности в рабочем колесе водокольцевых вакуум-насосов / И. В. Автономова, Ю. М. Вертепов // Известия вузов. – Москва : Машиностроение, 1980. – № 3. – С. 22–23.
4. Вертепов Ю. М. Экспериментальное определение поля скоростей в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевого вакуум-насоса / Ю. М. Вертепов // Реф. сб. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ «Химическое и нефтяное машиностроение». – Москва : Машиностроение, 1978. – № 5. – С. 19–21.
5. Лубенец В. Д. Индицирование давлений газа в рабочих ячейках жидкостнокольцевых машин / В. Д. Лубенец // Известия вузов. – Москва : Машиностроение, 1980. – № 5. – С. 69–73.
6. Вертепов Ю. М. Расчетное определение мощности гидродинамических потерь в жидкостнокольцевых машинах / Ю. М. Вертепов, И. В. Автономова // Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1979. – № 311, Вып. 5. – С. 91–104.
7. Караганов Л. Т. Расчет основных параметров жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров / Л. Т. Караганов, Е. И. Прямыцын // Сб. Аппараты и машины кислородных и криогенных установок. – Москва : Машиностроение, 1974. – Вып. 14. – С. 38–43.
8. Райзман И. А. Расчетное определение гидравлических потерь в жидкостнокольцевом вакуум-насосе / И. А. Райзман, А. И. Лукьянова // Сб. Вакуумная техника. – Казань : Таткнигиздат, 1970. – Вып. 2. – С. 14–18.
9. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1975. – 480 с.

REFERENCES

1. Frolov, E. S. (1985). Vakuumnaya tekhnika. Spravochnik. Moscow, Mashinostroenie [in Russian].
2. OST 26-12-1113-74 "Mashiny vodokol'cevye. Tipy i osnovnye parametry". (1974). Minhimneftemash, Moscow [in Russian].
3. Avtonomova, I. V., Vertepov, Yu. M. (1980). Opredelenie poter' moshchnosti v rabochem kolese vodokol'cevykh vakuumnasosov. Izvestiya VUZov, No. 3. Moscow, Mashinostroenie, 22–23 [in Russian].
4. Vertepov, Yu. M. (1978). Eksperimental'noe opredelenie polya skorostej v bezlopatochnom prostranstve zhidkostnokol'cevogo vakuumnasosa. Ref. sb. CINTI-HIMNEFTEMASH "Himicheskoe i neftyanoe mashinostroenie", No. 5. Moscow, Mashinostroenie, 19–21. [in Russian].
5. Lubenec, V. D. (1980). Indicirovanie davlenij gaza v rabochih yachejkah zhidkostnokol'cevykh mashin. Izvestiya VUZov, No. 5. Moscow, Mashinostroenie 69–73. [in Russian].
6. Vertepov, Yu. M., Avtonomova, I. V. (1979). Raschetnoe opredelenie moshchnosti gidrodinamicheskikh poter' v zhidkostnokol'cevykh mashynah. Trudy MVTU im. N. E. Baubmana, No. 311, Issue 5. Moscow, 91–104. [in Russian].
7. Karaganov, L. T., Pryamicyn, E. I. (1974). Raschet osnovnykh parametrov zhidkostnokol'cevykh vakuum-kompressorov. Sb. Apparaty i mashiny kislorodnykh i kriogennykh ustanovok, Issue 14. Moscow, Mashinostroenie, 38–43 [in Russian].
8. Rayzman, I. A., Lukyanova, A. I. (1970). Raschetnoe opredelenie gidravlicheskh poter' v zhidkostnokol'cevom vakuumnasose. Sb. Vakuumnaya tekhnika, Issue 2. Kazan', Tatknigizdat, 14–18 [in Russian].
9. Idel'chik, I. E. (1975). Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam. Moscow, Mashinostroenie, 1975. [in Russian].