

**КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ
ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМ-НАСОСА
С КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СВЯЗЬЮ**

Ю. В. Родионов, П. А. Галкин, Д. В. Никитин, М. В. Сычев

*Кафедра «Техническая механика и детали машин», ФГБОУ ВО «ТГТУ»,
г. Тамбов, Россия; tmm-dm@mail.nnn.tstu.ru*

Ключевые слова: вакуум-насос; гидравлическое трение; кинематическая связь; методика расчета; потери мощности.

Аннотация: Рассмотрена конструкция одноступенчатого жидкостнокольцевого вакуумного насоса с кинематической связью, позволяющая снизить динамические нагрузки на детали, повысить плавность работы и уменьшить затраты мощности на гидравлическое трение. Предложена методика расчета основных геометрических размеров механизма насоса.

Обозначения

e – эксцентриситет, м;	γ_α – угол перекрытия, рад;
r, r_b – радиусы рабочего колеса и основной окружности соответственно, м;	ε – относительный эксцентриситет;
R, R_α – радиусы корпуса и окружности выступов соответственно, м;	ε_α – коэффициент перекрытия;
U – передаточное отношение;	τ_1, τ_2 – угловые шаги рабочего колеса и корпуса соответственно, рад;
z_1, z_2 – число лопаток на рабочем колесе и корпусе соответственно;	φ – угол поворота ведущего звена, рад;
γ – угол поворота ведомого звена, рад;	ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения рабочего колеса и корпуса соответственно, рад/с.

Создание новых жидкостнокольцевых вакуумных насосов (ЖВН) и компрессоров идет по пути снижения потребляемой электроэнергии, производственных затрат, металлоемкости, габаритов, повышения экономичности и долговечности. В этом отношении ЖВН и компрессоры обладают большими резервами [1, 2].

Практика показывает, что годовая стоимость потребляемой электроэнергии в 3 – 5 раз превышает стоимость ЖВН и компрессоров. Это связано с широким распространением ЖВН и компрессоров с неподвижным корпусом, которые характеризуются трением жидкости о неподвижный корпус и трением в жидкостном кольце, что приводит к затратам мощности на преодоление гидравлического трения (до 45 – 50 % от мощности на валу насоса или компрессора).

Анализ работ [3, 4] показал, что уменьшение гидравлического трения жидкостного кольца о корпус достигалось путем размещения в корпусе вакуумного насоса с зазором, вращающейся с жидкостью втулки, а также посредством изготовления вращающегося корпуса компрессора.

Недостатками указанных конструкций является несоответствие в окружных скоростях вращения корпуса и рабочего колеса (приводимого во вращение жидкостным кольцом), трение втулки о неподвижный корпус и, как следствие, нарушение геометрии жидкостного кольца и повышенное сопротивление вращению рабочего колеса.

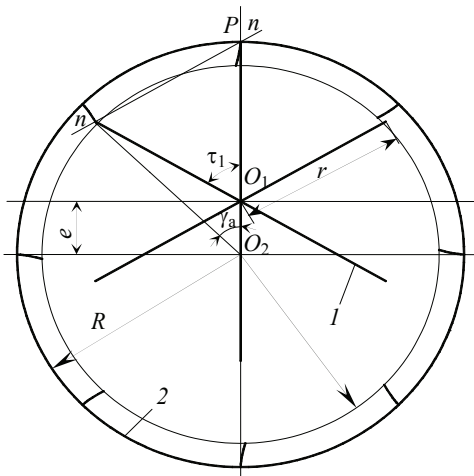


Рис. 1 Схема механизма насоса

но центра O_2 . Расстояние между центрами O_1 и O_2 равно эксцентриситету e . Лопатки рабочего колеса 1 взаимодействуют с лопатками корпуса 2 и передают ему вращающий момент. При этом вершина лопатки рабочего колеса скользит по поверхности лопатки корпуса. Они являются элементами высшей кинематической пары, которую образуют указанные звенья.

Определим основные кинематические и геометрические параметры предложенного зацепления. Взаимодействие профилей звеньев начинается у основания лопатки корпуса 1 в момент, когда одна из лопаток звена 2 занимает вертикальное положение. Из основной теоремы зацепления (теорема Виллиса) передаточное отношение от звена 1 к звену 2 в указанном положении

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P},$$

где P — точка пересечения общей нормали к взаимодействующим профилям с прямой, проходящей через центры вращения звеньев O_1 и O_2 (полюс зацепления). Общая нормаль проходит через точку касания профилей. Поскольку в начальный момент точка касания профилей лежит на линии межцентрового расстояния, то полюс будет совпадать с вершиной вертикальной лопатки (см. рис. 1).

Тогда передаточное отношение

$$U = \frac{R}{r} = \frac{R}{R - e} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Принимая во внимание принятые в инженерной практике соотношения геометрических параметров ЖВН, составим ряд типоразмеров (табл. 1).

Для уменьшения пульсаций угловых скоростей звеньев, минимизации динамических нагрузок и повышения плавности и бесшумности работы насоса, при проектировании профиля лопатки корпуса 2 необходимо выполнить условие $U = \text{const}$. Указанное условие будет удовлетворяться, если в процессе взаимодействия профилей полюс P будет неподвижен, то есть профиль лопатки необходимо спроектировать так, чтобы во время поворота корпуса 2 на угол, соответствующий взаимодействию одной пары элементов (угол перекрытия γ_α), общая нормаль к ним проходила через точку P .

В статье рассматривается конструкция ЖВН с вращающимся корпусом и кинематической связью между корпусом и рабочим колесом, причем ведущим звеном может быть любое из них. Такая конструкция позволит снизить трения жидкостного кольца о внутреннюю поверхность корпуса и достигнуть стабильности его геометрии за счет равенства окружных скоростей корпуса и рабочего колеса в зоне их максимального сближения [5].

Предложенный механизм ЖВН (рис. 1) состоит из ведущего внутреннего рабочего колеса 1 радиусом r , вращающегося относительно центра O_1 и ведомого внешнего корпусом 2 радиуса R , вращающегося относительно

Геометрические параметры ЖВН всего типоразмерного ряда

r , мм	R , мм	e , мм	z_1	z_2	U_{12}	ε
45	54	9	6	7	1,16	0,16
80	96	16	10	12	1,20	0,20
120	144	24				
160	200	40	12	15	1,25	0,25
200	250	50				
240	300	60				
280	350	70	16	20	1,25	0,25
320	400	80				
360	450	90	20	25		

Для построения искомого профиля воспользуемся методом обращения движения (рис. 2) [6]. Будем вращать систему координат, связанную с корпусом 2 (оси (xO_2y)), со скоростью ω_2 . Ось рабочего колеса 1 будет также вращаться со скоростью ω_2 относительно центра O_2 , само колесо 1 относительно центра O_1 – со скоростью ω_1 . Рассмотрим полученную систему в диапазоне изменения угла поворота корпуса $0 < \gamma < \gamma_\alpha$ с определенным шагом. На данном этапе примем угол перекрытия $\gamma_\alpha = 2\pi/z_2$, при этом $z_{2\min} = 7$ (см. табл. 1). В каждом положении проводим линию, соединяющую вершину лопатки с точкой пересечения оси x и окружности R . К полученной линии проводим перпендикуляр через вершину лопатки.

В итоге имеем серию перпендикуляров, которые являются касательными к искомому профилю. Построив кривую, огибающую перпендикуляры, получим профиль лопатки корпуса 2, удовлетворяющий условию $U = \text{const}$ (рис. 3). При этом предполагается, что вершина лопатки рабочего колеса 1 будет закругленной, то есть ее профиль окажется очерчен по окружности, диаметр которой равен толщине лопатки.

При проектировании сопряженных профилей необходимо учитывать технологию их последующего изго-

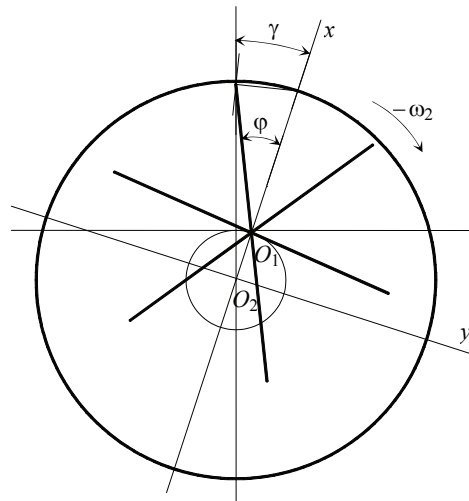


Рис. 2. Схема построения профиля лопатки корпуса

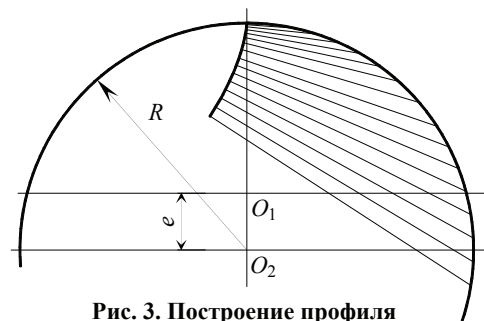


Рис. 3. Построение профиля лопатки корпуса

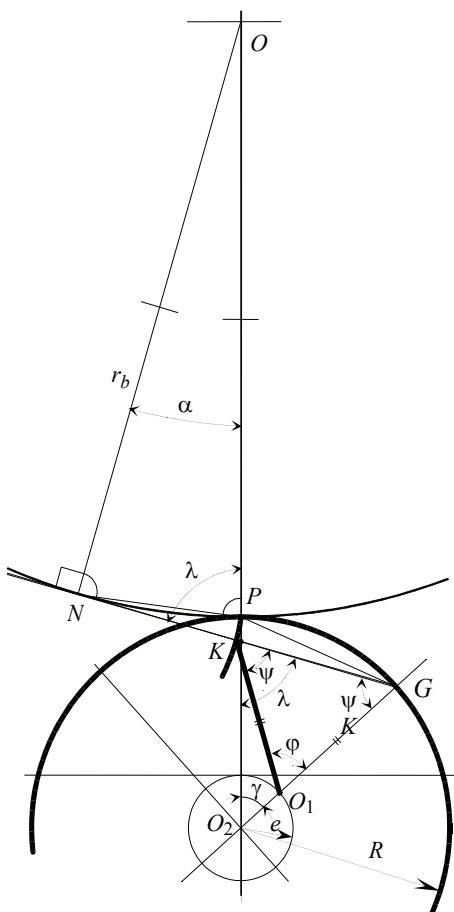


Рис. 4. Определение радиуса основной окружности

товления, поэтому целесообразно описать профиль корпуса 2 по эвольвенте окружности, так как методы изготовления таких профилей хорошо известны и отработаны. Путем многочисленных графических построений выявлено, что искомый профиль на начальном участке (при повороте корпуса на угол менее $2\gamma_\alpha$) хорошо описывается эвольвентой окружности.

Очевидно, что форма эвольвенты окружности определяется радиусом основной окружности r_b , которая является образующей для этой кривой. Для определения r_b рассмотрим механизм насоса в обратном движении при повороте его корпуса на угол γ_α (рис. 4). При условии, что профиль лопаток корпуса описан по эвольвенте, прямая, проведенная из точки G через вершину лопатки рабочего колеса, будет являться нормалью к профилю лопатки корпуса и касательной к основной окружности, причем точка касания станет центром кривизны профиля.

Рассмотрим равнобедренный ΔPO_2G , где

$$PG = 2R \sin \frac{\gamma}{2}.$$

Из ΔPMG по теореме синусов имеем

$$PM = \frac{PG \sin \angle PGM}{\sin \angle PMG}. \quad (1)$$

Из рисунка 4 видно, что $\angle PGM = \angle PGO_2 - \psi$, а $\angle PGO_2 = \frac{180 - \gamma}{2}$.

Из равнобедренного ΔKO_1G : $\psi = \frac{180 - \phi}{2} = 90 - \frac{\phi}{2}$. Так как $\phi = U\gamma$,

то $\psi = 90 - \frac{\gamma U}{2}$. Также рис. 4 показывает, что $\angle PMG = 180 - \lambda$.

Из ΔMO_2G : $\lambda = 180 - \gamma - \psi = 180 - \gamma - \left(90 - \frac{\gamma U}{2}\right) = 90 - \gamma + \frac{\gamma U}{2}$.

Тогда $\angle PMG = 180 - \left(90 - \gamma + \frac{\gamma U}{2}\right) = 90 + \gamma - \frac{\gamma U}{2}$. Подставив значения углов

в (1), получим

$$PM = \frac{2R \sin \frac{\gamma}{2} \sin \left(\left(\frac{180 - \gamma}{2} \right) - \left(90 - \frac{\gamma U}{2} \right) \right)}{\sin \left(90 + \gamma - \frac{\gamma U}{2} \right)} = \frac{2R \sin \frac{\gamma}{2} \sin \left(\frac{\gamma U - \gamma}{2} \right)}{\sin \left(90 + \gamma - \frac{\gamma U}{2} \right)}.$$

Так как значение максимального угла поворота корпуса, при котором происходит взаимодействие одной пары лопаток, близко к угловому шагу $\tau_2 = 2\pi/z_2$, подставим его значение в полученную зависимость

$$PM = \frac{2R \sin \frac{\pi}{z_2} \sin \left(\frac{U\pi - \pi}{z_2} \right)}{\sin \left(\frac{\pi}{2} + \frac{2\pi}{z_2} - \frac{U\pi}{z_2} \right)}.$$

Рассмотрим прямоугольный $\triangle ONM$:

$$r_b = (r_b + PM) \cos \alpha = r_b \cos \alpha + PM \cos \alpha,$$

откуда

$$r_b = \frac{PM \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}. \quad (2)$$

Из $\triangle ONM$

$$\alpha = 90 - \lambda = 90 - \frac{\gamma U}{2} + \gamma.$$

Подставив в формулу (2) выражения для PM , α и принятое значение угла φ , после преобразований получим

$$r_b = \frac{2R \sin \frac{\pi}{z_2} \sin \left(\frac{\pi}{z_2} (U-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{z_2} (U+2) \right)}{\cos \left(\frac{\pi}{z_2} (2-U) \right) \left(1 - \sin \left(\frac{\pi}{z_2} (U+2) \right) \right)}.$$

Данная формула позволяет определить радиус основной окружности эвольвентного профиля лопаток корпуса по известным значениям R , z_1 и z_2 .

При проектировании механизма насоса важным параметром является длина лопаток корпуса, которые ограничены окружностью выступов R_a [7–9]. Для определения радиуса R_a рассмотрим положение механизма, которое предшествует размыканию пары лопаток (рис. 5).

Указанное положение характеризуется поворотом рабочего колеса на угол перекрытия φ_α . При этом вершина лопатки рабочего колеса касается вершины лопатки корпуса (точка K). Угол перекрытия определяется по формуле

$$\varphi_\alpha = \tau_1 \varepsilon_\alpha.$$

Для обеспечения непрерывности взаимодействия должно выполняться условие $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Рассмотрев $\triangle O_1KO_2$, по теореме косинусов получим

$$R_a = \sqrt{r^2 + e^2 + 2re \cos (\tau_1 \varepsilon_\alpha)}.$$

Полученная зависимость позволяет определить радиус окружности R_a , ограничивающей эвольвентный профиль лопаток корпуса по длине.

Предложена конструкция ЖВН, имеющая кинематическую связь между вращающимся корпусом и рабо-

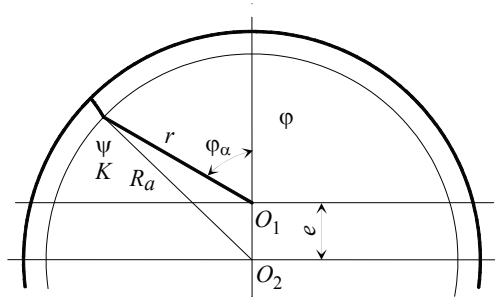


Рис. 5. Определение радиуса окружности выступов лопаток корпуса

чим колесом. Данная связь представляет собой высшую кинематическую пару, элементами которой являются лопатки рабочего колеса и корпуса, имеющие эвольвентный профиль. Даны основные кинематические и геометрические соотношения, необходимые при проектировании ЖВН указанной конструкции.

Рассмотренная конструкция ЖВН позволит снизить динамические нагрузки на детали, повысить плавность его работы и стабильность формы жидкостного кольца за счет обеспечения постоянства передаточного отношения от корпуса к рабочему колесу за время взаимодействия одной пары лопаток, уменьшить гидравлические потери на трение при вращении жидкостного кольца на 40 %.

Список литературы

1. Родионов, Ю. В. Liquid Ring Vane Vacuum Pumps. Trends in Development of Vacuum Technology / Ю. В. Родионов // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2006. – Т. 12, № 3Б. – С. 779 – 784.

2. Родионов, Ю. В. Совершенствование теоретических методов расчета и обоснование параметров и режимов жидкостнокольцевых вакуумных насосов с учетом особенностей технологических процессов в АПК : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01 / Родионов Юрий Викторович. – Тамбов, 2012. – 434 с.

3. Исследование ротационного жидкостно-кольцевого вакуум-компрессора с разгрузочной втулкой / В. Д. Лубенец [и др.] // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 1982. – № 2. – С. 84 – 86.

4. Автономова, И. В. Исследование ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров : дис. ... канд. техн. наук / Автономова Инна Владиславовна. – М., 1972. – 166 с.

5. Пат. 2294456 Российская Федерация, МПК F04C 7/00, F04C 19/00. Жидкостно-кольцевая машина / Воробьев Ю. В., Попов В. В., Родионов Ю. В., Свиридов М. М. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Тамб. гос. техн. ун-та. – № 2005117866/06 ; заявл. 09.06.2005 ; опубл. 27.02.07, Бюл. № 6. – 7 с.

6. Воробьев, Ю. В. Обобщенный синтез механизмов с высшими кинематическими парами по критериям долговечности : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.18 / Воробьев Юрий Валентинович. – Тамбов, 1982. – 414 с.

7. Родионов, Ю. В. Влияние конструктивно-технологических параметров на эффективность работы жидкостнокольцевых вакуум-насосов / Ю. В. Родионов, М. М. Свиридов, Д. В. Никитин // Изв. высш. учеб. заведений. Сер. Химия и хим. технология. – 2007. – Т. 50, вып. 5. – С. 102 – 104.

8. Оптимизация конструктивных параметров жидкостнокольцевых вакуум-насосов / Ю. В. Родионов [и др.] // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2010. – Т. 16, № 2. – С. 397 – 404.

9. Особенности расчета двухступенчатого жидкостнокольцевого вакуум-насоса модульного типа с последовательным включением ступеней / Ю. В. Родионов [и др.] // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2012. – Т. 18, № 3. – С. 696 – 702.

Design Features of Liquid Ring Vacuum Pump with Kinematic Link

Yu. V. Rodionov, P. A. Galkin, D. V. Nikitin, M. V. Sychev

*Department “Engineering Mechanics and Machine Parts”, TSTU, Tambov, Russia;
tmm-dm@mail.nnn.tstu.ru*

Keywords: vacuum pump; hydraulic friction; kinematic link; calculation method; power loss.

Abstract: The paper considers the design of a single-stage liquid ring vacuum pump with a kinematic link between the casing and the impeller. The proposed design allows for reduction in the dynamic loads on the parts, increase in smoothness of operation and reduction in power costs for the hydraulic friction. Based on the condition of constancy of the transmission ratio and using the method of motion conversion we defined the operating profile of the blades on a rotating body. Considering the manufacturability of conjugate profiles, forming the highest kinematic pair in the above mechanism of the pump, as well as the condition of continuity of interaction, we deduced the basic dependencies and proposed a method of engineering calculation of the geometric dimensions of liquid ring vacuum pump parts. Based on the existing engineering experience we offered a number pump sizes characterized by diameters of casing, impeller and eccentricity.

References

1. Rodionov Yu.V. Liquid ring vane vacuum pumps. Trends in development of vacuum technology, *Transaction of the Tambov State Technical University*, 2006, vol. 12, no. 3B, pp. 779-784.
2. Rodionov Yu.V. *PhD Dissertation (Technical Seines)*, Tambov, 2012, 434 p. (In Russ.)
3. Lubenets V.D., Chernykh A.I., Avtonomova I.V., Kucherenko V.I. [Research of the rotational fluid-ring vacuum compressor with the unloading plug], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [News of Higher Schools. Engineering], 1982, no. 2, pp. 84-86. (In Russ.)
4. Avtonomova I.V. *PhD Dissertation (Technical Seines)*, Moscow, 1972, 166 p. (In Russ.)
5. Vorob'ev Yu.V., Popov V.V., Rodionov Yu.V., Sviridov M.M, Tambov State Technical University, *Zhidkostno-kol'tsevaya mashina* [Fluid-ring machine], Russian Federation, 2007, Pat. 2294456. (In Russ., Abstract in Eng.)
6. Vorob'ev Yu.V. *PhD Dissertation (Technical Seines)*, Tambov, 1982, 414 p. (In Russ.)
7. Rodionov, Yu.V., Sviridov M.M., Nikitin D.V. [The effect of constructive and technological parameters upon the liquid-ring vacuum pumps efficiency], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Seriya Khimiya i khimicheskaya tekhnologiya* [News of Higher Schools. Series: Chemistry and Chemical Technology], vol. 50, no. 5, pp. 102-104. (In Russ., Abstract in Eng.)
8. Vorobyov Yu.V., Rodionov Yu.V., Nikitin D.V., Popov V.Yu., Nishchev A.A. [Optimization of Design Factors of Liquid-Ring Vacuum Pumps], *Transaction of the Tambov State Technical University*, 2010, vol. 16, no. 2, pp. 397-404. (In Russ., Abstract in Eng.)
9. Rodionov Yu.V., Nikitin D.V., Preobrazhensky V.A., Zorin A.S., Baranov A.A. [Features of Calculating Two-Phase Liquid Ring-Shaped Vacuum Pump of Modular Type with Serial Activation of Phases], *Transaction of the Tambov State Technical University*, 2012, vol. 18, no. 3, pp. 696-702. (In Russ., Abstract in Eng.)

Konstruktive Besonderheiten der Flüssingringvakuumpumpe mit der kinematischen Verbindung

Zusammenfassung: Es ist die Konstruktion der eingestufigen Flüssingringvakuumpumpe mit der kinematischen Verbindung zwischen dem Körper und dem Arbeitsrad betrachtet, die zulässt, die dynamischen Belastungen auf dem Detail herabzusetzen, die Gleichmäßigkeit der Arbeit zu erhöhen und die Ausgaben der

Kapazität auf die hydraulischen Reibung zu verringern. Ausgehend von der Bedingung der Beständigkeit der Übertragungsbeziehung unter Ausnutzung der Methode der Zirkulation der Bewegung ist das Arbeitsprofil der Schulterblätter auf dem sich drehenden Körper bestimmt. In Anbetracht der Fertigungsgerechtheit der Herstellung der verknüpften Profile, die das höchste kinematische Paar im betrachteten Mechanismus der Pumpe bilden, sowie die Bedingung der Kontinuität ihrer Wechselwirkung, sind die Hauptabhängigkeiten aufgeführt und es ist die Methodik der ingenieurmässigen Rechnung der geometrischen Umfänge der Details der Flüssigringvakuumpumpe angeboten. Aufgrund der existierenden Ingenieur Erfahrung ist die Reihe der Typgrößen der Pumpen, die von den Durchmessern des Körpers, dem Arbeitsrader und der Exzentrizität charakterisiert wird, angeboten.

Particularités constructives de la pompe à vide annulaire à liquide avec un lien cinématique

Résumé: Est considérée la construction d'une pompe à vide annulaire à liquide monoétagée avec un lien cinématique entre le boîtier et la roue mobile permettant de diminuer les charges sur les pièces, d'améliorer la fluidité du travail et de réduire les coûts de la puissance du frottement hydraulique. Est défini le profil de travail des aubes tournant sur le boîtier roulant. Compte tenu de la technologie de la fabrication des profils liés formant un ensemble cinématique suprême dans le mécanisme de la pompe, ainsi que de la condition de la continuité de leur interaction, sont proposées les dépendances essentielles et la méthodologie du calcul d'ingénierie des dimensions géométriques des pièces de la pompe à vide annulaire à liquide. A la base de l'expérience existante est proposé un certain nombre de tailles de pompes, caractérisé par les diamètres de travail du boîtier, des roues et de l'excentricité.

Авторы: *Родионов Юрий Викторович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техническая механика и детали машин»; *Галкин Павел Александрович* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика и детали машин»; *Никитин Дмитрий Вячеславович* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика и детали машин»; *Сычев Михаил Владимирович* – аспирант кафедры «Техническая механика и детали машин», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.

Рецензент: *Промтов Максим Александрович* – доктор технических наук, профессор, декан факультета «Международное образование», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.
