Тип статьи: научная
УДК 621.516
DOI: 10.35887/2305-2538-2023-5-64-77

РАСЧЁТ КОМБИНИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Дмитрий Вячеславович Никитин [1], Павел Александрович Галкин [2], Юрий Викторович Родионов [3], Михаил Сергеевич Абрамов [4], Наталья Владимировна Майстренко [5], Ольга Анатольевна Гливенкова [6]

[1,2,3,4,5,6] *Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов, Россия*
[1,3]*Мичуринский государственный аграрный университет, г. Мичуринск, Россия*
[1]dmitryndv@gmail.com, https://orcid.org/0000-0001-5885-2300
[2]paragam@inbox.ru, https://orcid.org/0009-0006-2643-9419
[3]rodionow.u.w@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0001-9601-9555
[4]mikhail_abr37@mail.ru, https://orcid.org/0009-0004-0223-5118
[5]maystrenko.nv@yandex.ru, https://orcid.org/0009-0005-6009-2634
[6]olga-glivenkova@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0002-9152-5958

Автор ответственный за переписку: Юрий Викторович Родионов, rodionow.u.w@rambler.ru
Corresponding author: Yuri Rodionov, rodionow.u.w@rambler.ru

Реферат. *Жидкостнокольцевые вакуумные насосы широко используются во многих сферах агропромышленного комплекса, в частности для процессов доения, хранения растительных материалов, их сушки и экстрагирования, а также пневмотранспорта. Выявлено, что, один из основных недостатков жидкостнокольцевых вакуумных насосов - низкий КПД (25-50%) часто обусловлен гидравлическими потерями при вращении жидкостного кольца о неподвижный корпус, а также неточными физическими предпосылками в уравнениях, описывающих движение жидкостного кольца - двухфазного турбулизированного потока в рабочей полости насоса. Как следствие, методика инженерного расчета насоса приводит к завышенным расчетным значениям эксплуатационных характеристик на стадии проектирования. В этой связи предложена комбинированная конструкция жидкостнокольцевого вакуумного насоса с вращающимся корпусом, в которой, вращение может передаваться от лопаток рабочего колеса лопаткам корпуса (в случае малой и средней быстроты действия типоразмера насоса), посредством эвольветного зацепления, либо от лопаток корпуса лопаткам рабочего колеса (в случае большой и особо большой быстроты действия). За основу расчета жидкостного кольца принято уравнение неразрывности, условие устойчивости жидкостного кольца и порог возникновения кавитационных явлений, а также коэффициент, характеризующий падения скорости для турбулентного движения в безлопаточном пространстве по областям (всасывания, максимальная, сжатия, нагнетания). При этом механизм движения жидкостного кольца в рабочей полости насоса представлен физическими процессами в виде взаимодействия двух силовых потоков: гидравлический поток рабочей жидкости и термодинамический поток газовой среды. В расчете основного эксплуатационного параметра насоса – действительной быстроты действия, учтено испарение капель жидкости вследствие изменения температуры жидкостного кольца. Аналитически определены усилия, действующих на вращающееся колесо и вращающийся корпус комбинированной конструкции жидкостнокольцевого вакуумного насоса*.

Ключевые слова: *жидкостнокольцевой вакуумный насос; вращающийся корпус; зацепление с эвольвентным профилем; эффективная мощность; быстрота действия.*

CALCULATION OF COMBINED DESIGN OF LIQUID RING VACUUM PUMP

Dmitry Nikitin [1], Pavel Galkin [2], Yuri Rodionov [3], Mikhail Abramov [4], Natalia Maistrenko [5], Olga Glivenkova [6]

[1,2,3,4,5,6] *Tambov State Technical University, Tambov, Russia*
[1,3] *Michurinsk State Agrarian University, Michurinsk, Russian*
[1]dmitryndv@gmail.com, https://orcid.org/0000-0001-5885-2300
[2]paragam@inbox.ru, https://orcid.org/0009-0006-2643-9419
[3]rodionow.u.w@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0001-9601-9555
[4]mikhail_abr37@mail.ru, https://orcid.org/0009-0004-0223-5118
[5]maystrenko.nv@yandex.ru, https://orcid.org/0009-0005-6009-2634
[6]olga-glivenkova@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0002-9152-5958

Abstract. *Liquid ring vacuum pumps are widely used in many areas of the agro-industrial complex, in particular for milking processes, storage of plant materials, their drying and extraction, as well as pneumatic transport. It has been revealed that one of the main disadvantages of liquid ring vacuum pumps - low efficiency (25-50%) is often caused by hydraulic losses during rotation of the liquid ring on a stationary body, as well as inaccurate physical prerequisites in the equations describing the movement of the liquid ring - a two-phase turbulent flow in the working pump cavity. As a consequence, the pump engineering calculation method leads to overestimated performance characteristics at the design stage. In this regard, a combined design of a liquid ring vacuum pump with a rotating casing has been proposed, in which rotation can be transmitted from the impeller blades to the casing blades (in the case of low and medium speed pump size), through involute engagement, or from the casing blades to the impeller blades (in in case of high and especially high speed of action). The basis for calculating the liquid ring is the continuity equation, the stability condition of the liquid ring and the threshold for the occurrence of cavitation phenomena, as well as a coefficient characterizing the drop in speed for turbulent motion in a bladeless space in areas (suction, maximum, compression, discharge). In this case, the mechanism of movement of the liquid ring in the working cavity of the pump is represented by physical processes in the form of the interaction of two power flows: the hydraulic flow of the working fluid and the thermodynamic flow of the gaseous medium. When calculating the main operating parameter of the pump - the actual speed of action - the evaporation of liquid droplets due to changes in the temperature of the liquid ring was taken into account. The forces acting on the rotating wheel and the rotating body of the combined design of a liquid ring vacuum pump are determined analytically.*

Keywords *liquid ring vacuum pump, rotating casing, involute meshing, efficient power, fast action.*

Для цитирования: Никитин Д.В., Галкин П.А., Родионов Ю.В., Абрамов М.С., Майстренко Н.В., Гливенкова О.А. Расчет комбинированной конструкции жидкостнокольцевого вакуумного насоса // Наука в Центральной России. 2023. Т. 65, № 5. С. 64-77. https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-5-64-77.

For citation: Nikitin D., Galkin P., Rodionov Yu., Abramov M., Maistrenko N., Glivenkova O. Calculation of combined design of liquid ring vacuum pump. *Nauka v central'noj Rossii* = Science in the Central Russia: 2023; 65(5): 64-77. (In Russ.) https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-5-64-77.

Введение. Вакуумные насосы находят широкое применение во многих сферах агропромышленного комплекса (АПК). Они используются для создания вакуума в доильных установках, поскольку перемещают молоко от доильных аппаратов в хранилища, не позволяя молоку загрязняться, а также впитывать запах [1]. Также они применяются для организации систем пневмотранспорта, перемещая сыпучий материал, обеспечивая высокую скорость процесса, чистоту сырья и взрывобезопасность, что особенно важно при транспортировании порошков [2]. Помимо этого, вакуум применяются для сушки, экстрагирования, выпаривания [3, 4].

Наиболее приемлемыми для этих целей в АПК используются жидкостнокольцевые вакуумные насосы (ЖВН), которые обладают неоспоримыми преимуществами в сравнении с другими типами вакуумных насосов. ЖВН могут откачивать воздух, содержащий пары, капельную жидкость и

твёрдые включения, обладает низким уровнем шума и вибраций, а также не загрязняет окружающую атмосферу парами масла [5].

ЖВН разделяют на одно- и двухступенчатые. Применение второго типа насосов оправдано в случае, когда необходимо получить в процессах большую глубину вакуума. Для большинства же технологических процессов достаточно использование одноступенчатых ЖВН. На кафедре «МИГ» ФГБОУ ВО «ТГТУ» разработана комбинированная конструкция жидкостнокольцевого вакуумного насоса (ЖВН КМ), в которой применены регулируемое нагнетательное окно и кинематическое замыкание рабочего колеса с вращающимся корпусом (рисунок 1). Данные технологические внедрения способствуют значительному снижению мощности, затрачиваемой на работу насоса, стабилизации давления разряжения [6].

Цель статьи. Совершенствование методики расчета жидкостного кольца вакуумного насоса, комбинированной модификации для определения быстроты действия, мощности, потребляемой на процесс, расчета усилий действующие на узлы насоса.

Материалы и методы. В различное время проектированием конструктивных параметров ЖВН занимались и продолжают заниматься ряд российских и иностранных учёных, в частности Лубенец В.Д., Галич В.П., Райзман И.А., Автономова И.В., Никитин Д. В. [7-11]. Основой расчетов ЖВН является определение жидкостного кольца. Расчёты вакуумных процессов АПК с использованием ЖВН показаны в работах Курочкина А.А., Матвеева А.Н., Поповой И.В., Родионова Ю.В. (докторская диссертация), и других исследователей [12-18]. Для определения аналитической методики рассматриваем базовые литературные источники по этой теме. При работе ЖВН, у которого корпус является неподвижным, происходит трение жидкостного кольца о корпус, что приводит к нагреву жидкостного кольца и газа, а также к увеличению расхода энергии. [19]. С целью уменьшения трения жидкостного кольца о корпус вакуумного насоса, последний изготовляется вращающимся за счет эвольвентного зацепления лопаток рабочего колеса и лопаток корпуса. При этом корпус ЖВН свободно устанавливается в подшипниках, ось которого эксцентрична относительно оси рабочего колеса. [20] При работе, в зависимости от быстроты действия вакуумного насоса, а соответственно и массогабаритных характеристик, вращение может передаваться либо от рабочего колеса, (в случае малой и средней быстроты действия) лопатки которого входят в эвольвентное зацепление с лопатками вращающегося корпуса, либо от корпуса (в случае большой и особо большой быстроты действия). В результате вращения корпуса трение жидкостного кольца о его стенки уменьшается, а, следовательно, снижается расход мощности на валу вакуумного насоса, уменьшается нагрев рабочей жидкости и газа, что уменьшает энергозатраты на вращения жидкостного кольца в безлопаточном пространстве [21]. Дальнейшее усовершенствование данного направления идет по пути применения в элементах зацепления полимерных материалов [22]. Уменьшение энергетических затрат в ЖВН также достигается изменением размера зоны сжатия и окна нагнетания, и, как следствие, уменьшение давления сжатия.

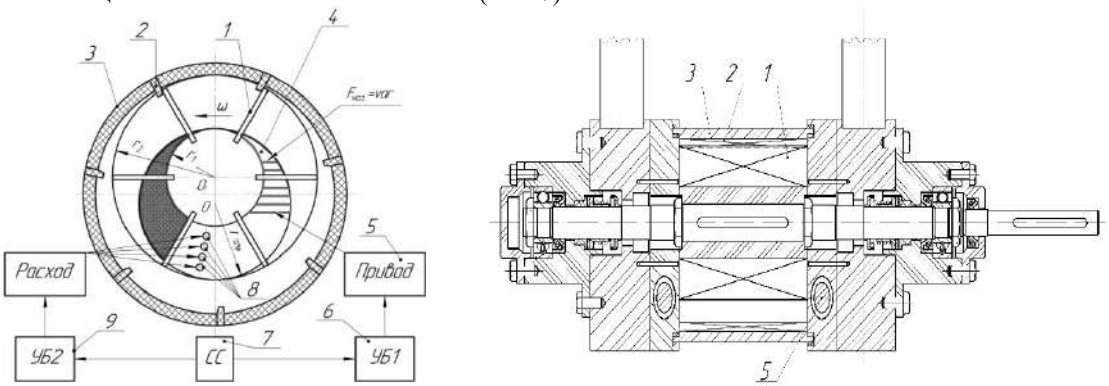
Экспериментальные исследования жидкостнокольцевых вакуумных насосов проведены в лаборатории НОЦ ТГТУ-МичГАУ «Экотехнологии им. Ю.Г. Скрипникова» ФГБОУ ВО «ТГТУ».

Результаты и обсуждение.

Для определения быстроты действия, мощности, потребляемой на процесс вакуумирования, расчета усилий действующие на узлы данного вакуумного насоса необходимо знать форму жидкостного кольца, которая может быть определена аналитическим путем с учетом изменения давления газа в процессе сжатия.

Схема одноступенчатого ЖВН КМ представлена на рисунке 1. Одноступенчатый вакуумный насос состоит и вращающего корпуса (поз. 3) с лопатками описанной эвольвентой кривой (поз. 2), при приводе за корпус с помощью механической передачи (ременной) они приводят во вращения рабочее колесо (поз. 1). Окно нагнетания (поз. 4) оснащено механизмом регулирования проходного сечения, приводимый в действие при помощи привода (поз. 5) под управлением блока (поз. 6). Блок управления (поз. 6) принимает от системы слежения (поз. 7) сигнал о параметрах рабочего процесса (температура и расход дополнительно подаваемой рабочей жидкости, давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах) и рабочих характеристиках ЖВН КМ (эффективная мощность, быстрота действия). Для подачи дополнительной рабочей жидкости

всасывающая область оснащена штуцерами (поз. 8), которые управляются блоком (поз. 9), принимающий сигнал от системы слежения (поз. 7).



а) б)

1 – рабочее колесо; 2 – лопатки рабочего колеса, описанные по эвольвентной кривой; 3 – вращающий корпус с лопатками; 4 – окно нагнетания; 5 – привод; 6 – блок управления; 7 – система слежения; 8 – штуцеры всасывающей области; 9 – блок управления

Рисунок 1 – Эскиз жидкостнокольцевого вакуумного насоса комбинированной модификации ЖВН КМ: а) поперечный разрез, б) продольный разрез

Для расчета примем, что корпус ЖВН вращается с окружной скоростью рабочего колеса, умноженного на передаточное число, и определяется как

$$\omega_к = \omega_{рк} u, \tag{1}$$

где: $\omega_к$ – окружная скорость корпуса, $с^{-1}$; $\omega_{рк}$ – окружная скорость рабочего колеса, $с^{-1}$; u – передаточное число.

Из условия устойчивости жидкостного кольца, а также возникновения кавитационных явлений получаем линейную скорость на периферии лопаток рабочего колеса u_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{3\frac{p_н}{\rho_ж} - 2\frac{p}{\rho_ж}}{c_z}}, \tag{2}$$

где $p_н$ – давление нагнетания, кПа; $\rho_ж$ – плотность рабочей жидкости, кг/м3; p – давления всасывания, кПа; c_z – коэффициент, учитывающий форму и число лопаток рабочего колеса.

Тогда угловая скорость рабочего колеса

$$\omega_{рк} = \frac{u}{r_2}, \tag{3}$$

где r_2 – радиус рабочего колеса, м.

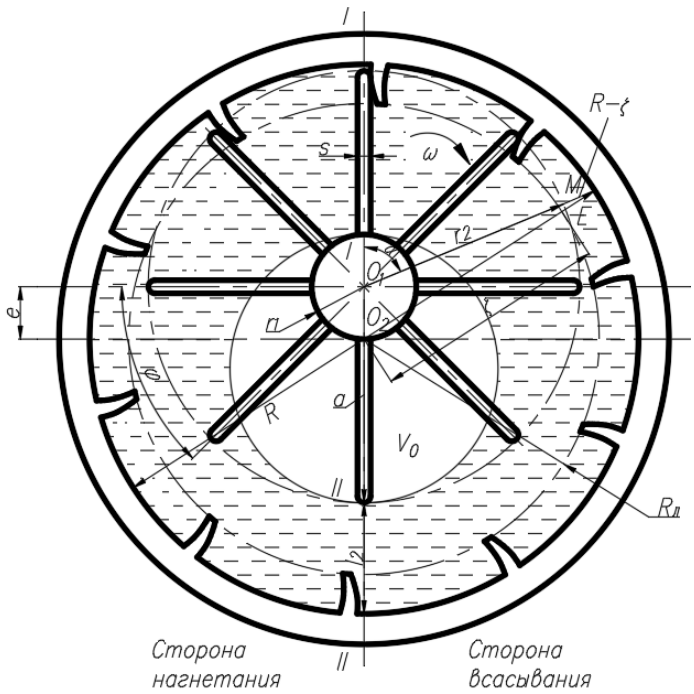


Рисунок 2 – Демонстрация основных геометрических характеристик насоса

Основным технологическим параметром ЖВН является теоретическая быстрота действия, которая находится следующим образом

$$S_{т} = \pi\left(r_{22\varphi}^{2} - r_{1}^{2}\right)b\psi n, \tag{4}$$

где b – ширина корпуса насоса, м; $r_{22\varphi}$ – радиус жидкостного кольца по углу поворота φ, м; r_1 – радиус втулки рабочего колеса, м; ψ – коэффициент, учитывающий уменьшение объема рабочей ячейки за счет толщины лопаток; n – частота вращения рабочего колеса, мин$^{-1}$.

Поскольку для вакуум-насосов быстрота действия изначально известная величина, то значение r_2 находится по формуле

$$r_2 =, \sqrt{\frac{2S_{д}}{\psi u_2 \chi (1-\nu^2)}} \tag{5}$$

где χ – отношение ширины рабочего колеса (b_0) к r_2; ν – отношение r_1 к r_2.

Далее получаем величину эксцентриситета e равную

$$e = \varepsilon r_2, \tag{6}$$

где ε = 0,15 – относительный эксцентриситет.

Число лопаток рабочего колеса

$$z_2 = \pi\sqrt{\frac{1}{3}\frac{R(r_2 - r_1)}{f}\left(1 - \left(\frac{e}{R_{л}}\right)^2\right)}, \tag{7}$$

где R – радиус корпуса, м; f – площадь сечения лопатки в радиальном направлении, м^2; $R_л$ – радиус лопатки на корпусе, м.

Радиус корпуса получим из формулы передаточного числа

$$u = \frac{R}{r_2} = \frac{R}{R-e}. \tag{8}$$

Выражая по правилу пропорции и решая квадратное уравнение получаем:

$$R = e + r_2. \tag{9}$$

Подставляя полученное значение радиуса корпуса и посчитав передаточное число, найдём число лопаток корпуса

$$z_1 = \frac{z_2}{u}. \tag{10}$$

Для определения формы жидкостного кольца необходимо рассмотреть уравнение неразрывности расхода жидкости, циркулирующей через любое радиальное сечение жидкостного кольца с учетом определения средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве

$$Q_{\text{ЖI–I}} = Q_{\text{ЖII–II}}, \tag{11}$$

где $Q_{\text{Ж}}$ – расход жидкости через сечения I-I и II-II соответственно, м^3/сек.

Толщина лопатки приводится к проекции длины лопатки на направления радиуса, проведенного через основание лопатки

$$s = \frac{f}{r_1 - r_2}, \tag{12}$$

где f — площадь сечения лопатки в радиальном направлении, м^2;

Радиус-вектор ζ для любого сечения определяется из треугольника O_1O_2M (рисунок 2)

$$\zeta = \sqrt{r_1^2 + e^2 + 2r_1\, e\cos\alpha}, \tag{13}$$

где α – угол поворота рассматриваемого сечения, отсчитываемый от вертикальной оси вакуумного насоса в сторону вращения, рад.

В формуле 14 справа первая часть выражает количество жидкости, проходящее через данное сечение рабочего колеса, а вторая часть — через соответствующее сечение серпообразного пространства жидкостного кольца.

Количество жидкости, циркулирующей через сечение I-I, равняется

$$Q_{\text{ЖI–I}} = Q_{\text{ЖК}} + Q_{\text{ЖЛК}} =$$

$$= \left(\frac{(R - R_{\text{л}})\left(\frac{R + R_{\text{л}}}{2}\right)}{i} + \frac{(r_2 + r_1)}{2}(r_2 - r_1) \right) \omega_{\text{рк}} b_0, \tag{14}$$

где $Q_{\text{ЖК}}$ – объемное количество жидкости в лопатках рабочего колеса, м^3/с; $Q_{\text{ЖЛК}}$ – объемное количество жидкости в лопатках корпуса, м^3/с; i – передаточное отношение.

$$Q_{\text{в}} = \left[\left(r_2^2 - r_1^2\right) - \frac{z_1 s}{\pi}\left(r_2 - r_1\right) \right] \frac{b_0 \omega_{\text{рк}}}{2}, \tag{15}$$

Линейная скорость на периферии лопатки рабочего колеса определяется как

$$v \approx r_2 \omega_{\text{рк}}, \tag{16}$$

Среднюю скорость жидкостного кольца в сечении II-II можно с небольшой погрешностью принять равной окружной скорости корпуса на радиусе r_2, т.е.

$$v_{ср} = \psi r_2 \omega_{рк}, \tag{17}$$

Тогда, исходя из условия неразрывности потока, толщину жидкостного кольца l_2 в сечении II-II можно определить из уравнения

$$Q_{ЖП-II} = Q_{ЖК} + Q_{БП} + Q_{ЖЛК} =$$

$$= \left(\frac{(R - R_л)\left(\frac{R + R_л}{2}\right)}{i} \omega_{лр} + (R_л - r_2)V_{ср} + \left((r_2 - r_{22\varphi})\left(\frac{r_2 + r_{22\varphi}}{2}\right)\right)\omega_{рк} \right) b_0, \tag{18}$$

где $Q_{БП}$ – объемное количество жидкости в безлопаточном пространстве, м^3/с; $V_{ср}$ – средняя скорость движения жидкости в безлопаточном пространстве, м/с.

При этом, толщина жидкостного кольца в сечении II-II находится как

$$l_2 = \frac{Q_{ЖI\text{-}I}}{b\psi r_2 \omega_{рк}}, \tag{19}$$

Величина погружения лопаток рабочего колеса a в жидкостное кольцо в нижней его части

$$a = R + e - r_2 - l_2, \tag{20}$$

Если величина a окажется положительной, то лопатки рабочего колеса не будут погружаться в жидкостное кольцо в нижней его части, если a отрицательно, то колесо погружается в жидкость. Эксперименты показали, что форма жидкостного кольца во всасывающей полости и в полости сжатия разная.

Скорость движения жидкостного кольца во всасывающей полости изменяется от величины $r_2\omega$ в сечении I-I до $\psi r_1\omega$ в сечении II-II.

Коэффициент падения скорости K в любом промежуточном сечении на стороне всасывания приблизительно пропорционален величине (R – ζ) в этом сечении, т. е. толщине жидкости в серпообразном сечении

$$K = 1 - \beta(R_л - \zeta), \tag{21}$$

Коэффициент пропорциональности β определяется из условий для сечения II-II, где

$$R - \zeta = R - e - r_1; K = \psi, \tag{22}$$

$$\beta = \frac{1 - \psi}{R + e - r_1}, \tag{23}$$

$$\upsilon = [1 - \beta(R - \zeta)] r_1 \omega_{рк}. \tag{24}$$

Введя коэффициент определения падения скорости для турбулентного движения в безлопаточном пространстве по областям (всасывания, максимальная, сжатия, нагнетания), получаем уравнение для определения формы жидкостного кольца во всасывающей полости:

$$Q_в = \left[\left(r_2^2 - r_{22\varphi}^2\right) - \frac{z_1 s}{\pi}\left(r_2 - r_{22\varphi}\right) \right] \frac{b_0 \omega_{рк}}{2} + [1 - \beta(R_л - \zeta)](R_л - \zeta) r_2 \omega_{рк} b, \tag{25}$$

В полости сжатия, в любом сечении жидкостного кольца уравнение справедливо.

Таким образом, форму жидкостного кольца представим физическими процессами в насосе в виде взаимодействия двух силовых потоков: гидравлический поток рабочей жидкости и термодинамический поток газовой среды.

Аналитически данное взаимодействие описывается системой уравнений расхода жидкости для гидравлической системы, представленной выше, и движением тела переменной массы для термодинамической системы. Данный метод позволяет решать задачу по определению ЖК для новых видов ЖВН.

Решение системы уравнений дает возможность определить форму поверхности жидкостного кольца на любом режиме работы. Также могут быть получены и внешние характеристики насоса во всем диапазоне его работы с учетом влияния тепло- и массообмена на рабочий процесс и параметры ЖВН, что позволит создать более оптимальные конструкции насосов и весьма существенно повысит их производительность, а также и КПД.

Определение действительной быстроты действия рассматриваемого вакуумного насоса осуществляем в следующей последовательности. Для ЖВН КМ она находится произведением теоретической быстроты действия на коэффициент подачи

$$S_{\text{д}} = S_{\text{т}}\lambda_{\text{п}}, \tag{26}$$

где $S_{\text{т}}$ – теоретическая быстрота действия; $\lambda_{\text{п}}$ – коэффициент подачи.

При этом, коэффициент подачи данного вакуумного насоса запишем в следующем виде

$$\lambda_{\text{п}} = 1 - \lambda_{\text{З}}, \tag{27}$$

где $\lambda_{\text{З}}$ – коэффициент, учитывающий снижение быстроты действия при испарении капель жидкости вследствие изменения температуры жидкостного кольца.

Коэффициент, учитывающий потери в результате испарения, находим как

$$\lambda_{\text{З}} = \frac{V_1 z_1}{\pi(r_{22\varphi}^2 - r_1^2)b\psi}. \tag{28}$$

Экспериментально установлено, что при отношении давлений в пределах до 10 кПа, коэффициент подачи для ЖВН КМ можно принимать в первом приближении равным $\lambda_{\text{п}} = 0{,}7\ldots0{,}75$.

Находим теоретическую быстроту действия ЖВН КМ свободным объемом ячейки в момент, когда прекращается ее сообщение с всасывающим отверстием. Для этого положения необходимо определить радиус-вектор x из уравнения. Значение ζ должно отвечать углу α, соответствующему сечению жидкостного кольца, в котором находится в этот момент лопатка, замыкающая ячейку.

Теоретическая быстрота действия $S_{\text{т}}$ ЖВН КМ определяется, как

$$S_{\text{т}} =, \left[\left(r_{22\varphi}^2 - r_1^2\right) - \frac{z_1 s}{\pi}\left(r_{22\varphi}^2 - r_1\right)\right]\frac{b_0\omega_{\text{рк}}}{2}, \tag{29}$$

Далее проводим определение усилий, действующих на вращающееся колесо и вращающийся корпус ЖВН КМ.

На ступицу рабочего колеса в каждой ячейке действуют следующие силы:

1) усилие от давления газа P_1, равное произведению давления газа на площадь внутренней поверхности жидкостного кольца.

$$P_1 = p_1\left(r_{22\varphi}\varphi - s\right)b_0, \tag{30}$$

где p_1 — давление газа в ячейке в Па для участка сжатия, определяемое по уравнению; $\varphi = 2\pi/z$ — угол между лопатками в радианах.

2) усилие от давления жидкости в ячейке рабочего колеса на приращение площади жидкостного кольца в ней.

Давление воды в любой точке жидкостного кольца $p_{\text{ж}}$ на расстоянии y от оси колеса

$$p_{\text{ж}} = p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(y^2 - r_{22\varphi}^2\right), \tag{31}$$

где ωy и $\omega r_{22\varphi}$ — скорость жидкости на радиусах y и $r_{22\varphi}$ внутренней поверхности жидкостного кольца.

Элементарное приращение усилия dP_2 от давления воды при переходе от сечения с радиусом y к сечению с радиусом $y+dy$

$$dP_2 = \left[p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(y^2 - r_{22\varphi}^2\right)\right] dy\varphi b_0 = \varphi b_0 \left[p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(y^2 - r_{22\varphi}^2\right)\right] dy, \quad (32)$$

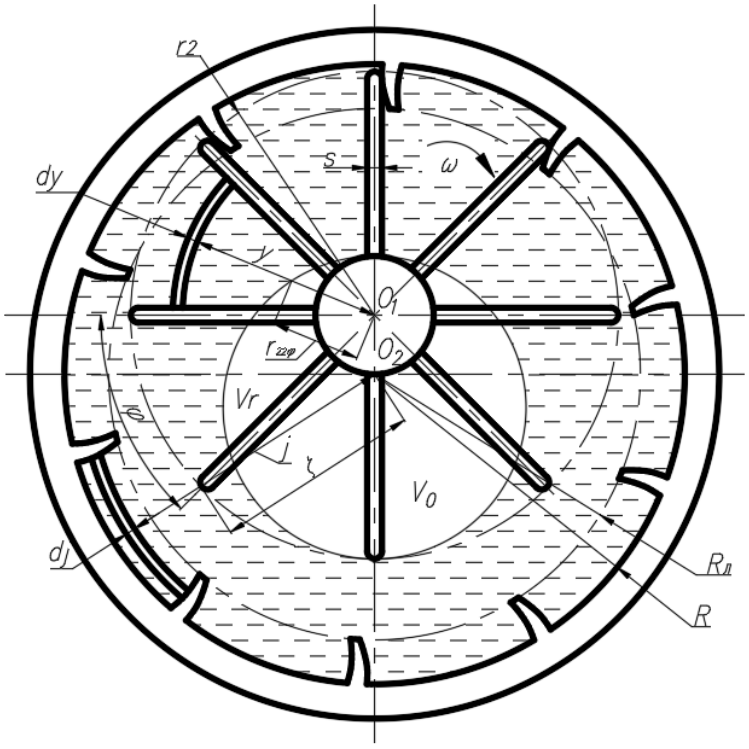


Рисунок 3 – К определению элементарного приращения усилия dP_2

Интегрируя это выражение от $y = r_{22\varphi}$ до $y = r_2$, получаем полное усилие от давления воды внутри ячейки рабочего колеса:

$$P_2 = \varphi b_0 \int_{r_{22\varphi}}^{r_2} \left[p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(y^2 - r_{22\varphi}^2\right)\right] dy =$$
$$= \varphi b_0 \left(r_2 - r_{22\varphi}^2\right)\left[p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(r_2 - r_{22\varphi}^2\right)\left(r_2 + 2r_{22\varphi}^2\right)\right] dy, \quad (33)$$

3) усилие от давления воды P_3, действующее на торцы стенок и лопатки. Давление воды на окружности рабочего колеса:

$$P_3 = p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(r_2^2 - r_{22\varphi}^2\right), \quad (34)$$

При этом, усилие, действующее на торцы стенок и лопатки рабочего колеса, в пределах рассматриваемой ячейки:

$$P_3 = \left[p_1 + \frac{y\omega_{\text{рк}}^2}{2g}\left(r_2^2 - r_{22\varphi}^2\right)\right]\left[r_2\varphi\left(b_{\text{н}} - b_0 + sb_0\right)\right], \quad (35)$$

где $b_{\text{н}}$ — наружная ширина рабочего колеса, м.

Полное усилие в каждой ячейке на ступицу рабочего колеса:

$$P_к = P_1 + P_2 + P_3, \quad (36)$$

Это усилие направлено по среднему радиусу ячейки. Усилие, действующее в каждой ячейке можно разложить на вертикальную составляющую:

$$X = P_{\text{к}} \cos\alpha, \quad (37)$$

и горизонтальную составляющую:

$$Y = P_{\text{к}} \sin\alpha, \quad (38)$$

где α – угол между средним радиусом ячейки и вертикалью.

Одноименные составляющие суммируются для всех ячеек колеса.

Полное усилие на колесо:

$$P_{\text{к.пол}} = \sqrt{\left(\left(\sum X\right)^2 + \left(\Sigma Y\right)^2\right)}, \quad (39)$$

Давление на участок цилиндрической стенки вращающегося корпуса в пределах угла φ между продолжением осей лопаток рабочего колеса слагается из давления на окружности рабочего колеса и давления жидкости на стенку в серпообразном пространстве между рабочим колесом и стенкой корпуса.

Давление в серпообразном пространстве определяется следующим образом. Повышение давления *dp* внутри кольца при переходе от сечения с радиусом *j* (от центра корпуса) к сечению *j* + *dj*.

$$dp = \frac{y}{g} \cdot \frac{v^2}{j} \cdot dj, \quad (40)$$

Принимая скорость всех частиц жидкости в данном сечении постоянной, можно определить суммарное давление p_4 от жидкостного кольца в серпообразном пространстве на стенку корпуса, интегрируя это уравнение в пределах от $j = \zeta$ до $j = R$:

$$p_4 = \frac{v^2 y}{2g}\int_{v}^{R}\frac{dj}{j} = \frac{v^2 y}{g} 2.3\log\frac{R}{\zeta}, \quad (41)$$

Полное давление на участок вращающегося корпуса:

$$p_{\text{вк}} = p_3 + \frac{v^2 y}{g} 2.3\log\frac{R}{\zeta}, \quad (42)$$

где *v* — скорость в серпообразном пространстве, определяемая как:

$$v = \frac{Ax^2 - Bx - F}{b\left(R - \zeta\right)}, \quad (43)$$

Усилие, действующее на участок стенки вращающегося корпуса против каждой ячейки рабочего колеса,

$$P_{\text{вк}} = p_{\text{вк}}(r_2 + R - \zeta)b\varphi, \quad (44)$$

Это усилие разлагается на вертикальную X и горизонтальную Y составляющие:

$$X = P_{\text{вк}} \cos\alpha, \quad (45)$$

$$X = P_{\text{вк}} \sin\alpha, \quad (46)$$

Полное усилие на вращающийся корпус:

$$P_{\text{вк.пол}} = \sqrt{\left(\left(\sum X\right)^2 + \left(\Sigma Y\right)^2\right)}, \quad (47)$$

Выводы. Предложена конструкция жидкостнокольцевого вакуумного насоса с корпусом, вращающимся за счет эвольвентного зацепления расположенных на его внутренней стороне лопаток и лопастей рабочего колеса, регулируемого нагнетательного окна. Данные конструктивные решения способствуют значительному снижению мощности, затрачиваемой на работу вакуумного насоса, стабилизации давления разряжения. Насос носит название жидкостнокольцевого вакуум-насоса комбинированной модификации.

Для определения быстроты действия, расчета усилий, действующие на узлы ЖВН комбинированной модификации предложена методика определения формы жидкостного кольца. На основании определенной формы жидкостного кольца ЖВН КМ уточнена методика расчета быстроты действия.

На основании определения формы жидкостного кольца определена быстрота действия данного вакуумного насоса.

Предложена формула расчета усилий на вращающийся корпус данного вакуумного насоса.

Список источников

1. Теория и расчет адаптивного доильного оборудования для крупного рогатого скота / В. Ф. Ужик, О. В. Китаева, О. А. Чехунов [и др.]. – Москва; Белгород: Общество с ограниченной ответственностью "Издательско-книготорговый центр "Колос-с", 2020. – 520 с. – ISBN 978-5-00129-159-6.
2. Землянов, А. А. Применение современных информационных технологий для обработки результатов испытаний водокольцевых вакуумных насосов / А. А. Землянов, В. А. Наумов // Вестник молодежной науки. – 2019. – № 2(19). – С. 20.
3. Герасимова, О. А. Энергосберегающий привод водокольцевого вакуумного насоса / О. А. Герасимова, Р. В. Тимошенков // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: Сборник докладов XIV Международной научно-практической конференции, Великие Луки, 11–12 апреля 2019 года. – Великие Луки: Великолукская государственная сельскохозяйственная академия, 2019. – С. 187-192.
4. Родионов, Ю. В. Обоснование выбора вакуумных насосов для конвективной вакуумной ступени сушки растительных материалов / Ю. В. Родионов, В. Г. Однолько, И. В. Попова // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского. – 2009. – № 6(20). – С. 106-110.
5. Никитин, Д. В. Использование жидкостнокольцевых вакуумных насосов в процессах АПК / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, А. В. Дьяченко, В. В. Крылов // Цифровизация агропромышленного комплекса : Сборник научных статей II международной научно-практической конференции в 2-х томах, Тамбов, 21–23 октября 2020 года. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2020. – С. 140-143.
6. Родионов, Ю. В. Комбинированная конструкция жидкостно-кольцевого вакуумного насоса для технологических процессов АПК / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, А. С. Зорин, Г. В. Рыбин // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. – 2022. – Т. 14. – № 2. – С. 166-176. – DOI 10.36508/RSATU.2022.54.2.020.
7. Лубенец, В. Д. Исследование, теория и расчет объемных вакуум-насосов и установок низкого вакуума: дис. … д-ра техн. наук / Лубенец Владислав Диомидович. - М., 1972. – 405 с.
8. Галич, В. П. Исследование рабочего процесса жидкостно-кольцевых машин: дис. … канд. техн. наук / Галич Виктор Петрович. – Казань, 1980. – 162 с.
9. Райзман, И.А. Жидкостнокольцевые вакуум-насосы и компрессоры / И.А. Райзман. – Казань, 1995. – 258 с.: ил.
10. Автономова, И. В. Исследование ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров: дис. … канд. техн. наук / Автономова Инна Владиславовна. – М., 1972. – 166 с.

11. Никитин, Д. В. Совершенствование конструкций и обеспечение заданных эксплуатационных характеристик жидкостнокольцевых вакуум-насосов: дис. … канд. техн. наук: 05.02.13: защищена 31.10.10: утв. 11.03.2011 / Никитин Дмитрий Вячеславович. – Тамбов, 2010. – 158 с.

12. Курочкин, А. А. Повышение эффективности подготовки нетелей к лактации за счет совершенствования процессов и средств механизации: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / А. А. Курочкин. – Санкт-Петербург, 1993. – 321 с.

13. Матвеев, А. Н. Обоснование конструктивно-кинематических параметров водокольцевого вакуумного насоса двойного действия для доильных установок: диссертация ... кандидата технических наук: 05.20.01. - Барнаул, 2001. - 149 с. : ил.

14. Попова И. В. Совершенствование технологии и средств сушки овощного сырья: дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. – Мичуринск, 2009. – 161 с.

15. Родионов, Ю. В. Совершенствование теоретических методов расчета и обоснование параметров и режимов жидкостнокольцевых вакуумных насосовс учетом особенностей технологических процессов в АПК: дис. … д-ра техн.наук : 05.20.01 / Родионов Юрий Викторович. – Тамбов, 2013. – 434 с

16. Гуськов, А. А. Совершенствование технологии и технических средств экстрагирования растворимых веществ из растительного сырья: специальность 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства" : дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. – Мичуринск, 2019. – 136 с.

17. Зорин А.С. Совершенствование технологии и технических средств комбинированной вакуумной сушки растительного сырья для производства чипсов: дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. – Тамбов, 2019. – С. 156.

18. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps / Y. V. Rodionov, Y. T. Selivanov, D. V. Nikitin [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2019. – Vol. 55. – No 5-6. – P. 473-479. – DOI 10.1007/s10556-019-00648-z.

19. Райзман, И. А. Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры. – Казань: 1995. – 258 с.

20. Пат. 2492360 РФ. Жидкостно-кольцевая машина / Галкин П.А., Зорин А.С., Никитин Д.В, Нищев А.А., Родионов Ю.В., Сычев М.В. Бюл. № 25. 2013.

21. Патент № 2784993 C1 Российская Федерация, МПК F04C 7/00, F04C 19/00. Жидкостно-кольцевая машина: № 2021128067: заявл. 23.09.2021: опубл. 01.12.2022 / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, А. С. Зорин ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "ТЕХЛАЙН".

22. Патент на полезную модель № 215192 U1 Российская Федерация, МПК F04C 7/00, F04C 19/00. Жидкостно-кольцевая машина: № 2022111421: заявл. 26.04.2022: опубл. 02.12.2022 / А. С. Зорин, Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин [и др.] ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "ТЕХЛАЙН".

References

1. Theory and calculation of adaptive milking equipment for cattle / V. F. Uzhik, O. V. Kitaeva, O. A. Chekhunov [et al.]. - Moscow; Belgorod: Limited Liability Company "Publishing and book-trading center "Kolos-s", 2020. - 520 c. - ISBN 978-5-00129-159-6.

2. Zemlyanov, A. A. Application of modern information technologies for processing the test results of water ring vacuum pumps / A. A. Zemlyanov, V. A. Naumov // Bulletin of Youth Science. - 2019. - № 2(19). - C. 20.

3. Gerasimova, O. A. Energy-saving drive of the water-ring vacuum pump / O. A. Gerasimova, R. V. Timoshenkov // Scientific and Technical Progress in Agricultural Production: Collection of reports of the XIV International Scientific and Practical Conference, Velikie Luki, April 11-12, 2019. - Velikie Luki: Velikie Luki State Agricultural Academy, 2019. - C. 187-192.

4. Rodionov, Yu. V. Justification of the choice of vacuum pumps for the convective vacuum stage of drying plant materials / Yu. V. Rodionov, V. G. Odnolko, I. V. Popova // Voprosy sovremennoi nauki i praktika. V.I. Vernadsky University. V.I. Vernadsky University. - 2009. - № 6(20). - C. 106-110.

5. Nikitin, D. V. The use of liquid ring vacuum pumps in the processes of agroindustrial complex / D. V. Nikitin, Y. V. Rodionov, A. V. Dyachenko, V. V. Krylov // Digitalization of agroindustrial complex : Collection of scientific articles of the II International Scientific and Practical Conference in 2 volumes, Tambov, October 21-23, 2020. - Tambov: Tambov State Technical University, 2020. - C. 140-143.

6. Rodionov, Yu. V. Combined design of liquid ring vacuum pump for technological processes of agroindustrial complex / Yu. V. Rodionov, D. V. Nikitin, A. S. Zorin, G. V. Rybin // Bulletin of P. A. Kostychev Ryazan State Agrotechnological University. - 2022. - T. 14. - № 2. - C. 166-176. - DOI 10.36508/RSATU.2022.54.2.020.

7. Lubenets, V. D. Research, theory and calculation of volumetric vacuum pumps and low vacuum installations: Cand. ... doctor of technical sciences / Lubenets Vladislav Diomidovich. - M., 1972. - 405 c.

8. Galich, V. P. Investigation of the working process of the liquid ring machines: Cand. ... candidate of technical sciences / Galich Victor Petrovich. - Kazan, 1980. - 162 c.

9. Raizman, I.A. Liquid ring vacuum pumps and compressors / I.A. Raizman. - Kazan, 1995. - 258 p.: ill.

10. Avtonomova, I. V. Investigation of the rotary liquid ring vacuum compressors: Cand. ... candidate of technical sciences / Inna Vladislavovna Avtonomova. - M., 1972. - 166 c.

11. Nikitin, D. V. Design improvement and maintenance of the specified operating characteristics of liquid ring vacuum pumps: Cand. ... cand. tech. sciences: 05.02.13: protected 31.10.10: appl. 11.03.2011 / Nikitin Dmitry Vyacheslavovich. - Tambov, 2010. - 158 c.

12. Kurochkin, A. A. Increase of efficiency of preparation of heifers to lactation at the expense of perfection of processes and means of mechanization: dissertation for the degree of doctor of technical sciences / A. A. Kurochkin. - St. Petersburg, 1993. - 321 c.

13. Matveev, A. N. Justification of the constructive and kinematic parameters of the double-acting water-ring vacuum pump for milking installations: dissertation ... Candidate of Technical Sciences: 05.20.01. - Barnaul, 2001. - 149 c.: ill.

14. Popova I. V. Improvement of technology and means of drying of vegetable raw materials: Cand. ... candidate of technical sciences: 05.20.01. - Michurinsk, 2009. - 161 c.

15. Rodionov, Yu. V. Improvement of theoretical methods of calculation and substantiation of parameters and modes of liquid ring vacuum pumps taking into account the peculiarities of technological processes in the agroindustrial complex: Cand. ... doctor of technical sciences: 05.20.01 / Rodionov Yuri Viktorovich. - Tambov, 2013. - 434 c

16. Guskov, A. A. Improvement of technology and technical means of soluble substances extraction from vegetable raw materials: specialty 05.20.01 "Technologies and means of mechanization of agriculture" : Ph. Dis. ... candidate of technical sciences: 05.20.01. - Michurinsk, 2019. - 136 c.

17. Zorin A.S. Perfection of the technology and technical means of the combined vacuum drying of vegetable raw materials for the production of chips : a diss. ... candidate of technical sciences: 05.20.01. - Tambov, 2019. - C. 156.

18. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps / Y. V. Rodionov, Y. T. Selivanov, D. V. Nikitin [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2019. – Vol. 55. – No 5-6. – P. 473-479. – DOI 10.1007/s10556-019-00648-z.

19. Raisman, I. A. Liquid ring vacuum pumps and compressors. - Kazan: 1995. - 258 c.

20. Pat. 2492360 RF. Liquid ring machine / Galkin P.A., Zorin A.S., Nikitin D.V., Nishchev A.A., Rodionov Yu. 2013.

21. Patent No. 2784993 C1 Russian Federation, MPK F04C 7/00, F04C 19/00. Liquid ring machine: No. 2021128067: avt. 23.09.2021: publ. 01.12.2022 / D. V. Nikitin, Y. V. Rodionov, A. S. Zorin ; applicant Limited Liability Company "TECHNLINE".

22. Patent for utility model No. 215192 U1 Russian Federation, MPK F04C 7/00, F04C 19/00. Liquid ring machine: No. 2022111421: avt. 26.04.2022: publ. 02.12.2022 / A. S. Zorin, Y. V. Rodionov, D. V. Nikitin [and others] ; applicant Limited Liability Company "TECHLINE".

Информация об авторах

Д.В. Никитин – кандидат технических наук, доцент, П.А. Галкин – кандидат технических наук, доцент, Ю.В. Родионов – доктор технических наук, профессор, М.С. Абрамов – аспирант, Н.В. Майстренко – кандидат технических наук, доцент, О.А. Гливенкова – кандидат филологических наук, доцент.

Information about the authors

D. Nikitin - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, P. Galkin - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Yu. Rodionov - Doctor of Technical Sciences, Professor, M. Abramov - postgraduate student, N. Maistrenko - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, O. Glivenkova - Candidate of Philological Sciences, Associate Professor.

Вклад авторов все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: *all authors have made an equivalent contribution to the preparation of the publication*.

The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию (Received): 25.09.2023 Принята к публикации (Accepted): 22.10.2023