

УДК 621.59 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ВАРИАНТАХ ТРУБЧАТОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.В. Клименко
С.Ф. Тимушев
В.В. Корчинский
Н. А. Лотков

Московский
авиационный институт
(национальный исследовательский
университет)
Волоколамское шоссе, д. 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3,
Российская Федерация
125993
itico.harmony@gmail.com

Применение трубчатых направляющих аппаратов позволяет сгладить импульс давления при прохождении рабочей лопатки, снизить амплитуду пульсаций давления и вибрации, а также существенно повысить динамическую прочность конструкции. Объясняется механизм снижения пульсаций давления и вибрации корпуса насоса при применении трубчатого направляющего аппарата. Актуальной проблемой является численное моделирование нестационарного потока в насосе для анализа вариантов отводов и их оптимизацией. Расчётный анализ проведён с применением метода «скользящих сеток». Приведены результаты расчётов и сравнительного анализа вариантов направляющего аппарата высокооборотного шнекоцентробежного насоса. В ходе вычислительных экспериментов определены сигналы и спектры пульсаций давления в разных точках отвода, а также энергетические параметры и потери энергии в отводе.

Ключевые слова: Шнекоцентробежный насос; трубчатый направляющий аппарат; пульсации давления; частота следования лопаток.

Обозначения

- t - время
 P - давление
 V - скорость жидкости
 k - кинетическая энергия турбулентности
 ε - скорость диссипации
 μ - молекулярная вязкость
 μ_t - турбулентная вязкость
 ρ - плотность жидкости

1 Введение

Важной задачей является повышение вибронадёжности турбонасосных агрегатов подачи жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Наиболее мощным источником вибрации являются высокооборотные шнекоцентробежные насосы. В спектрах пульсаций давления, вибрации и динамической деформации корпуса шнекоцентробежного насоса доминируют тональные компоненты на частоте следования рабочих лопаток и их гармониках. Эти колебания обусловлены нестационарным гидродинамическим взаимодействием неравномерного потока, выходящего из центробежного колеса, с лопатками направляющего аппарата. Проблема снижения

вибраций шнекоцентробежных насосов в составе турбонасосных агрегатов подачи (ТНА) жидкостных ракетных двигателей имеет критическое значение для обеспечения многоразового использования реактивных двигателей. Исследованию пульсаций давления рабочей жидкости, вибрации и шума центробежных насосов и других турбомашин посвящено много работ, обзор некоторых из них приведён в источниках [5]. Очевидно, что при больших скоростях вращения ротора, что характерно для современных ТНА, гидродинамические источники дают основной вклад в энергетику вибрации. Экспериментальные данные показывают прямую связь между пульсациями давления в проточной полости ТНА и его виброакустическими характеристиками. Наличие интенсивных пульсаций давления характерно для всех типов центробежных насосов. При определённых условиях пульсации давления в проточной части центробежного насоса, например, в спиральной камере отвода, могут достигать величин, опасных для целостности конструкции. Изучение пульсаций давления в рабочей полости насоса даёт информацию о нестационарных нагрузках, действующих на элементы конструкции

ТНА - лопатки направляющего аппарата, рабочего колеса, корпус отвода и сборник центробежного насоса или лопатки рабочего колеса и соплового аппарата турбины. На рисунке 1 показаны спектры пульсаций давления в полости сборника, вибраций корпуса направляющего аппарата и динамической деформации в зоне сварного соединения сборника с корпусом направляющего аппарата для одного из шнекоцентробежных насосов [7]. Из этих данных видна прямая связь между пульсациями давления в проточной части и нестационарными нагрузками, действующими на ответственные элементы конструкции.



Рисунок 1. Амплитудно-частотные спектры шнекоцентробежного насоса

Спектральный состав вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах представлен широкополосным фоном и ярко выраженными дискретными составляющими, уровень которых доминирует в спектрах пульсаций давления и вибраций. Этот вид нестационарных процессов присущ центробежным насосам, как и всем лопаточным машинам: он обусловлен шаговой неравномерностью потока на выходе из рабочего колеса. Поток в межлопаточном канале и на выходе центробежного колеса можно подразделить на две области - высокоэнергетическую струю и низкоэнергетическую зону следа. Такой характер течения определяет существенную неравномерность по шагу решётки колеса относительных и абсолютных скоростей и углов потока, так как низ-

коэнергетическая зона примыкает к нерабочей стороне лопатки. При прохождении лопаток рабочего колеса, вследствие рассмотренной выше неоднородности потока, происходит периодическое, с частотой следования рабочих лопаток, изменение давления в каждом канале направляющего аппарата и сборнике насоса. Особенно резкое изменение параметров потока происходит вблизи входных кромок лопаток направляющего аппарата и на языке улитки [1,2]. В результате нестационарного гидродинамического взаимодействия указанной неравномерности потока (вращающейся вместе с рабочим колесом) с отводящим устройством насоса возникают колебания на частотах, кратных частоте вращения ротора, включая так называемую частоту следования лопаток (ЧСЛ) и её высшие гармоники. Эти колебания могут быть особенно опасны при совпадении с собственными резонансными частотами элементов конструкции [4]. Одним из факторов снижения вибрации и пульсаций давления ЧСЛ является изменение геометрии направляющего аппарата (НА) - увеличение радиального зазора между центробежным колесом и входными кромками направляющих лопаток, применение «скоса» входных кромок НА, применение трубчатого НА. Опыт разработки ТНА ЖРД в ОАО «НПО Энергомаш» [3] подтверждает эффективность применения трубчатого направляющего аппарата: вместо лопаточного направляющего аппарата применяется отвод с круглыми сечениями каналов, что позволяет повысить динамическую прочность корпуса насоса, в том числе за счёт исключения тонких кромок и концентраторов напряжений. В настоящее время актуальной задачей является разработка методики концептуального профилирования трубчатого направляющего аппарата и оптимизация его геометрии для снижения пульсаций давления и вибрации при сохранении высоких энергетических параметров.

2 Численный метод

Для численного моделирования используется математическая модель несжимаемой жидкости с применением $k-\varepsilon$ модели турбулентности [8].

В модели используются следующие уравнения в форме Навье-Стокса (осреднённые по объёму ячейки сетки) (1) с учётом уравнения неразрывности (2) :

Уравнения Навье-Стокса

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)),$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0.$$

Эти уравнения дополнены соответствующими уравнениями модели турбулентности. Турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k - ε следующим образом

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Уравнения модели турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini}),$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left(C_1 \frac{G}{\rho} - C_2(\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right),$$

где ε_{ini} – начальное значение турбулентной диссипации. Через G обозначено выражение

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial \mathcal{V}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \mathcal{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathcal{V}_j}{\partial x_i} \right).$$

Значения параметров модели турбулентности равны:

$$C_k=1; C_\varepsilon=1,3; C_\mu=0,09; C_1=1,44; C_2=1,92.$$

Граничное условие на стенке задаётся с использованием численной аппроксимации логарифмического закона для тангенциальной компоненты скорости.

В качестве граничного условия на входе в расчётную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению, которое принято равным 101000 Па. Объёмный расход задаётся значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчётной области.

Численный метод реализован на сетке с ячейками в форме параллелепипедов, локальной адаптацией вблизи твёрдых границ

и интерфейсов «скользящая поверхность», а также подсеточным разрешением сложной геометрии. Во всей расчётной области вводится начальная прямоугольная сетка. Определяются зоны с особенностями геометрии или течения вблизи границ, в которых необходимо провести расчёт на более густой, чем начальная, сетке. Это обеспечивается заданием адаптации сетки вблизи соответствующего граничного условия. При этом расчётная ячейка в зоне адаптации делится на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся ещё раз и так до достижения необходимого уровня адаптации. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т.д. При генерации сетки накладывается условие, что грани и ребра могут граничить друг с другом только ячейками с номерами уровней, отличающимися не более, чем на единицу. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ. Ячейки, через которые проходит граница, расщепляются на 2, 3 и т.д. ячеек. При этом они теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы, в которых аппроксимируются уравнения математической модели.

В реализации численного метода используются так называемые «скользящие поверхности».

Передача параметров потока из вращающейся в неподвижную область расчёта производится через специальный интерфейс «скользящая поверхность», который обеспечивает интерполяцию параметров потока с учётом «виртуального» углового смещения сеток ротора и статора.

Поскольку обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей – на «скользящих» поверхностях, временной шаг итерационной процедуры выбирается так, чтобы в течение одной итерации взаимное смещение подобластей не превышало минимальных размеров ячейки конечно-разностной сетки в зоне «скользящих» поверхностей.

3 Расчётная область

Расчётная область состоит из трёх подобластей - подвода, ротора и отвода, виртуально объединённых по «скользящим поверхностям».

На рисунке 2 показана расчётная сетка, адаптированная к особенностям геометрии проточной части для шнекоцентробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом и одновитковым спиральным отводом.

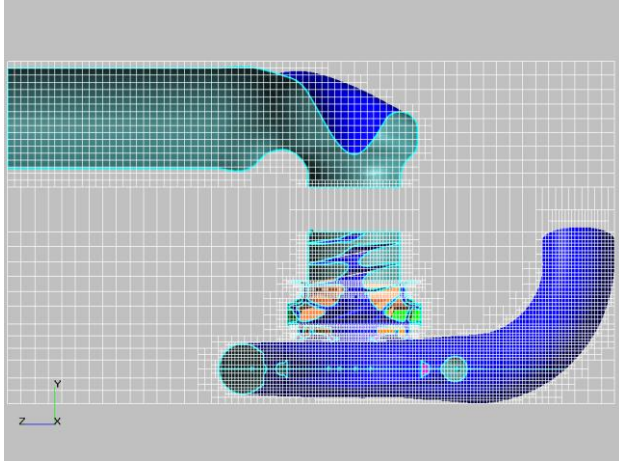


Рисунок 2. Расчётная сетка для одновиткового отвода с трубчатым НА

4 Геометрия вариантов отвода насоса

На рисунке 3 показана геометрия входной части отвода направляющего аппарата, которая в значительной степени влияет на амплитуду пульсаций давления и вибраций насоса на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

Трубчатый НА формирует на входном участке эллиптическую входную кромку, которая способствует «сглаживанию» генерируемого импульса давления при прохождении лопаток центробежного колеса.

На рисунке 4 эллиптическая входная кромка показана кривой $M\Gamma'M'$.

В ходе вычислительных экспериментов проведён расчётный анализ для подтверждения характеристик трубчатого НА путем

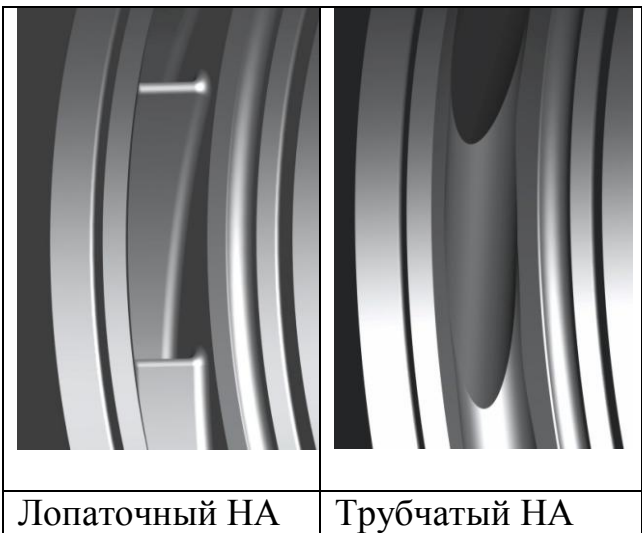


Рисунок 3. Геометрия входного участка направляющего аппарата

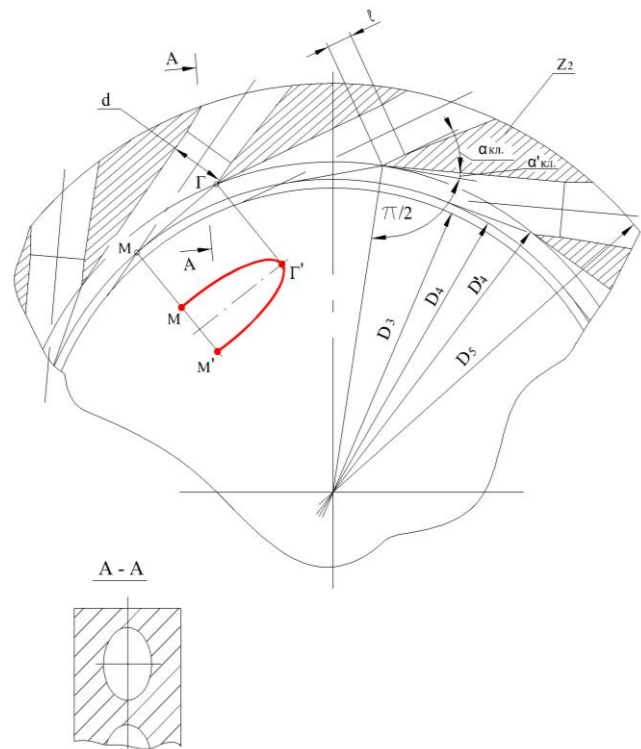


Рисунок 4. Трубчатый направляющий аппарат с круглыми каналами

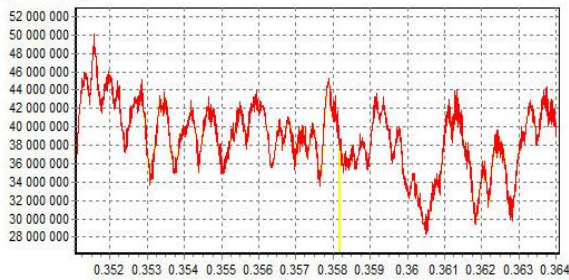
сравнения потерь энергии и пульсаций давления в каналах НА. В таблице 1 приведены данные сравнения потерь полного давления для лопаточного направляющего аппарата (прямоугольный канал) и для трубчатого НА (круглый канал).

Таблица 1. - Потери полного давления в различных вариантах конструкций НА

| Вариант отвода (форма сечения) | НА | Потери полного давления, Па |
|--------------------------------|----|-----------------------------|
| Лопаточный (прямоугольная) | НА | 8,31E+06 |
| Трубчатый (круглая) | НА | 6,88E+06 |

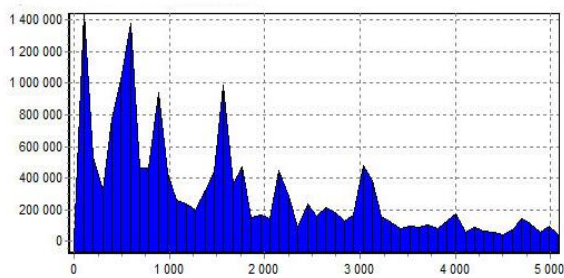
Анализ потерь энергии в исследованных направляющих аппаратах показал, что наименьшие потери полного давления – 6,88 МПа достигаются в трубчатом НА. В лопаточном НА (прямоугольное сечение) потери выше на 0,15 МПа. Пульсации давления в каналах НА фиксировались в трёх точках: на входе, на выходе и в середине канала направляющего аппарата. На рисунках 5 и 6 приведены расчётные значения (P') и амплитуды спектральных составляющих (A) пульсаций давления.

P' , Па.



Время, с.

A , Па



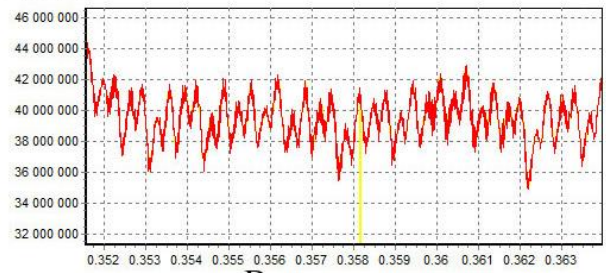
Частота, Гц.

Рисунок 5. Пульсации давления на входе лопаточного НА

Пульсации ЧСЛ в спектрах выделяются на тональных компонентах 1540 Гц и 3080 Гц. Эти компоненты соответствуют прохождению основных (длинных) семи лопаток и второй гармонике ЧСЛ, высокая амплитуда которой обусловлена наличием семи дополнительных (укороченных) лопаток, расположенных между основными лопатками.

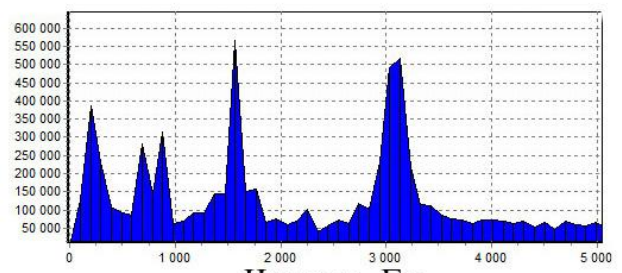
Применение трубчатого НА снижает амплитуду первой гармоники ЧСЛ в два раза.

P' , Па.



Время, с.

A , Па

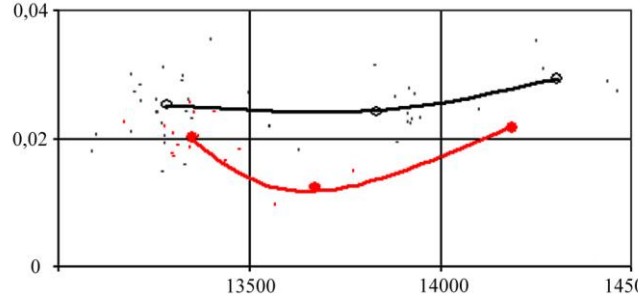


Частота, Гц.

Рисунок 6. Пульсации давления на входе трубчатого НА

Аналогичный результат получен и в экспериментальных данных, где пульсации давления измерялись в выходном патрубке насоса (рисунок 7).

A , МПа



Обороты вала насоса, об/мин.

Рисунок 7. Пульсации давления на первой гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: \circ – лопаточный направляющий аппарат, \bullet – направляющий аппарат с каналами круглого сечения

Заключение

Сравнительный анализ результатов численного моделирования нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе ЖРД с разными вариантами направляющих аппаратов показал, что новый трубчатый направляющий аппарата с круглыми проходными сечениями каналов обеспечивает снижение амплитуды пульсаций давления на первой

гармонике частоты следования лопаток в два раза, а также обеспечивает снижение потерь полного давления. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными.

Список использованных источников

1. Иванюшин А.А., Наконечный Л.П. Экспериментальное исследование пульсаций давления за центробежным колесом.- В кн.: Гидравлические машины. Харьков, 1980, №14.
2. Измайлов Р.А., Караджи В.Г., Соломахова Т.С. Влияние языка спирального корпуса радиальных вентиляторов на их аэроакустические характеристики.- В кн.: Повышение эффективности вентиляторных установок. М., 1982.
3. Корчинский В.В., Ромасенко Е.Н., Суворов А.П. Сравнительный анализ виброактивности насосов окислителя ЖРД РД171 и РД171М с направляющими аппаратами разной конструкции. Сборник трудов НПО Энергомаш №29. 2012г.

4. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. О снижении дискретных составляющих от неоднородности потока в спектре вращающегося центробежного насоса. - Тезисы докладов к совещанию-семинару "Вопросы гашения вибраций и шумов в конструкциях и машинах". Киров, 1970.
5. Тимушев С.Ф., Толстикова Л.А., Юновидов С.А. Пульсации давления и вибрации центробежных насосов. Обзор по материалам отечественной и зарубежной печати за 1960--1983гг. ГОТИ-17, серия IV, №42(22), 1985.
6. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium.
7. Timouchev S., Tourret J., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105
8. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.

COMPARATIVE ANALYSIS OF PRESSURE PULSATIONS IN TUBULAR GUIDE CHANNELS OF THE LRE SCREW CENTRIFUGAL PUMP

D.V. Klimenko
S.F. Timushev
V.V. Korchinsky
N.A. Lotkov

Moscow Aviation Institute
 (National Research University)
 4, Volokolamskoye shosse,
 Moscow, A-80, GSP-3,
 125993, Russian Federation
 irico.harmony@gmail.com

Application of tubular guide channels allows to smooth the pressure pulse due to the rotor blade passage, reduce the amplitude of pressure pulsations and vibrations, as well as significantly improve the dynamic strength of the structure. The mechanism of reduction of pressure fluctuations and vibration of the pump casing when using tubular channels guide unit is explained. Urgent problem is the numerical simulation of unsteady flow in the pump outlets to assess options and make their optimization. Computational analysis was performed using the method of "sliding grid". The calculation results and comparative analysis of variants of the guiding unit of the high-speed screw centrifugal pump are outlined. In the computational experiments are determined signals and spectra of pressure pulsations at different points of the pump outlet path, energy parameters and energy loss in the pump outlet path.

Key words: Screwcentrifugal pump; tubular guide channels; pressure pulsations; blade passing frequency

References

- [1] Ivanyushin A.A., Nakonechny'j L.P., Experimental study of pressure pulsations at the centrifugal impeller exit. In Hydraulic machines. Kharkiv[E'kperimental'noe issledovanie pul'sacij davleniya za centrobezhny'm kolesom.- V kn.: Gidravlicheskie mashiny'. Xar'kov], 1980, №14
- [2] Izmajlov R.A., Karadzi V.G., Solomaxova T.S. Influence of the tongue volute casing on aeroacoustic characteristics of radial fans./ In Improved fan plants. [Vliyanie yazy'ka spiral'nogo korpusa radial'ny'x ventilyatorov na ix ae'roakusticheskie karakteristiki.- V kn.: Povy'shenie e'ffektivnosti ventilyatorny'x ustanovok. M.,] 1982
- [3] Korchinskij V.V., Romasenko E.N., Suvorov A.P. Comparative analysis of oxidizer pump vibration for LRE RD 171 and RD 171 M with guide devices of different designs. /Proceedings of the NPO Energomash № 29[Sravnitel'nyj analiz vibroaktivnosti nasosov okislitelya ZHRD RD171 i RD171M s napravlyayushhimi apparatami raznoj konstruksii. Sbornik trudov NPO Energomash №29]. 2012.
- [4] Pokrovskij B.V., Rubinov V.Ya. Reduction of discrete components due to heterogeneity of the flow in the vibration spectrum of centrifugal pump. – Abstracts reports for the meeting-seminar "Problems of extinction vibration and noise in structures and machines. " Kirov [O snizhenii diskretny'x sostavlyayushhix ot neodnorodnosti potoka v spektre vbracii centrobezhnogo nasosa. - Tezisy' dokladov k soveshchaniyu-seminaru "Voprosy' gasheniya vibracij i shumov v konstrukciyax i mashinax". Kirov], 1970.
- [5] Timushev S.F., Tolstikov L.A., Yunovidov S.A. Pressure pulsation and vibration in centrifugal pumps. Review by materials of domestic and foreign press for 1960--1983 years. GONTI- 7 Series IV №42(22) [Pul'sacii davleniya i vibracii centrobezhny'x nasosov. Obzor po materialam otechestvennoj i zarubezhnoj pechati za 1960--1983gg. GONTI-17, seriya IV, №42(22)], 1985.
- [6] Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
- [7] Timouchev S., Tourret J., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105
- [8] Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.