

УДК 621.671.2

Особенности учета масштабного эффекта при модельных испытаниях макетов лопастных насосов, изготовленных на 3D-принтерах

Петров А. И.^{1,*}

^{*}alex_i_petrov@mail.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Статья посвящена проблеме учета масштабного эффекта при пересчете результатов испытаний с макетов, изготовленных методами 3D-прототипирования, на натурные насосы. Приведен краткий обзор факторов, влияющих на величину масштабного эффекта, и рассмотрены их специфические особенности для деталей насосов, изготовленных на 3D-принтере. Даны основные формулы пересчета и приведены примеры их использования для нескольких насосов. Показана хорошая сходимость характеристик макетов, пересчитанных по предложенной методике, с характеристиками натуральных насосов. Перечислены возможные направления дальнейших исследований в этой области.

Ключевые слова: насос, масштабный эффект, модель, 3D-моделирование

Введение

Масштабным эффектом применительно к лопастным гидромашинам (насосам и гидротурбинам) называется [3] явление, при котором характеристики натурального насоса (турбины), пересчитанные по формулам подобия лопастных гидромашин с экспериментальных характеристик модельного насоса (уменьшенного макета), отклоняются от действительных характеристик насоса вследствие наличия факторов, не учтенных в формулах подобия. Этот эффект изучен более глубоко применительно к гидротурбинам, так как для них задача пересчета характеристик при существенном отклонении размеров модели и натуре встречается чаще.

Пересчет характеристик лопастного насоса с учетом масштабного эффекта [1],[3],[5] основан на применении эмпирических формул, учитывающих изменение частоты вращения, размеров и вязкости рабочей жидкости при переходе от модели к натуре, а также известных методах балансовых испытаний насоса [2],[8],[9] позволяющих выделить отдельные составляющие КПД и учесть их изменение при переходе к натурному насосу.

Однако в последнее время появились новые методики проектирования насосов, основанные на сочетании гидродинамического моделирования и оптимизации проточных частей и испытаний макетов насосов, изготовленных методами 3D-прототипирования. Как показали многочисленные эксперименты, проведенные на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана за последние 5 лет, методика учета масштабного эффекта для моделей насосов, изготовленных на 3D-принтере, несколько отличается от известной по литературным источникам.

В связи с этим появилась необходимость обобщить опыт испытаний моделей насосов, выполненных методом 3D-прототипирования, и уточнить существующие методики пересчета параметров насосов с модели на натуру.

1. Постановка задачи

Как правило [9], КПД уменьшенного макета (модели) ниже, чем у натурального насоса (что и является следствием масштабного эффекта), поэтому после проведения экспериментов необходимо пересчитать полученные в ходе испытаний макетов параметры модели на натуру. При этом учитываются следующие факторы:

1. Увеличение общего КПД насоса при увеличении частоты вращения вала (если частоты вращения натурального и модельного насосов отличаются);
2. Увеличение гидравлического КПД насоса при увеличении размеров проточной части и снижении относительной шероховатости поверхности проточной части (отклонения микрогеометрии проточной части);
3. Изменение гидравлического КПД вследствие неточного соответствия макрогеометрии модельного насоса натурному;
4. Увеличение механического КПД натурального насоса относительно модельного вследствие снижения доли механических потерь в общем балансе энергии насоса;
5. Повышение объемного КПД натурального насоса вследствие уменьшения относительной величины зазора в щелевых уплотнениях натурального насоса по сравнению с модельным насосом;
6. Иные факторы, зависящие от методов изготовления моделей.

Для учета влияния этих факторов проводятся балансовые испытания модельного насоса [8], с помощью которых определяются величины составляющих КПД модельного насоса, а также вычисляются на основе эмпирических и аналитических зависимостей значения КПД натурального насоса и поправки по отдельным видам КПД. Наличие таких поправок позволяет построить напорную и энергетические характеристики натурального насоса на основе экспериментальных характеристик модельного с существенно большей точностью, чем при использовании только формул подобия лопастных гидромашин.

На вышеперечисленные факторы сильное влияние оказывает технология изготовления модельного насоса. Традиционно применяются металлические модели, также для испытаний на воздухе использовались деревянные и иные неметаллические (пенопласт, пластмасса, папье-маше и другие материалы малой прочности) конструкции моделей.

Появившаяся около 10 лет назад технология изготовления деталей на 3D-принтерах (Рис. 1, Рис. 2) внесла ряд существенных изменений в методики изготовления макетов как с точки зрения микро- и макрогеометрии моделей, так и с точки зрения методики их испытаний.

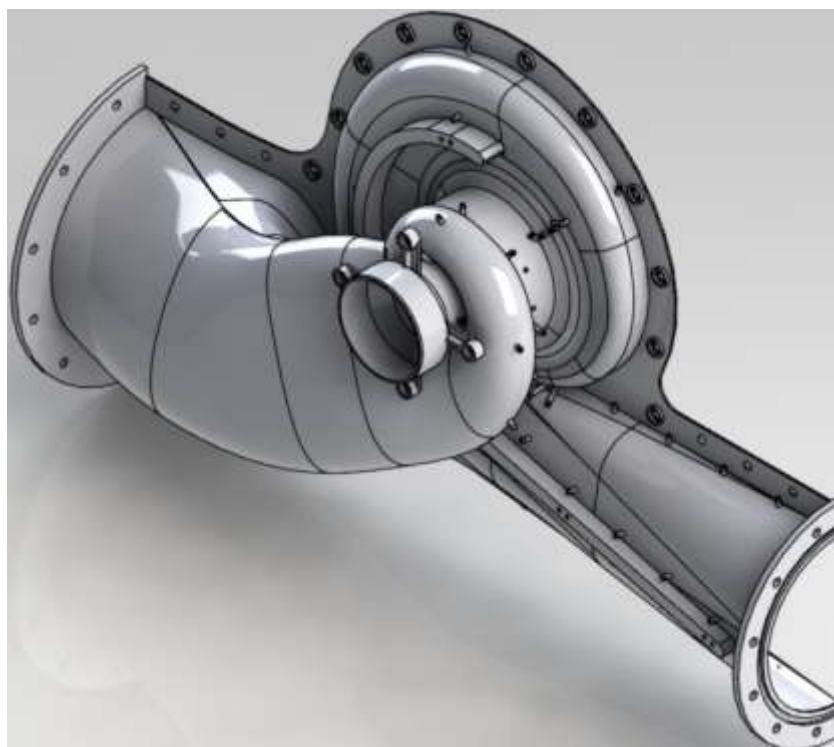


Рис. 1. Модель проточной части насоса тип НМ, изготавливаемая на 3D-принтере из отдельных элементов



Рис. 2. Изготовленная на 3-D принтере оболочечная сборная модель проточной части насоса

Однако исследований особенностей пересчета этих моделей на натуру с учетом масштабного эффекта до настоящего времени не велось. Задачей данной статьи является анализ особенностей пересчёта отдельных составляющих КПД таких моделей на натуру на основе как теоретических, так и экспериментальных данных.

2. Анализ влияния масштабного эффекта на составляющие КПД насоса

Основными составляющими потерь энергии в модели насоса, определяемыми в процессе балансовых испытаний, являются внешние механические потери, внутренние механические потери, объемные потери и гидравлические потери [3],[4],[5].

К внешним механическим потерям относятся потери в подшипниках и уплотнениях вала макета (некоторые авторы [3] относят к ним также трение в щелевых уплотнениях, но это, на наш взгляд, не совсем верно. В любом случае эта составляющая невелика).

Данный вид потерь не масштабируется с модели на натуру, поскольку понятно, что подшипники и уплотнения у макета и натурального насоса могут быть принципиально разными. Поэтому для точного учета влияния данной составляющей необходимо выделить внешние механические потери макета и натурального насоса при балансовых испытаниях обоих насосов, и внести соответствующую поправку в определение механического КПД.

Если провести балансовые испытания натурального насоса невозможно (что часто случается при испытаниях крупных насосов), то потери на трение в сальниковых уплотнениях можно определить, например [3], по приближенной формуле:

$$N_y = \omega \pi r^2 S_n \rho_0 \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(e^{2\mu_1 \frac{l_n}{S_n}} - 1 \right),$$

где r – радиус вала под уплотнением, м;

S_n – толщина кольца набивки сальника, м;

l_n – общая длина набивки, м;

μ_1 – коэффициент трения набивки о поверхность вала, принимается равным 0,01..0,02;

μ_2 – коэффициент трения набивки о поверхность корпуса, принимается равным $\approx 0,5$;

ω – угловая скорость вращения вала, 1/с.

Для торцевых уплотнений аналогичной формулы привести нельзя вследствие большого разнообразия их конструкций, но в каталогах фирм-производителей часто приводятся эмпирические зависимости для определения мощности потерь на трение в таких уплотнениях.

Потери на трение в подшипниках скольжения натурального насоса можно определить, например, по такой формуле [3],[5]:

$$N_{тр п} = \frac{2\pi}{1000} \mu (\omega r)^2 \frac{r}{\delta} l,$$

где r – радиус рабочей поверхности подшипника скольжения, м;

l – длина рабочей поверхности, м;

δ – радиальный зазор в подшипнике, м;

μ – динамический коэффициент вязкости масла, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-2}$;

ω – угловая скорость вращения вала, $1/\text{с}$.

Для макета (модельного насоса) предпочтительнее определять мощность внешних механических потерь с помощью балансовых испытаний [8]. Однако здесь нужно иметь в виду, что полученное значение мощности для насосов без разгрузки от гидродинамической радиальной силы имеет минимальную погрешность только вблизи оптимального режима работы, где сила минимальна, так как в других режимах радиальная сила увеличивает потери в подшипниках, что невозможно учесть при балансовых испытаниях.

Для насосов с разгрузкой эта поправка незначительна, хотя и не равна нулю вследствие невозможности полной разгрузки ротора от радиальных сил.

После определения внешних механических потерь можно вычислить внешний механический КПД натурального насоса и модели по формуле:

$$\eta_{\text{мех внеш}} = \frac{\rho g Q H_{\text{т}}}{\rho g Q H_{\text{т}} + N_{\text{в}} + N_{\text{тр п}}},$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H_{\text{т}}$ – теоретический напор насоса, м.

Затем определяется коэффициент пересчета для внешних механических потерь:

$$K_{\text{м внеш}} = \frac{\eta_{\text{мех внеш модели}}}{\eta_{\text{мех внеш натуре}}}.$$

К внутренним механическим потерям относятся, главным образом, потери дискового трения. Здесь у моделей, изготовленных методами 3D-прототипирования, проявляются некоторые особенности, связанные с микрогеометрией проточной части (в данном случае внешних поверхностей диска колеса).

Это связано, в частности, с анизотропией структуры поверхности колес, изготовленных на 3D-принтере экструзивным методом на основе пластиковой нити. Такое колесо имеет, фактически, структуру шероховатости поверхности либо в виде линейных канавок, несимметричных относительно оси, с глубиной, определяемой диаметром нити (обычно около 0,1 мм), либо в виде рваных концентрических канавок в случае его обточки на токарном станке (эта структура получается из-за срезания части нитей резцом). На рисунке 3 показан пример такой структуры поверхности.

Возможны и иные структуры поверхности, так, для деталей, изготовленных методом порошкового спекания ультрафиолетом или лазером мы получаем однородную шероховатость «песчаного» типа с высотой неровностей, определяемой особенностями рабочего процесса принтера. Такие колеса проще обрабатывать, но не все материалы данного вида пригодны для длительной эксплуатации в водяной среде (вследствие гигроскопичности), в отличие от стандартного ABS-пластика, применяемого в ряде экструзивных методов.



Рис. 3. Структура поверхности рабочего колеса, изготовленного методом экструзивного 3D-прототипирования

Для шероховатости поверхности колеса, которая имеет место на натурном насосе (и на моделях, изготовленных из металла), мощность потерь дискового трения может быть определена, например, по формуле [5]:

$$N_d = 0,0196 C_f \rho r_2^5 \omega^3,$$

где C_f – коэффициент трения;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

r_2 – радиус выхода из рабочего колеса, м;

ω – угловая скорость вращения колеса, 1/с.

Однако особенность расчета потерь дискового трения для макетов насосов, изготовленных методами 3D-прототипирования, заключается в необходимости экспериментального определения коэффициента C_f , поскольку его значения, полученные для металлических и даже пластиковых деталей, существенно отличаются от таковых для пластиковых деталей, изготовленных на 3D-принтере из-за особенного характера шероховатости поверхностей последних (см. рисунок 3). Поэтому в дальнейшем планируется провести ряд экспериментов по уточнению данного коэффициента для деталей (дисков), изготовленных различными методами 3D-прототипирования.

Соответственно, после проведения расчетов или балансовых испытаний можно вычислить коэффициент пересчета величины внутренних механических потерь:

$$K_{\text{м внутр}} = \frac{\eta_{\text{мех внутр модели}}}{\eta_{\text{мех внутр натуры}}}.$$

Особенностью расчета объемных потерь для макетов, изготовленных на 3D-принтере, является наличие увеличенных зазоров в щелевых уплотнениях макетов. Зазоры

увеличены как по сравнению с пересчитанными с натуры, так и по сравнению с металлическими насосами тех же типоразмеров. Причины этого следующие:

- невозможность обеспечения требуемых значений соосности колеса и корпуса для макетов, поскольку в ряде случаев происходит микродеформация оболочечной модели в процессе сборки. Это не влияет на геометрию проточной части как таковой, но существенно для щелевых уплотнений;
- недостаточная прочность тонкостенных элементов конструкции колеса, что заставляет использовать металлические кольца и прочие дополнительные усиливающие элементы, вносящие в величину несоосности свои поправки;
- большая чувствительность мягкого материала колец уплотнений к попаданию твердых частиц (ржавчина, окалина и т.д.) из стенда.

Как следствие, зазоры в щелевых уплотнениях приходится увеличивать. Например, для колес макетов диаметром 150..200 мм были сделаны зазоры в уплотнениях 0,25..0,35 мм. Для учета увеличившихся перетечек проводятся балансовые испытания, по результатам которых определяется коэффициент пересчета объемного КПД макета (при этом значения объемного КПД натурального насоса могут определяться как расчетным, так и экспериментальным путем):

$$K_{об} = \frac{\eta_{об\ модели}}{\eta_{об\ натуры}}.$$

Гидравлические потери в макете насоса на данном этапе можно определить только с помощью балансовых испытаний, т.к. по аналогии с рассмотренными выше дисковыми потерями, коэффициент потерь на трение для различных структур поверхностей проточной части насоса могут сильно отличаться. В дальнейшем возможно их более точно определение методами гидродинамического моделирования [6],[7], но для этого необходимо включить в пакеты типа STAR CCM+ или ANSYS модели шероховатости для таких материалов.

По аналогии с вышеописанным, можно определить коэффициент пересчета гидравлического КПД макета и натуры следующим образом:

$$K_{гидр} = \frac{\eta_{гидр\ модели}}{\eta_{гидр\ натуры}}.$$

Итак, по итогам расчетов и балансовых испытаний макета у нас имеются коэффициенты пересчета механического, объемного и гидравлического КПД. Тогда можно получить коэффициент пересчета общего КПД как их произведение:

$$K_{полн} = K_{мех\ внеш} K_{мех\ внутр} K_{об} K_{гидр}.$$

Полученный таким образом коэффициент пересчета полного КПД макета на натуру, строго говоря, справедлив для оптимального режима работы насоса, но с некоторой достоверностью может применяться и для пересчета в режимах, отличных от оптимального.

При этом дополнительно должен учитываться сдвиг точки оптимума за счет изменения объемного КПД:

$$Q_{\text{опт}} = Q_{\text{опт нат}}/K_{\text{об}}.$$

Ниже приведены примеры пересчета характеристик КПД модельного и натурального насосов, выполненных по данной методике.

3. Пример пересчета характеристики макета с учетом масштабного эффекта

Пересчет величины КПД насоса с модели на натуру производился для ряда насосов. Здесь приведены два примера такого пересчета, причем сравниваются КПД, пересчитанный с модели на натуру без учета масштабного эффекта, с учетом масштабного эффекта по вышеизложенной методике и действительного КПД натурального насоса, полученного при его испытаниях (насосы №1 и №2).

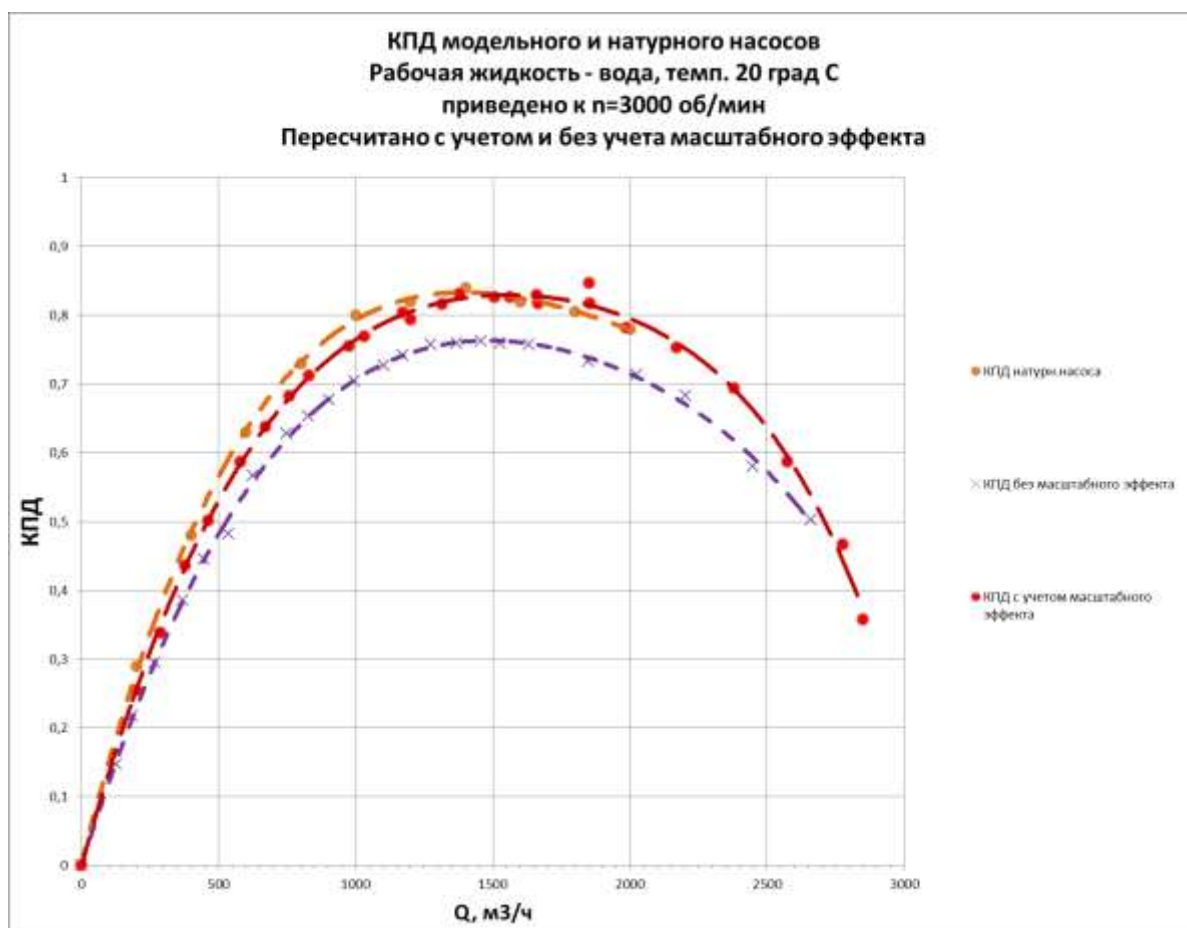


Рис. 5. Сравнение КПД макета, пересчитанного с учетом и без учета масштабного эффекта, с КПД натурального насоса №1

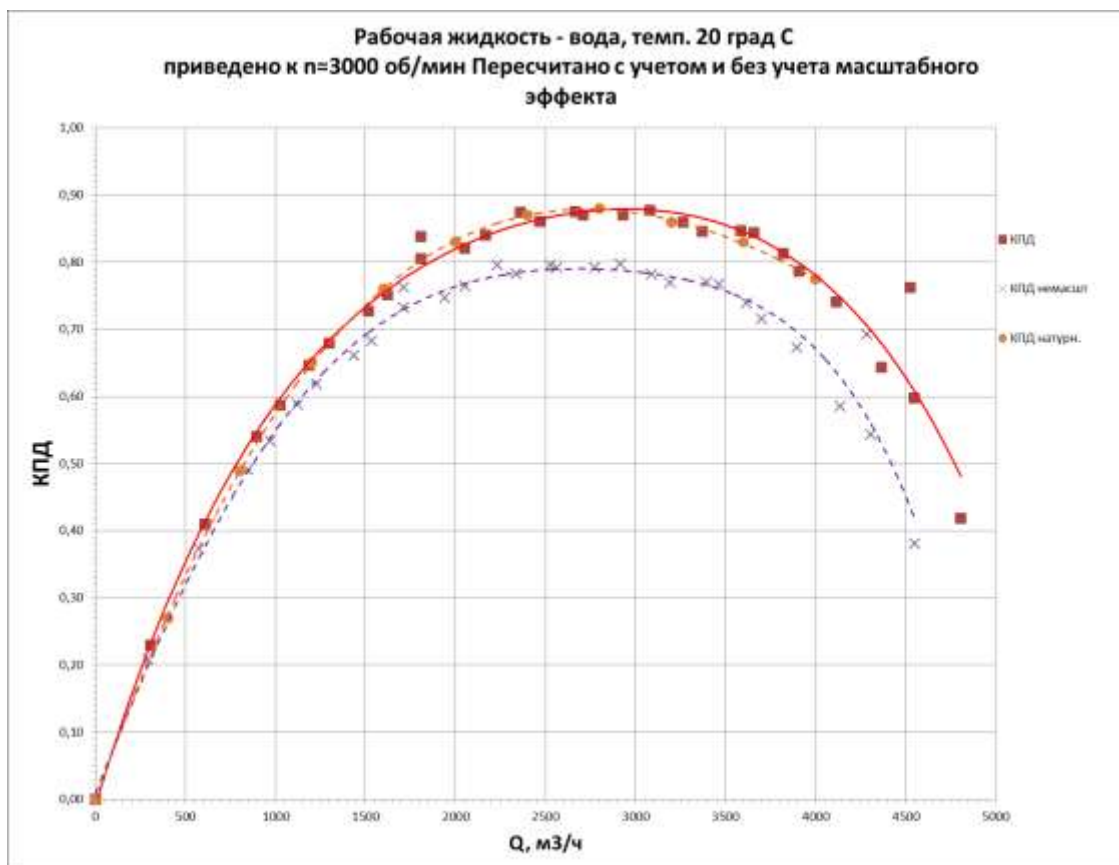


Рис. 6. Сравнение КПД макета, пересчитанного с учетом и без учета масштабного эффекта, с КПД натурального насоса №2

Из рисунков 5 и 6 видно, что в целом погрешность пересчета параметров макета на натуральный насос на основании коэффициентов потерь, вычисленных по итогам балансовых испытаний, не превышает 1,5% для КПД насоса.

Однако на рисунке 5 имеется некоторое расхождение между рассчитанной и действительной точек оптимального режима работы, что может указывать на увеличенные объемные потери в натурном насосе (за счет, например, износа щелевых уплотнений). На данный момент провести более полное исследование натурального насоса невозможно.

Заключение

1. На основании проведенных исследований макетов центробежных насосов можно заключить, что методика пересчета параметров с модели на натуру с учетом масштабного эффекта для макетов, изготовленных методами 3D-прототипирования, отличается от стандартной в части учета объемных, гидравлических и механических потерь. Указанные отличия не могут быть в полной мере учтены аналитическими методами и должны обязательно уточняться в процессе балансовых испытаний макетов;

2. Предложенная методика пересчета позволила добиться хорошего (с погрешностью до 1,5%) совпадения пересчитанного с учетом масштабного эффекта КПД макета насоса, изготовленного методами 3D-прототипирования, и натурного насоса;
3. Необходимо провести дополнительные исследования для определения, в частности, коэффициентов потерь дискового трения и гидравлических потерь для элементов конструкции насосов, изготовленных на 3D-принтере разными методами и с разной шероховатостью поверхности.

Список литературы

1. Tomita Y., Yamazaki S., Sasahara T. The Scale Effect and Design Method of the Regenerative Pump with Non-Radial Vanes // Bulletin of JSME. 1973. Vol. 16. no.98. P. 1176-1183. DOI: [10.1299/jsme1958.16.1176](https://doi.org/10.1299/jsme1958.16.1176)
2. Артемов А.В., Петров А.И. Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/500480.html> (дата обращения 3.06.2015).
3. Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А. Лопастные насосы: Справочник / Под ред. В.А. Зимницкого и В.А.Умова. Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
4. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2008. 101 с.
5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
6. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спецвыпуск. С. 6-9.
7. Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 5. С.52-62. DOI: 10.7463/0512.0356070
8. Руднев С.С., Подвидз Л.Г. Лабораторный курс гидравлики насосов и гидропередач. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
9. Яременко О.В. Испытания насосов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. - 225 с.

Scale Effect Features During Simulation Tests of 3D Printer-Made Vane Pump Models

A.I. Petrov^{1,*}

^{*}alex_i_petrov@mail.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: pump, scale effect, model, 3D-modeling

The article "Scale effect features during simulation tests of 3D printer-made vane pump models" discusses the influence of scale effect on translation of pump parameters from models, made with 3D-prototyping methods, to full-scale pumps. Widely spread now 3D-printer production of pump model parts or entire layouts can be considered to be the main direction of vane pumps modeling. This is due to the widespread development of pumps in different CAD-systems and the significant cost reduction in manufacturing such layouts, as compared to casting and other traditional methods.

The phenomenon of scale effect in vane hydraulic machines, i.e. violation of similarity conditions when translating pump parameters from model to full-scale pumps is studied in detail in the theory of similarity. However, as the experience in the 3d-printer manufacturing of models and their testing gains it becomes clear that accounting large-scale effect for such models has a number of differences from the conventional techniques. The reason for this is the features of micro and macro geometry of parts made in different kinds of 3D-printers (extrusive, and powder sintering methods, ultraviolet light, etc.).

The article considers the converting features of external and internal mechanical losses, leakages, and hydraulic losses, as well as the specifics of the balance tests for such models. It also presents the basic conversion formulas describing the factors affecting the value of these losses. It shows photographs of part surfaces of models, manufactured by 3D-printer and subjected to subsequent machining. The paper shows results of translation from several pump models (layouts) to the full-scale ones, using the techniques described, and it also shows that the error in translation efficiency does not exceed 1.15%. The conclusion emphasizes the importance of the balance tests of models to accumulate statistical data on the scale effect for pump layouts made by different 3D-prototyping methods since their conversion factors may vary.

References

1. Tomita Y., Yamazaki S., Sasahara T. The Scale Effect and Design Method of the Regenerative Pump with Non-Radial Vanes. *Bulletin of JSME*, 1973, Vol. 16, no.98, pp. 1176-1183. DOI: [10.1299/jsme1958.16.1176](https://doi.org/10.1299/jsme1958.16.1176)
2. Artemov A.V., Petrov A.I. Current trends in the designs stand the test vane pumps. *Inzhenernyi vestnik MGTU im. N.E. Bauman* = *Engineering Herald of the Bauman MSTU*, 2012, no.11. Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/500480.html>, accessed 03.06.2015. (in Russian).
3. Zimnitskii V.A., Kaplun A.V., Papir A.N., Umov V.A. *Lopastnye nasosy* [Vane pump]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986, 334 p. (in Russian).
4. GOST 6134-2007. Nasosy dinamicheskie. Metody ispytaniy. [Dynamic pumps. Test methods] M.: Standartinform Publ., 2008, 101 p. (in Russian).
5. Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 364 p. (in Russian).
6. Lomakin V.O. Petrov A.I. Verification of the calculation results in the hydrodynamic modeling package STAR-CCM + flow of the centrifugal pump AX 50-32-200. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceeding of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012. Special edition, pp. 6-9. (in Russian).
7. Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Bauman* = *Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012. no 5. (in Russian). DOI: 10.7463/0512.0356070
8. Rudnev S.S., Podvidz L.G. *Laboratornyi kurs gidravliki nasosov i gidroperedach* [Laboratory course in hydraulics pumps and hydraulic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 416 p. (in Russian).
9. Yaremenko O.V. *Ispytaniya nasosov* [Pump Test]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 225 p. (in Russian).