

Прочностной расчет вала насоса с изношенным рабочим колесом

Н. П. Овчинников

ФГАОУ ВО «Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова» (г. Якутск, Россия)

ovchinnlar1986@mail.ru

Введение. В настоящее время центробежные насосы используются практически во всех отраслях народного хозяйства. В агропромышленной отрасли они применяются главным образом для полива различных сельскохозяйственных культур, обеспечения сельского населения питьевой водой и различных нужд животноводческих ферм. Вследствие важности роли водоснабжения в сельском хозяйстве повышение эффективности функционирования насосного оборудования является важной научно-практической задачей. Практика показывает, что рабочее колесо центробежного насоса в процессе откачки воды подвержено различным необратимым физико-механическим и физико-химическим процессам, что впоследствии может привести к определенному снижению его массы. Данная статья посвящена исследованию влияния износа рабочего колеса на напряженно-деформированное состояние вала центробежного насоса.

Материалы и методы. Для достижения поставленной цели использовался комплексный подход, включающий анализ достаточного количества отечественных и зарубежных публикаций по тематике исследования; параметрические исследования, проводимые на лабораторной насосной установке с использованием современного вибродиагностического оборудования; известные математические модели нагружения вала центробежного насоса и конечно-элементное моделирование в программной среде «APM Win Machine», модуль «APM Beam».

Результаты исследования. В результате сравнения максимальных эквивалентных динамических напряжений, полученных по предлагаемой и существующей методике проведения проверочного прочностного расчета вала центробежного насоса, было установлено, что учет изношенности рабочего колеса достаточно сильно меняет картину его напряженно-деформированного состояния.

Обсуждение и заключения. Предложенные поправки в проверочный прочностной расчет вала центробежного насоса позволят производить более достоверную оценку его напряженно-деформированного состояния в определенных производственных ситуациях.

Ключевые слова: центробежный насос, вал, расчет прочности, рабочее колесо, износ

Для цитирования: Овчинников Н. П. Прочностной расчет вала насоса с изношенным рабочим колесом // Вестник Мордовского университета. 2017. Т. 27, № 4. С. 592–606. DOI: 10.15507/0236-2910.027.201704.592-606



The Strength Calculation of the Pump Shaft with a Worn Impeller

N. P. Ovchinnikov

Ammosov North-Eastern Federal University (Yakutsk, Russia)

ovchinnlar1986@mail.ru

Introduction. This paper presents the study of the impeller wear influence on stress-strain state of a centrifugal pump shaft. In agro-industrial sector, centrifugal pumps are used for watering various agricultural crops. During pumping water, a centrifugal pump impeller is usually a subject to influence of various irreversible physical-and-mechanical and physical-and-chemical processes that can result in a certain reduction in its mass.

Materials and Methods. We used a comprehensive approach including the analysis of a sufficient number domestic and foreign publications on the research topic and parametric studies conducted on a laboratory-pumping unit. We had modern vibration-based diagnostic equipment, the mathematical models of loading a pump shaft and a finite-element modeling in APM Win Machine software (Beam module).

Results. The comparison of the maximum equivalent dynamic stresses obtained according to the proposed method with existing methods for carrying out the checking strength calculation of a centrifugal pump shaft showed that account of the impeller wear significantly changes picture of stress-strain state shaft.

Discussion and Conclusions. The amendments proposed by the author in checking strength calculation of a centrifugal pump shaft will allow estimating its stress-strain state in certain production situations.

Keywords: centrifugal pump, shaft, strength calculation, impeller, wear

For citation: Ovchinnikov N. P. Strength Calculation of the Pump Shaft with a Worn Impeller. *Vestnik Mordovskogo universiteta* = Mordovia University Bulletin. 2017; 27(4):592–606. DOI: 10.15507/0236-2910.027.201704.592-606

Введение

Центробежные насосы (далее – насосы) играют огромную роль во многих отраслях промышленности, в том числе агропромышленной [1–3].

С точки зрения конструкции насос представляет собой помещенный в корпус вал с посаженным на него рабочим колесом и другими деталями.

В процессе эксплуатации насоса вал воспринимает значительные систематические знакопеременные нагрузки механической и гидравлической природы, в связи с чем подвержен усталостным разрушениям в зонах концентрации напряжений: шпоночных канавках, галтелях и др.¹ [4–6].

Во избежание вышеуказанного вида разрушений вал насоса должен обладать достаточными прочностными характеристиками.

Одним из простых способов обеспечения прочности вала является увеличение его массы. Однако постоянное подорожание минерального сырья не позволяет часто использовать данный метод при конструировании деталей. Следовательно, к материалу, из которого изготавливаются валы, в настоящее время предъявляются самые высокие требования.

Используемый материал должен гарантировать достаточную прочность детали, а также снизить опасность возникновения усталостных разрушений в ее конструкции до минимума [7]. Для подтверждения этого необходимо выполнить различные проверочные прочностные расчеты.

Поскольку вал является наиболее значимой деталью насоса, то при его проектировании особенно важно иметь

¹ Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М. : Машиностроение, 1971. 304 с. URL: <http://www.agrovodcom.ru/biblio/biblio38.php>
Agroengineering systems of processes and machines

данные о величине и характере всех воздействующих на него нагрузок.

Благодаря учету всех нагрузок, в настоящее время с помощью CAD/CAM/CAE-технологий можно оперативно смоделировать работу насоса в условиях, близких к реальным², и тем самым оценить напряженно-деформированное состояние (далее – НДС), а следовательно, надежность его ключевых деталей, включая вал, в любой производственной ситуации, что позволит сократить сроки конструкторско-технологической подготовки производства.

Опыт эксплуатации насосов в различных сферах жизнедеятельности человека свидетельствует, что рабочим колесам насосов свойственно с течением времени терять свою первоначальную массу [8–12].

Основной причиной снижения массы рабочих колес является наличие в откачиваемой воде абразивных механических примесей, приводящих к истиранию металла [11–12]. Кроме этого, снижению массы сопутствуют кавитационные явления и коррозия металла [13–14]. А. Adam и соавт. отмечают, что потеря массы рабочего колеса насоса от первоначального состояния может достигать до 20 % [10]. Такое снижение его металлоемкости сказывается на динамической картине, а следовательно, на прочностных свойствах вала насоса.

Целью работы является усовершенствование методики проведения

проверочного прочностного расчета вала насоса, что в перспективе позволит более объективно оценивать его НДС при работе в нештатном режиме, т. е. с изношенным рабочим колесом.

Обзор литературы

По сравнению с базовыми прочностными расчетами валов насосов, разработанными советскими учеными А. К. Михайловым и В. В. Малюшенко¹, современные расчеты имеют ряд поправок, обеспечивающих более объективную оценку НДС детали (вала).

Анализ научных работ^{3–4} [15–23] свидетельствует, что для получения более достоверной картины нагружения вала насоса его следует рассматривать как многосегментную балку, закрепленную в шарнирно-жестких или упругоподатливых опорах с двумя приложенными сосредоточенными массами (массами рабочего колеса с учетом присоединенной массы жидкости и полумуфты) и работающую как на изгиб, так и на кручение под воздействием сил различной природы.

Явным недостатком современных проверочных прочностных расчетов вала насоса является тот факт, что они не учитывают последствия износа рабочего колеса, под которыми в первую очередь следует понимать повышение эксцентриситета и снижение металлоемкости рабочего органа.

Согласно некоторым исследованиям, эти изменения могут существен-

² **Соколов Е. В.** Моделирование и исследование динамических и гидродинамических процессов в центробежных насосах массоподводящих систем бумагоделательных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб. : Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2008. URL: <https://refdb.ru/look/2722004-pall.html>

³ **Ницкий А. Ю.** Численное моделирование динамики ротора мощных питательных насосов ТЭС с учетом гидродинамических сил, возникающих в радиальном уплотнении // сб. тр. междунар. науч. конф. «Параллельные вычислительные технологии». Челябинск : Южно-Уральский государственный университет, 2009. С. 614–623. URL: <http://www.ict.edu.ru/vconf/files/11929.pdf>

⁴ **Maki M. O., Victor G. Arzani. P. E.** Repetitive shaft crack failure analysis on a multistage centrifugal pump in reactor charge service in a nuclear power plant-based on ODS and FEA // Failure analysis of water pump shaft // 43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014) September 23–25. Houston, 2014. URL: <https://www.911metallurgist.com/blog/wp-content/uploads/2016/01/Repetitive-Shaft-Crack-Failure-Analysis-on-a-Multistage-Centrifugal-Pump-in-Reactor-Charge-Service-in-a-Nuclear-Power-Plant-Based-on-ODS-and-FEA.pdf>



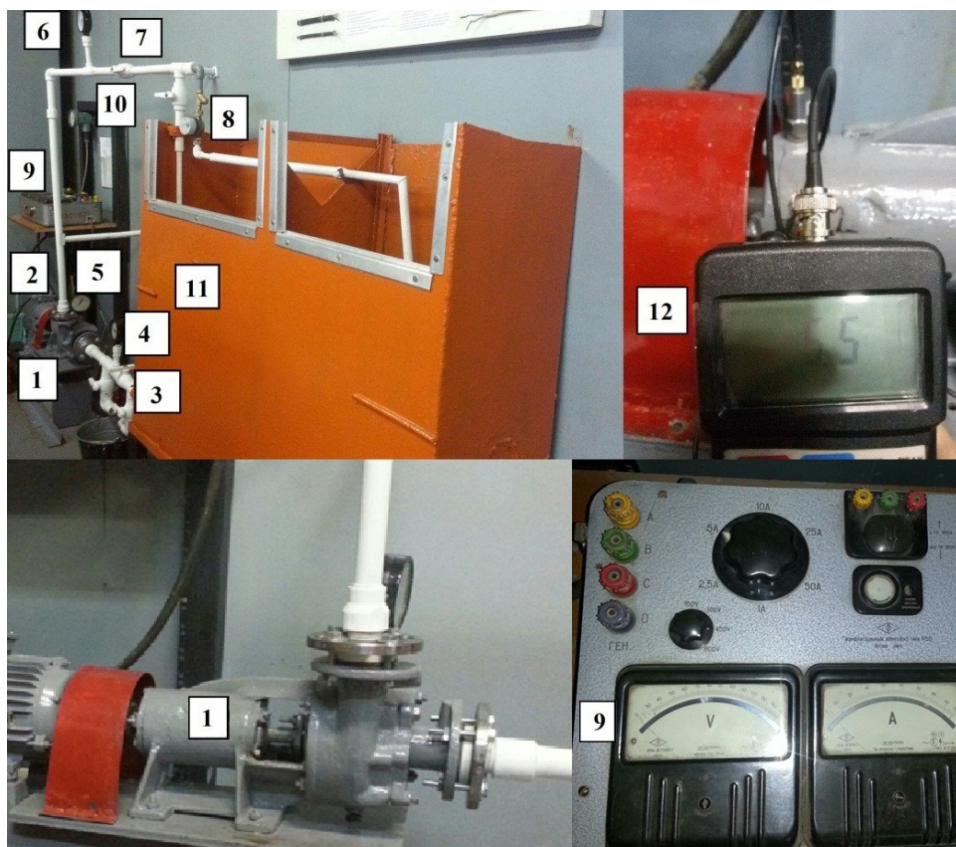
ным образом повлиять на НДС вала насоса [24–28].

Таким образом, учет последствий износа рабочего колеса при проведении проверочного прочностного расчета вала насоса обеспечит возможность выяснить реальные характеристики его нагружения. Внесение данных поправок в проверочный прочностной расчет может значительно повысить надежность спроектированного изделия (вала) в процессе его эксплуатации.

Материалы и методы

Для установления степени влияния последствий износа рабочего колеса на НДС вала насоса были проведены параметрические испытания на базе лаборатории горных машин Горного института ФГАОУ ВО «Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова».

Испытания проводились в 2 этапа на насосе марки К8/18 (далее – исследованном насосе), входящем в состав лабораторной установки (рис. 1).

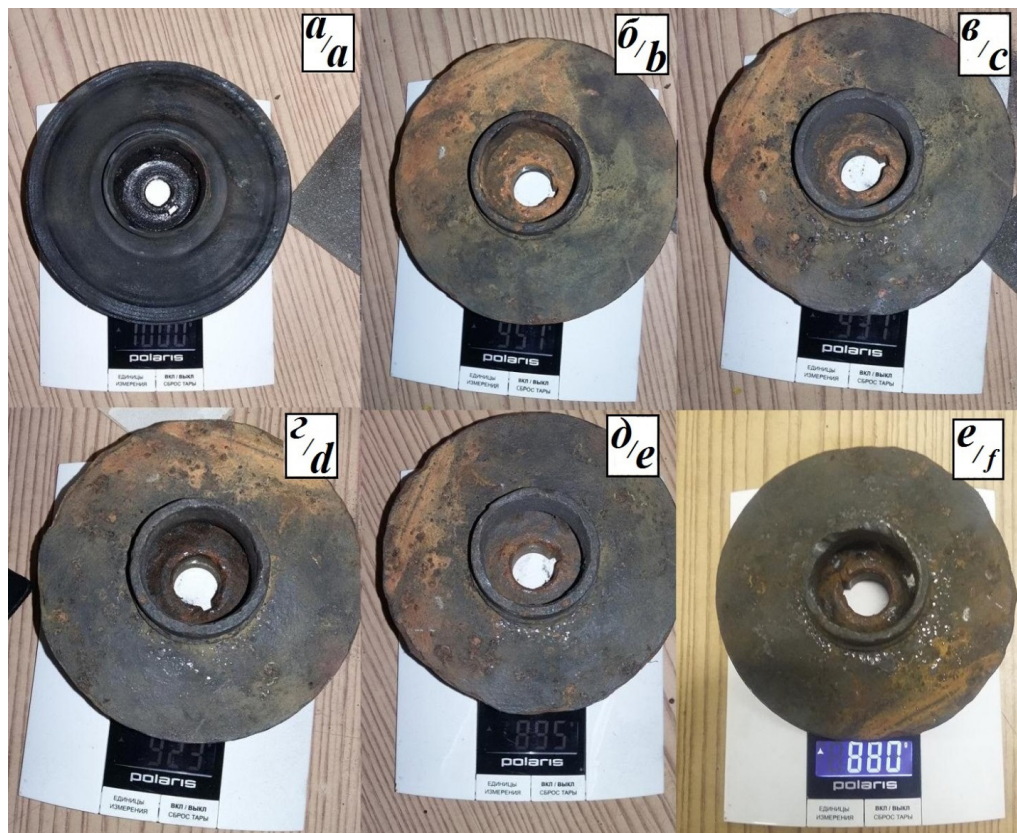


Р и с. 1. Элементы лабораторной насосной установки: 1 – насос марки К8/18; 2 – электродвигатель АИР80В2; 3 – шаровый кран ДУ-40; 4 – мановаккуметр ОБМВ1-100; 5 – манометр ТМ5; 6 – манометр АМ1001У2; 7 – шаровый кран ДУ-32; 8 – расходомер Unimag TU4; 9 – измерительный комплект типа К50; 10 – механический тахометр; 11 – накопительная емкость; 12 – виброметр АТТ-9002

F i g. 1. The elements of the laboratory pumping unit: 1 – K8/18 pump; 2 – AIR80V2 electromotor; 3 – DN-40 ball valve; 4 – OBMV1-100 manovacuummeter; 5 – TM5 manometer; 6 – AM1001U2 manometer; 7 – DN-32 ball valve; 8 – TU4 flowmeter Unimag; 9 – K50 measuring kit type; 10 – mechanical tachometer; 11 – tank; 12 – ATT-9002 vibrometer

Этап № 1 – замер рабочих параметров и СКЗ виброскорости в контрольных точках при работе центробеж-

ного насоса с новым рабочим колесом. Масса данного колеса составляет 1 кг (рис. 2).



Р и с. 2. Рабочее колесо насоса: а) новое рабочее колесо, 1 кг; б–е) рабочее колесо с различной степенью износа, 0,951–0,880 кг

F i g. 2. Pump impeller: a – new impeller, 1 kg; b, c, d, e, f – an impeller with different degrees of wear, 0,951–0,88 kg

Этап № 2 – замер вышеуказанных величин при работе насоса с изношенным рабочим колесом массой 0,951 кг (рис. 2 б), 0,931 кг (рис. 2 в), 0,923 кг (рис. 2 г), 0,895 кг (рис. 2 д) и 0,88 кг (рис. 2 е).

Методика проведения параметрических испытаний достаточно подробно описана в работе [29].

Благодаря вычисленным значениям рабочих параметров были определены нагрузки, воздействующие на

вал исследованного насоса (табл. 1) в процессе его работы. Данные нагрузки послужили основой для проведения исследований влияния последствий износа рабочего колеса на НДС вала исследованного насоса¹⁻².

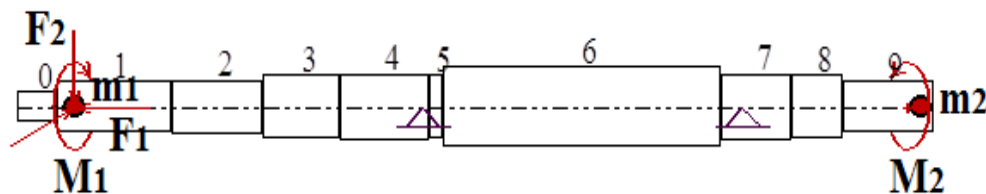
Для установления степени влияния последствий износа рабочего колеса на НДС вала насоса различной конструкции обязательно необходимо выполнить его расчет на статическую прочность.



Вычисленные значения нагрузок
Calculated load values

Осевая сила F_1 , Н / Axial force F_1 , N	Гидравлическая радиальная сила F_2 , Н / Hydraulic radial force F_2 , N	Гидравлический момент M_1 , Н·м / Hydraulic moment M_1 , N·m	Крутящий момент M_2 , Н·м / Torque moment M_2 , N·m	Масса рабочего колеса m_1 , кг / Impeller mass m_1 , kg	Масса полу-муфты m_2 , кг / Half-coupling mass m_2 , kg
-1938,9	0	2,87	-2,87	1,000	1
-1895,9	4,05	2,81	-2,81	0,951	1
-1879,8	6,58	2,77	-2,77	0,931	1
-1836,8	9,37	2,66	-2,66	0,923	1
-1795,6	14,61	2,58	-2,58	0,895	1
-1736,46	47,85	2,46	-2,46	0,880	1

Расчетная схема нагружения вала расчета на статическую прочность насоса марки К8/18 для проведения приведена на рис. 3.

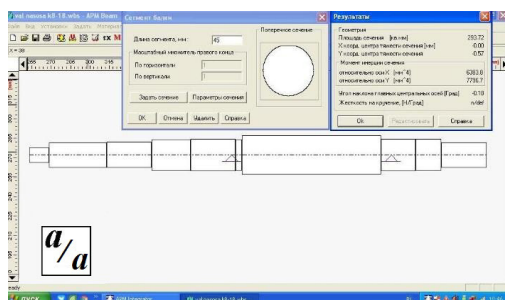


Р и с. 3. Схема нагружения вала консольного насоса

F i g. 3. Load diagram of the console pump shaft

Изображенный на рис. 3 вал насоса был построен и нагружен в модуле «APM Beam» («APM Win Machine»), где затем были реализованы его прочностные расчеты (расчет на статиче-

скую прочность и динамический анализ). Расхождение массы разработанной модели (рис. 4, а) и массы натурального вала (рис. 4, б) составила порядка 1 %, что допустимо.



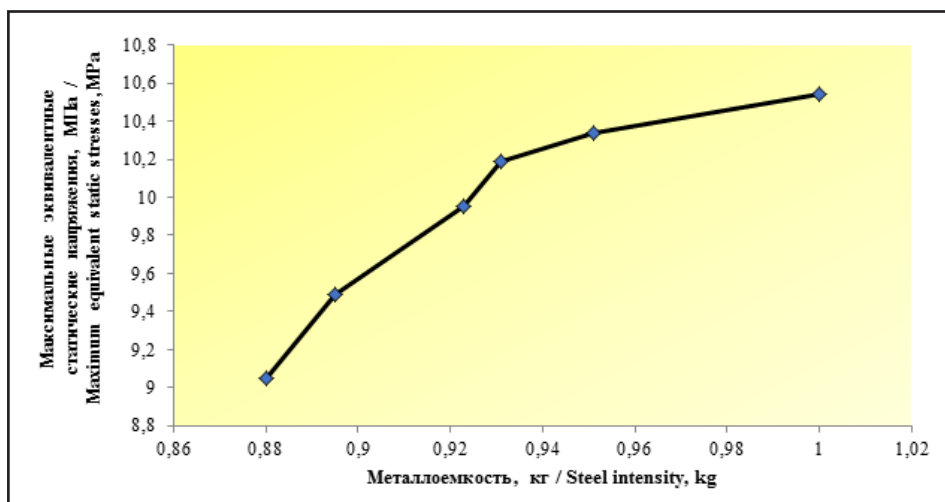
Р и с. 4. Конечно-элементная модель вала (а) и вал в натурном виде (б)

F i g. 4. The finite element model of the shaft (a) and a natural shaft (b)

Результаты исследования

На рис. 5 представлена кривая зависимости максимальных эквивалентных статических напряжений, возникающих в произвольно выбранном автором сегменте (сегмент № 1) вала

исследованного насоса (см. рис. 3), от металлоемкости рабочего колеса. Как видно из данного рисунка, уменьшение значений напряжений прямо пропорционально потерям металлоемкости рабочего колеса.



Р и с. 5. Зависимость максимальных эквивалентных статических напряжений от металлоемкости рабочего колеса

F i g. 5. The dependence of maximum equivalent static stresses on steel intensity

Согласно работам [18; 28], получение близкой к реальности картины нагружения вала насоса любой конструкции возможно только после выполнения его динамического анализа, основой которого являются результаты расчета на статическую прочность.

Необходимость динамического анализа объясняется тем, что расчет на статическую прочность не отражает реальную картину нагружения валов, поскольку в большинстве случаев динамические напряжения, сконцентрированные в сечениях этих деталей, в несколько раз превышают статические [18]. Это объясняется тем, что работа насоса в нештатном режиме (имеется в виду работа с изношенным колесом) сопряжена с возникновением дополнительных возмущающих сил, что приводит к усиленному нагружению вала² [18].

Стоит отметить, что на практике повышение уровня вибрации является диагностическим признаком потери работоспособности ротационной машины [30–38].

Дополнительные возмущающие силы в проверочных прочностных расчетах учитываются с помощью специального коэффициента динамичности [28; 39]:

$$\sigma_d = k_d \cdot \sigma_{st}, \quad (1)$$

где σ_d , σ_{st} – динамические и статические напряжения; k_d – коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности выражается следующим равенством [32]:

$$k_d = 1 + \frac{F}{P} \cdot \beta, \quad (2)$$



где F – центробежная сила рабочего колеса; P – вес ротора; β – коэффициент нарастания колебаний.

Как видно из формулы (2), коэффициент динамичности во многом зависит от величины центробежной силы.

Центробежная сила рабочего колеса определяется следующим образом¹⁻²:

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2, \quad (3)$$

где m – масса ротора; e – эксцентриситет рабочего колеса; ω – угловая скорость вращения ротора.

В настоящее время при расчете упомянутой силы за величину эксцентриситета принимается число, приближенно равное половине биения рабочего колеса по наружному диаметру (табл. 2), которое не учитывает степень его изношенности и, следовательно, является определенным упущением¹⁻² [15].

В статьях [26–27] отмечается, что вибрация ротора увеличивается с повышением эксцентриситета его рабочего органа. Таким образом, зная текущее значение параметра вибрации (виброскорости, виброускорения или вибросмещения) рабочего колеса, можно установить текущее значение его эксцентриситета:

$$\frac{v_{>}}{v_i} = \frac{e_{>}}{e_i}, \quad (4)$$

где $v_{>}$, v_i – начальное и текущее значения вибрации; $e_{>}$, e_i – начальное и текущее значения эксцентриситета рабочего колеса.

В рассматриваемом случае величина e_o составляет 0,075 мм, поскольку наружный диаметр рабочего колеса исследованного насоса равен приблизительно 140 мм (см. табл. 2), а величина v_o (СКЗ виброскорости), определенная в ходе параметрических испытаний, – 4,2 мм/с.

Точка замера СКЗ виброскорости приведена на рис. 6

Таблица 2

Table 2

Эксцентриситет при различных диаметрах рабочего колеса

Eccentricity under different diameters of the impeller

Наружный диаметр рабочего колеса, мм / Impeller outer diameter, mm	< 300	300–500	500–1 000	1 000–2 000
Эксцентриситет, мм / Eccentricity, mm	0,075	0,100	0,150	0,200



Р и с. 6. Контрольная точка измерения вибрации

F i g. 6. Vibration measurement in control point

В табл. 3 сведены данные о зафиксированных СКЗ виброскорости при различной металлоемкости рабочего колеса насоса К8/18.

Таблица 3

Table 3

СКЗ виброскорости при различной металлоемкости рабочего колеса
RMS of vibration velocity under different steel intensity of the impeller

Металлоемкость, кг / Steel intensity, kg	СКЗ виброскорости, мм/с / RMS of vibration velocity, mm/s
1,000	4,2
0,951	4,5
0,931	4,8
0,923	5,0
0,895	5,3
0,880	7,4

Благодаря полученным данным были рассчитаны фактические эксцентриситеты рабочего колеса исследованного насоса при его различной металлоемкости (4), а затем – величины F , k_d и σ_d (1–3).

Судить о степени влияния последствий износа рабочего колеса на НДС вала исследованного насоса можно исходя из сравнительного анализа двух зависимостей максимальных эквивалентных динамических напряжений, возникающих в сегменте № 1 вала, от металлоемкости посаженного на него рабочего колеса (рис. 7).

Кривая № 1 была построена по предлагаемой методике (эксцентриситет изменяется в зависимости от степени износа рабочего колеса), а кривая № 2 – по существующей методике (эксцентриситет постоянен)¹.

Как видно из рис. 7, разница между кривыми по эквивалентным динамическим напряжениям может быть значительной. Например, при металлоемкости рабочего колеса, составляющей 0,895 кг, разница между напряжениями принимает значение ~21 % (27,52 МПа и 22,68 МПа соответственно).

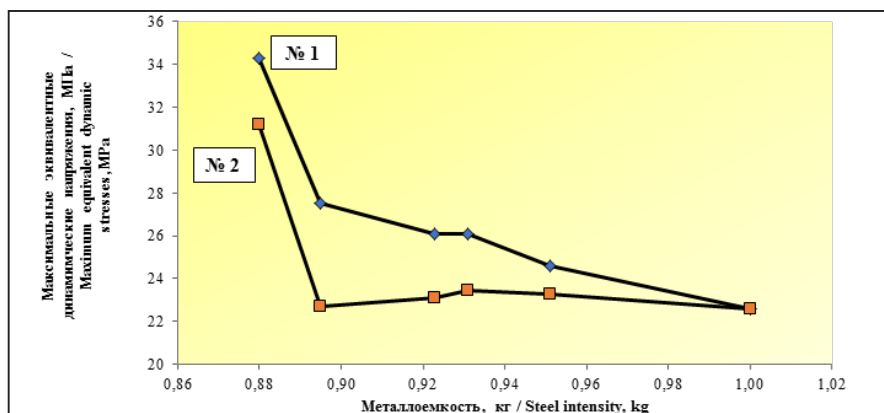


Fig. 7. Зависимость максимальных эквивалентных динамических напряжений от металлоемкости рабочего колеса

Fig. 7. Dependence of maximum equivalent dynamic stresses on steel intensity



Таким образом, экспериментально установлено, что учет фактической величины металлоемкости, а следовательно, и эксцентриситета рабочего колеса при проведении проверочного прочностного расчета вала исследованного насоса в значительной степени меняет картину его НДС.

Обсуждение и заключения

1. В результате выполненных научных исследований было доказано существенное влияние последствий износа рабочего колеса (повышенного эксцентриситета и пониженной металлоемкости рабочего колеса) на НДС вала исследованного насоса.

2. Предложена усовершенствованная методика проведения проверочного прочностного расчета вала насоса, позволяющая более объективно оценивать его НДС при работе в штатном режиме (с изношенным рабочим колесом).

3. На основании результатов исследований можно говорить о том, что при проектировании вала насоса, предназначенного для работы в условиях интенсивного механического и коррозионного изнашивания, необходимо закладывать более высокий запас прочности, т. е. использовать в качестве материала вала легированные стали с повышенным пределом текучести.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Корнеев А. А., Любимова А. С. Анализ причин выхода из строя центробежных насосов сферы ЖКХ и технологические методы их восстановления // Сервис в России и за рубежом. 2012. № 8 (35). С. 172–179. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-prichin-vyhoda-iz-stroya-tsentrobeznyh-nasosov-sfery-zhkh-i-tehnologicheskie-metody-ih-vosstanovleniya>
2. Модернизация насосных станций водоснабжения, используемых в сельском хозяйстве г. Добруджа / А. Константин [и др.] // Вестник Нижегородского государственного инженерно-экономического университета. 2011. Т. 2, № 4 (5). С. 56–72. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/modernizatsiya-nasosnyh-stantsiy-vodosnabzheniya-ispolzuemyh-v-selskom-hozyaystve-g-dobrudzha>
3. Shaikh A. A. M. H., Wang L. Solar power pumping in agriculture: a review of recent research // Agri Res & Tech: Open Access J. 2017. Vol. 4, no. 3. P. 1–2. URL: https://www.researchgate.net/publication/316862924_Solar_Power_Pumping_in_Agriculture_a_Review_of_Recent_Research
4. Muhammad W., Deen Majraj K. M. Failure analysis of water pump shaft // Journal of Failure Analysis and Prevention. 2010. Vol. 10, no. 2. P. 161–166. URL: https://www.researchgate.net/publication/225630126_Failure_Analysis_of_Water_Pump_Shaft
5. Федько А. А., Сорокин А. А. Защита насосных агрегатов от «сухого хода» // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2014. № 1. С. 48–50. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/zaschita-nasosnyh-agregatov-ot-suhogo-hoda>
6. Васильев В. А., Ницкий А. Ю. Анализ поломок валов питательных насосов мощных энергоблоков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. 2005. № 1 (41). С. 78–93. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-polomok-valov-pitatelnyh-nasosov-moschnyh-energoblokov>
7. Lonkar A. D., Karande A. V. Optimization and FEA of centrifugal pump shaft // International Journal for Scientific Research & Development. 2016. Vol. 4, no. 5. P. 18–19. URL: <http://ijsrd.com/articles/IJSRDV4I50039.pdf>
8. Dauletbikuly O., Bayjumanov K. D. Methods of increase of wear resistance and resource of operation of soil pumps // International Journal of Mathematics and Physics. 2015. Vol. 1. P. 4–7. URL: <http://www.kazntu.kz/en/publication/view/391/7562>
9. Patsera S., Protsiv V., Kosmin V. Feasible ways to improve the durability of the pumps' parts operating with hydroabrasive mixtures // Mechanics, Materials Science & Engineering. 2015. Vol. 1. P. 133–137. DOI: 10.13140/RG.2.1.4039.5286

10. **Adam A., Adam H., Mariusz L.** Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due cavitation erosion of pump impellers // Engineering Failure Analysis. 2016. Vol. 70. P. 56–72. URL: https://www.researchgate.net/publication/305751032_Resonance_of_torsional_vibrations_of_centrifugal_pump_shafts_due_to_cavitation_erosion_of_pump_impellers

11. **Овчинников Н. П.** О работоспособности электронасосного агрегата с новым и изношенным рабочими колесами // Гидротехническое строительство. 2017. № 4. С. 35–39. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29345867>

12. **Rick K.** Considerations is selecting a positive displacement slurry pump // Mining World. 2016. Vol. 13, no. 4. P. 34–37. URL: http://www.abelpumps.com/en/Press/2016/MiningWorld_diaphragm_pump_slurry_pump.pdf

13. **Gohil P. P., Saini R. P.** Effect of temperature, suction head and flow velocity on cavitation in a Francis turbine of small hydro power plant // Energy. 2015. Vol. 93, no. 1. P. 613–624. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544215012529?via%3Dihub>

14. **Arun M.** Cavitation modelling and characteristic study of a centrifugal pump impeller // International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering. 2014. Vol. 1, no. 10. P. 268–273. URL: <http://ijirae.com/volumes/vol1/issue10/44.NVME10091.pdf>

15. **Викулов М. А., Овчинников Н. П.** Расчет статической прочности вала // Мир современной науки. 2012. № 6. С. 7–14. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=22584982>

16. **Викулов М. А., Овчинников Н. П.** Исследование напряженно-деформированного состояния ротора насоса // Мир современной науки. 2013. № 2. С. 26–32. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=18950612>

17. **Вахлярский Д. С., Гуськов А. М.** Численный анализ динамики ротора центробежного насоса // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 6 (6). С. 34–49. DOI: 10.18698/2308-6033-2012-6-259

18. **Pramod J., Bachche, R. M. Tayade.** Finite element analysis of shaft of centrifugal pump // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2013. Vol. 7, no. 3. P. 37–42. URL: <http://iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/vol7-issue3/F0733742.pdf>

19. **Бабаченко Ю. В., Авдюшенко А. Ю.** Расчетное исследование радиальных сил, действующих на ротор радиально-осевой гидротурбины // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 4 (2). С. 547–552. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschetnoe-issledovanie-radialnyh-sil-deystvuyuschih-na-rotor-radialno-osevoy-gidroturbiny>

20. **Cropper M.** Better pumps right away // Sulzer technical review. 1998. № 1. P. 10–13. URL: http://www.sulzer.com/nb/-/media/Documents/Cross_Division/STR/1998/1998_01_10_cropper_e.pdf

21. Improvement of the abrasive wear resistance of pump shaft (AISI 316L stainless steel) by Salt Bath Nitriding / E. Ghelloudj [et al.] // Journal of Chemistry and Materials Research. 2017. Vol. 6, no. 2-3. P. 58–63. URL: [http://www.oriipub.com/Vol.%206%20\(2-3\),%202017,%2058-63.pdf](http://www.oriipub.com/Vol.%206%20(2-3),%202017,%2058-63.pdf)

22. **Доан Ван Т., Мамонтов В. А.** Расчет долговечности судовых валов с трещинами, наклонными к оси вала // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2008. № 5 (46). С. 39–43. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschet-dolgovechnosti-sudovyh-valov-s-treschinami-naklonnymi-k-osi-vala>

23. **Тимухин С. А., Чураков Е. О., Ислентьев А. О.** Оценка напряженно-деформированного состояния валов шахтных секционных насосов // Известия Уральского Горного университета. 2017. № 2 (46). С. 75–77. URL: <http://iuggu.ru/download/+Timukhin-2-17.pdf>

24. Исследование влияния попадания постороннего предмета в рабочее колесо насоса на энергетические характеристики приводного двигателя / И. Ю. Семькина [и др.] // Вестник Чувашского университета. 2017. № 1. С. 177–184. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-popadaniya-postoronnego-predmeta-v-rabochee-koleso-nasosa-na-energeticheskie-harakteristiki-privodnogo>

25. **Васьковский Ю. Н., Гераскин А. А.** Вибродиагностика эксцентриситета ротора асинхронных машин на основе анализа вибровозмущающих сил // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». 2014. № 38 (1081). С. 52–62. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/13402>



26. **Нихамкин М. Ш., Черняев А. И., Семенов С. В.** Методика расчета показателей надежности роторных систем на основе статистического моделирования вибраций // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2016. № 47. С. 198–214. DOI: 10.15593/2224-9982/2016.47.11
27. **Прудников А. Ю., Боннет В. В., Логинов А. Ю.** Метод определения эксцентриситета ротора асинхронного двигателя // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. 2015. № 5. С. 68–72. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-opredeleniya-ekstsentriziteta-rotora-asinhronnogo-dvigatelya>
28. **Виколов М. А., Овчинников Н. П.** Динамический расчет ротора насоса // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2014. № 9. С. 359–364. URL: http://www.giab-online.ru/files/Data/2014/09/59_359-364_Vikulov.pdf
29. Экспериментальные исследования эксплуатационных свойств насосной установки с изношенным рабочим колесом / Н. П. Овчинников [и др.] // Горный журнал. 2016. № 9. С. 85–88. DOI: 10.17580/gzh.2016.09.17
30. **Fabian S., Čačko P.** Experimental measurement and examination of independent and combined interaction of vibrodiagnostic and tribotechnical methods // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 308. P. 51–56. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.308.51
31. Turbine blade vibration measurement methods for turbocharges / G. Janicki [et al.] // American Journal of Sensor Technology. 2014. Vol. 2, no 2. P. 13–19. URL: <http://pubs.sciepub.com/ajst/2/2/1>
32. **Galka T.** Influence of load and interference in vibration-based diagnostic of rotating machines // Advances and applications in mechanical engineering and technology. 2011. Vol. 3. no. 1/2. P. 1–19. URL: [http://scientificadvances.co.in/admin/img_data/443/images/\[1\]%20AAMET%200112001%20Tomasz%20Galka%201-19.pdf](http://scientificadvances.co.in/admin/img_data/443/images/[1]%20AAMET%200112001%20Tomasz%20Galka%201-19.pdf)
33. Effects of stator-rotor interaction on unsteady aerodynamic load of compressor rotor blades / H. Yuan [et al.] // Journal of Vibroengineering. 2015. Vol. 17, no. 5. P. 2591–2608. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28021807>
34. **Zegarač Nikola P.** Research into the causes of increased vibration levels on the diesel-electric generators set at the air traffic control – Belgrade airport // Vojnotehnički glasnik. 2016. Vol. 64, no. 2. P. 465–482. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/research-into-the-causes-of-increased-vibration-levels-on-the-diesel-electric-generators-set-at-the-air-traffic-control-belgrade-airport>
35. **Герике П. Б., Блюменштейн В. Л.** Результаты вибродиагностики оборудования центробежных насосов применительно к созданию единого критерия оценки фактического состояния // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2016. № 6. С. 89–96. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-vibrodiagnostiki-oborudovaniya-tsentrobeznyh-nasosov-primenitelno-k-sozdaniyu-edinogo-kriteriya-otsenki-fakticheskogo>
36. **Герике П. Б.** Создание предпосылок для разработки критериев предельного состояния грохотов на основе анализа параметров механических колебаний // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. № 1 (107). С. 24–29. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sozdanie-predposylok-dlya-razrabotki-kriteriev-predelnogo-sostoyaniya-grohotov-na-osnove-analiza-parametrov-mehanicheskikh-kolebaniy-1>
37. **Александров В. И., Собота И.** Вибродиагностика технического состояния грунтовых насосов // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 242–250. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vibrodiagnostika-tehnicheskogo-sostoyaniya-gruntovyh-nasosov>
38. **Писарев П. В.** Численный расчет НДС лопаток центробежного насоса, нагруженных потоком жидкости // Математическое моделирование в естественных науках. 2016. Т. 1. С. 275–280. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=2674288043>
39. **Высоковский В. Л., Фаттахов Р. Р.** Определение коэффициента динамичности при расчете балки, падающей на упоры // Вестник Южно-Уральского государственного университета. 2007. № 22 (5). С. 13–14. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/opredelenie-koeffitsienta-dinamichnosti-pri-raschete-balki-padayuschey-na-upory>

Поступила 17.08.2017; принята к публикации 26.09.2017; опубликована онлайн 19.12.2017

Об авторе:

Овчинников Николай Петрович, заведующий кафедрой горных машин, ФГАОУ ВО «Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова» (677000, Россия, г. Якутск, ул. Белинского, д. 58), кандидат технических наук, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4355-5028>, ovchinnlar1986@mail.ru

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

REFERENCES

1. Korneyev A. A., Lyubimova A. S. [The analysis of the causes of HCS centrifugal pumps failures and technological methods of recovery]. *Servis v Rossii i za rubezhom* = Service in Russia and Abroad. 2012; 8(35):172–179. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/analiz-prichin-vyhoda-iz-stroya-tsen-trobeznyh-nasosov-sfery-zhkh-i-tehnologicheskie-metody-ih-vosstanovleniya> (In Russ.)
2. Konstantin A., Stanesku M., Nitesku S., Roshu. L. [Modernization of pump water stations used in the agriculture in a Dobruja]. *Vestnik Nizhegorodskogo gosudarstvennogo inzhenerno-ekonomicheskogo universiteta* = Nizhny Novgorod State Engineering-Economic University Bulletin. 2011; 4(5):56–72. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/modernizatsiya-nasosnyh-stantsiy-vodosnabzheniya-ispolzue-myh-v-selskom-hozyaystve-g-dobrudzha> (In Russ.)
3. Shaikh Abdullah Al Mamun H., Wang L. Solar Power Pumping in Agriculture: a Review of Recent Research. *Agri Res & Tech: Open Access J.* 2017; 4(3):1–2. Available at: http://www.researchgate.net/publication/316862924_Solar_Power_Pumping_in_Agriculture_a_Review_of_Recent_Research
4. Muhammad W., Deen Majraj K. M. Failure analysis of water pump shaft. *Journal of Failure Analysis and Prevention.* 2010; 10(2):161–166. Available at: http://www.researchgate.net/publication/225630126_Failure_Analysis_of_Water_Pump_Shaft
5. Fedko A. A., Sorokin A. A. [Protection of pumping units against “dry-progress”]. *Izvestiya Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* = News of Orenburg State Agrarian University. 2014; 1:48–50. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/zaschita-nasosnyh-agregatov-ot-suhogo-hoda> (In Russ.)
6. Vasilyev V. A., Nicky A. Yu. [The analysis of the failure of the feed pumps shafts of powerful units]. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta* = South Ural State University Bulletin. 2005; 1(41):78–93. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/analiz-polomok-valov-pitatelnyh-nasosov-moschnyh-energoblokov> (In Russ.)
7. Lonkar D. A., Karande A. V. Optimization and FEA of centrifugal pump shaft. *International Journal for Scientific Research & Development.* 2016; 4(5):18–19. Available at: <http://ijsrd.com/articles/IJSRDV4I50039.pdf>
8. Dauterbikuly O., Bayjumanov K. D. Methods of increase of wear resistance and resource of operation of soil pumps. *International Journal of Mathematics and Physics.* 2015; 1:4–7. Available at: <http://www.kazntu.kz/en/publication/view/391/7562>
9. Patsera S., Protsiv V., Kosmin V. Feasible ways to improve the durability of the pumps’ parts operating with hydroabrasive mixtures. *Mechanics, Materials Science & Engineering.* 2015; 1:133–137. DOI: 10.13.13140/RG.2.1.4039.5286
10. Adam A., Adam H., Mariusz L. Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due cavitation erosion of pump impellers. *Engineering Failure Analysis.* 2016; 70:56–72. Available at: http://www.researchgate.net/publication/305751032_Resonance_of_torsional_vibrations_of_centrifugal_pump_shafts_due_to_cavitation_erosion_of_pump_impellers
11. Ovchinnikov N. P. [About efficiency of electro pumping units with new and worn impellers]. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo* = Hydraulic engineering. 2017; 4:35–39. Available at: <http://elibrary.ru/item.asp?id=29345867> (In Russ.)
12. Rick K. Considerations is selecting a positive displacement slurry pump. *Mining World.* 2016; 13(4):34–37. Available at: http://www.abelpumps.com/en/Press/2016/MiningWorld_diaphragm_pump_slurry_pump.pdf



13. Pankaj P. Gohil, Saini R. P. Effect of temperature, suction head and flow velocity on cavitation in a Francis turbine of small hydro power plant. *Energy*. 2015; 93(1):613–624. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544215012529?via%3Dihub>
14. Arun M. Cavitation modelling and characteristic study of a centrifugal pump impeller// *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*. 2014; 1(10):268–273. Available at: <http://ijirae.com/volumes/vol1/issue10/44.NVME10091.pdf>
15. Vikulov M. A., Ovchinnikov N. P. [Static strength calculation of the shaft]. *Mir sovremennoy nauki* = World of Modern Science. 2012; 6:7–14. Available at: <http://elibrary.ru/item.asp?id=22584982> (In Russ.)
16. Vikulov M. A., Ovchinnikov N. P. [Research of the stress-strain state of a pump rotor]. *Mir sovremennoy nauki* = World of Modern Science. 2013; 2:26–32. Available at: <http://elibrary.ru/item.asp?id=18950612> (In Russ.)
17. Vakhlyarsky D. S., Guskov A. M. [The numerical analysis of a centrifugal pump rotor dynamics]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* = Engineering Journal: Science and Innovation. 2012; 6(6):34–49. DOI: 10.18698/2308-6033-2012-6-259 (In Russ.)
18. Pramod J. Bachche, R. M. Tayade. Finite element analysis of shaft of centrifugal pump. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2013; 7(3):37–42. Available at: <http://iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/vol7-issue3/F0733742.pdf>
19. Babachenko Yu. V., Avdyushenko A. Yu. [The numerical study of radial forces acting on the radial-axial turbine rotor]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk* = Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2013; 4(2):547–552. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/raschetnoe-issledovanie-radialnyh-sil-deystvuyuschiy-na-rotor-radialno-osevoy-gidroturbiny> (In Russ.)
20. Cropper M. Better pumps right away. *Sulzer Technical Review*. 1998; 1:10–13. Available at: http://www.sulzer.com/nb/-/media/Documents/Cross_Division/STR/1998/1998_01_10_cropper_e.pdf
21. Ghelloudj E., Hannachi M. T., Djebaili H., Sifeddine H. Improvement of the abrasive wear resistance of pump shaft (AISI 316L stainless steel) by Salt Bath Nitriding. *Journal of Chemistry and Materials Research*. 2017; 6(2–3):58–63. Available at: [http://www.oriipub.com/Vol.%206%20\(2-3\),%202017,%2058-63.pdf](http://www.oriipub.com/Vol.%206%20(2-3),%202017,%2058-63.pdf)
22. Doan Van T., Mamontov V. A. [The calculation of ship shafts durability with cracks inclined to the axis of the shaft]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = Astrakhan State Technical University Bulletin. 2008; 5(46):39–43. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/raschet-dolgovechnosti-sudovyh-valov-s-treschinami-naklonnymi-k-osi-vala> (In Russ.)
23. Timukhin S. A., Churakov E. O., Islentiev A. O. [The evaluation of the stress-strain state of mine section pump shafts]. *Izvestiya Uralskogo gornogo universiteta* = News of Ural State Mining University. 2017; 2(46):75–77. Available at: <http://iuggu.ru/download/+Timukhin-2-17.pdf> (In Russ.)
24. Semykina I. Yu., Kipervasser M. V., Gerasimuk A. V., Gulamov Sh. R. [The research of the influence of contact with a foreign object in the pump impeller on the drive motor energy characteristics]. *Vestnik Chuvashskogo universiteta* = Chuvash University Bulletin. 2017; 1:177–184. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-popadaniya-postoronnego-predmeta-v-rabochee-koleso-nasosa-na-energeticheskie-harakteristiki-privodnogo> (In Russ.)
25. Vaskovsky Yu. N., Geraskin A. A. [The vibration diagnostics of induction machines rotor eccentricity of the based on the analysis vibromassage forces]. *Visnik Nacionalnogo tekhnicheskogo universitetu "Harkivskiy politekhnichnyi institut"* = Kharkiv National Technical University Bulletin. 2014; 38(1081):52–62. Available at: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/13402> (In Russ.)
26. Nihamkin M. Sh., Chernyaev A. I., Semenov S. V. [The method of calculating rotor systems reliability based on statistical modeling of vibrations]. *Vestnik Permskogo nacionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aehrokosmicheskaya tekhnika* = Perm National Research Polytechnic University Bulletin. Aerospace Engineering. 2016; 47:198–214. DOI: 10.15593/2224-9982/2016.47.11. (In Russ.)
27. Prudnikov A. Yu., Bonnet V. V., Loginov A. Yu. [The method of detection of the induction motor rotor eccentricity]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* = Krasnoyarsk State Agrarian University Bulletin. 2015; 5:68–72. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/metod-opredeleniya-ekstsentsiteta-rotora-asinhronnogo-dvigatelya> (In Russ.)

28. Vikulov M. A., Ovchinnikov N. P. [The dynamic calculation of the pump rotor]. *Gorny informacionno-analiticheskiy byulleten* = Mining Informational and Analytical Bulletin. 2014; 9:359–364. Available at: http://www.giab-online.ru/files/Data/2014/09/59_359-364_Vikulov.pdf (In Russ.)
29. Ovchinnikov N. P., Vikulov M. A., Bochkarev Yu. S., Dovidenko G. P. [Experimental researches of operational properties of the pumping installation with a worn impeller]. *Gornyy zhurnal* = Mining Journal. 2016; 9:85–88. DOI: 10.17580/gzh.2016.09.17 (In Russ.)
30. Fabian S., Čačko P. Experimental measurement and examination of independent and combined interaction of vibrodiagnostic and tribotechnical methods. *Applied Mechanics and Materials*. 2013; 308:51–56. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.308.51
31. Janicki G., Perzouvanis A., Mason B., Ebrahimi M. K. Turbine blade vibration measurement methods for turbocharges. *American Journal of Sensor Technology*. 2014; 2(2):13–19. Available at: <http://pubs.sciepub.com/ajst/2/2/1>
32. Galka T. Influence of load and interference in vibration-based diagnostic of rotating machines. *Advances and Applications in Mechanical Engineering and Technology*. 2011; 3(1/2):1–19. Available at: [http://scientificadvances.co.in/admin/img_data/443/images/\[1\]%20AAMET%200112001%20Tomasz%20Galka%201-19.pdf](http://scientificadvances.co.in/admin/img_data/443/images/[1]%20AAMET%200112001%20Tomasz%20Galka%201-19.pdf)
33. Yuan H., Yang W., Zhao T., Liang M. Effects of stator-rotor interaction on unsteady aerodynamic load of compressor rotor blades. *Journal of vibroengineering*. 2015; 17(5):2591–2608. Available at: <http://elibrary.ru/item.asp?id=28021807>
34. Zegarač N. P. Research into the causes of increased vibration levels on the diesel-electric generators set at the air traffic control – Belgrade airport. *Vojnotehnički glasnik*. 2016; 64(2):465–482. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/research-into-the-causes-of-increased-vibration-levels-on-the-diesel-electric-generators-set-at-the-air-traffic-control-belgrade-airport>
35. Gerike P. B., Blyumenshtein V. L. [The results of the vibration analysis of the equipment for centrifugal pumps in relation to the creation of a unified evaluation criterion of the actual state]. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = Kuzbass state technical university Bulletin. 2016; 6:89–96. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-vibrodiagnostiki-oborudovaniya-tsentrobeznyh-nasosov-primenitelno-k-sozdaniyu-edinogo-kriteriya-otsenki-fakticheskogo> (In Russ.)
36. Gerike P. B. [Creating prerequisites for the development of criteria of screens limit state on the basis of analyzing mechanical oscillations parameters]. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = Kuzbass state technical university Bulletin. 2015; 1(107):24–29. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/sozdanie-predposylok-dlya-razrabotki-kriteriev-predelnogo-sostoyaniya-grohotovna-osnove-analiza-parametrov-mehanicheskikh-kolebaniy-1> (In Russ.)
37. Aleksandrov V. I., Sobota I. [The vibration-based diagnostics of the technical state slurry pumps]. *Zapiski Gornogo instituta* = Proceedings of Mining Institute. 2016; 218:242–250. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/vibrodiagnostika-tehnicheskogo-sostoyaniya-gruntovyh-nasosov> (In Russ.)
38. Pisarev P. V. [The numerical calculation of stress-strain centrifugal pump blades of the carrying fluid flow]. *Matematicheskoye modelirovaniye v yestestvennykh naukakh* = Mathematical modeling in the natural sciences. 2016; 1:275–280. Available at: <http://elibrary.ru/item.asp?id=2674288043> (In Russ.)
39. Vysokovsky V. L., Fattahov R. R. [The definition of the dynamic factor in the calculation of the beam incident on the stops]. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta* = South Ural State University Bulletin. 2007; 22(5):13–14. Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/opredelenie-koeffitsienta-dinamichnosti-pri-raschete-balki-padayuschey-na-upory> (In Russ.)

Submitted 17.08.2017; revised 26.09.2017; published online 19.12.2017

About the author:

Nikolay P. Ovchinnikov, Head of the Department of Mining Machines, Ammosov North-Eastern Federal University, (58 Belinsky St., Yakutsk 677000, Russia), Ph.D. (Engineering), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4355-5028>, ovchinnlar1986@mail.ru

The author has read and approved the final version of the manuscript.