

УДК 622.24.054.32

Параметры математической модели численного расчета течения в проточной части высокоскоростного турбобура для экстремальных условий бурения

Д.Г. Свобода, В.А. Шчур, Д.И. Сидоркин, А.А. Куншин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Parameters of a mathematical model for numerical computation of a flow in the high-speed turbodrill flowing part under the extreme drilling conditions

D.G. Svoboda, V.A. Shchur, D.I. Sidorkin, A.A. Kunshin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Приведены результаты исследований по определению параметров математической модели расчета течения рабочего тела в проточной части высокооборотной турбины, используемой в качестве гидравлического забойного двигателя для бурения скважин. Разработанная модель позволяет с высокой точностью прогнозировать энергетические характеристики спроектированной гидравлической турбины и в дальнейшем может быть использована как исходная для оптимизации ее проточной части с целью повышения эффективности турбобура.

EDN: KVKWSF, <https://elibrary/kvkwsf>

Ключевые слова: высокоскоростной турбобур, рабочее колесо, направляющий аппарат, гидродинамические расчеты, интегральные параметры, энергетические характеристики

The paper presents results of a research aimed at determining parameters of a mathematical model for computing the working fluid flow in the flow path of a high-speed turbine used as the downhole hydraulic motor in drilling the wells. The developed model makes it possible to forecast highly accurately energy characteristics of the designed hydraulic turbine; it could be used further as a starting point in optimizing the flow path to improve the turbodrill efficiency.

EDN: KVKWSF, <https://elibrary/kvkwsf>

Keywords: high-speed turbodrill, impeller, guide vane, hydrodynamic computation, integral parameters, energy characteristics

Турбобур — гидравлический забойный двигатель (буровой инструмент), устанавливаемый в непосредственной близости от породоразрушающего инструмента (бурового долота) и преобразующий гидравлическую энергию потока промывочной жидкости (ПЖ), подаваемой буровым насосом, в механическую энергию

вращения вала, соединенного с долотом [1–3]. Движущим узлом турбобура служит гидравлическая турбина, состоящая из множества одинаковых по конструкции элементов (ступеней). Буровой раствор проходит последовательно через все ступени турбобура, а создаваемые вращающие моменты его ступеней суммируются

ся. Таким образом, основополагающим узлом, определяющим технические характеристики и работоспособность турбобура, является турбинная секция, состоящая из двух элементов: неподвижного — статора (направляющего аппарата — НА) и подвижного — рабочего колеса (РК).

Цель работы — определение прогнозных энергетических характеристик исходной и параметрической проточных частей (ПЧ) турбобура, полученных на основе расчета течения потока и потерь с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD) в стационарной и нестационарной постановках [4, 5]. Исходной моделью являлась рабочая секция турбобура из предыдущих исследований авторов с последующими гидродинамическими расчетами [6].

Твердотельные модели лопастной системы и жидкого объема ПЧ спроектированного турбобура приведены на рис. 1, а и б.

Для успешной проходки глубоких скважин в проектные технические характеристики забойного бурового оборудования заложены следующие граничные условия (ГУ): высокая частота вращения долота в рабочем режиме — не менее 2000 мин⁻¹; температура до 400 °С; забойное давление до 150 МПа; высокая плотность бурового раствора до 2500 кг/м³. Отсюда следует, что особенностью турбобура являются сложные условия его эксплуатации, которые в работе [7] характеризуются как экстремальные горно-геологические условия процесса бурения.

В связи с этим становится актуальной задача проектирования высокоэффективного забойного оборудования с повышенными технологическими параметрами (частотой вращения и крутящим моментом), которое обеспечит эффективное истирание породы, обладая такими качествами, как термо-, износо- и виброустойчивость [8, 9]. Для решения поставленной зада-

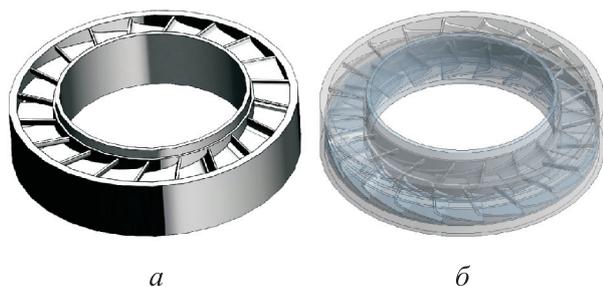


Рис. 1. Твердотельные модели лопастной системы (а) и жидкого объема ПЧ (б) турбобура

чи проводили численное моделирование лопастей с использованием CFD [10].

На первом этапе решали задачу по отработке математической модели для турбины, спроектированной согласно следующим исходным параметрам: средний диаметр $D = 197$ мм; крутящий момент $M = 213,23$ Н·м; частота вращения $n = 2500$ мин⁻¹; мощность $N = 55,8$ кВт.

Проектирование ПЧ выполняли с учетом накопленного опыта и рекомендаций, основанных на обобщении данных ранее созданных высокоэффективных моделей [6].

Исследование с использованием 3D-методов проводили в следующей последовательности:

- проектирование твердотельной геометрической модели, имитирующей жидкий объем ПЧ, внутри которого происходит исследуемое течение потока; параметризация расчетной модели;
- дискретизация расчетной области (построение расчетной сетки);
- выбор математической модели течения потока и задание ее параметров (граничные и начальные условия, модель турбулентности, условия сопряжения вращающихся и неподвижных частей расчетной модели и т. д.);
- численный расчет решателем;
- обработка, анализ и визуализация результатов расчета;
- применение алгоритмов оптимизации для изменения геометрических параметров ПЧ с целью улучшения требуемых энергетических характеристик турбины.

Для удобства задания ГУ и анализа результатов численного исследования поверхности расчетной модели разбивали и поименовали с помощью инструмента Named Selections.

Расчетные сетки создавали с использованием сеточного генератора ANSYS Meshing.

Для области НА и РК генерировали неструктурированные сетки на основе тетраэдрических элементов. Метод построения сетки — Patch Conforming с автоматическим устранением мелких погрешностей сетки — Mesh Defeaturing. При таком методе сначала создается поверхностная сетка, а затем строятся тетраэдры в объеме модели. Опыт численных расчетов течения потока в ПЧ лопастных гидромашин с сетками разного типа показал, что Patch Conforming имеет преимущества (обеспечивает высокое качество построения сетки) перед другими методами, если исходный вариант содержит мелкие детали [11].

Предварительно проводили исследование модели на сеточную сходимость, т. е. определяли такие параметры сетки, при которых ее плотность не влияет на интегральные параметры гидротурбины. Для этого генерировали пять вариантов сеточной модели, варьируя плотность в диапазоне 1,7...11,5 млн тетраэдрических элементов. Исследования показали, что значения интегральных параметров гидротурбины не зависят от плотности сетки, если при дискретизации расчетной области количество элементов сетки превышает 8 млн ячеек.

Исходя из этого, максимальный размер элементов поверхностной и объемной сеток задавали равным 12 мм. Также была включена функция Capture Curvature, отслеживающая кривизну ребер и граней модели и проводящая в этих местах автоматическое сгущение сетки пропорционально кривизне поверхности. Это позволило сгустить сетку на кромках лопастей НА и РК. Коэффициент скорости роста элементов сетки (Growth Rate) составил 1,2, что подразумевало увеличение длины ребра элемента на 20 % с каждым последующим слоем. Другие опции создания сетки оставлены по умолчанию.

Для адекватного расчета течения в ПЧ турбины важно разрешить поток в вязком пограничном слое в пристеночной области, в которой имеют место высокие градиенты локальных параметров потока (скорости течения и давления), образуются отрывы и сдвиговые эффекты, и которая является главным источником турбулентности и вихреобразования [12, 13]. Поэтому у твердых стенок ПЧ — Hub, Shroud, Blade было создано 15 призматических слоев. Метод построения призматических слоев — Smooth Transition, обеспечивающий сохранение плавного роста между соседними слоями.

Для домена НА количество элементов сетки с указанными параметрами составило 5,1 млн (рис. 2), для домена РК — 4,5 млн.

Качество созданной сетки оценивали по параметру Y^+ , представляющему собой безразмерное расстояние по нормали от твердой стенки до первого узла расчетной сетки.

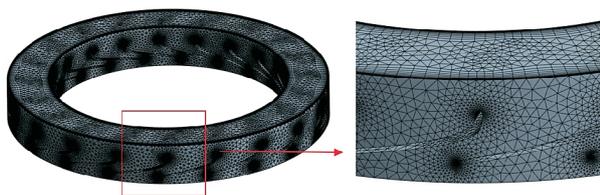


Рис. 2. Расчетная сетка домена НА

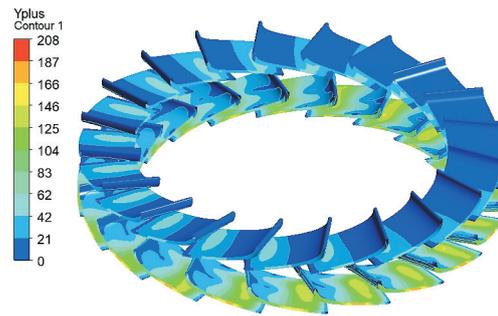


Рис. 3. Эпюра распределения параметра Y^+ по твердым стенкам ПЧ турбобура

По результатам численного расчета получена эпюра распределения параметра Y^+ по твердым стенкам ПЧ турбобура, показанная на рис. 3. Видно, что параметр Y^+ находится в диапазоне 20...150. Это означает, что центры первых ячеек сетки расположены в логарифмическом пограничном подслое, что позволяет использовать высокорейнольдсовую модель турбулентности и пристеночные функции для прогнозирования профиля локальной скорости у стенки.

В препроцессоре ANSYS CFX-Pre задавали следующие ГУ.

1. Численный расчет выполняли в стационарной и нестационарной постановках.

2. Для нестационарного анализа использовали модель Transient Blade Row, которая позволяет прогнозировать нестационарные явления, возникающие на стыке соседних доменов между неподвижным НА и вращающимся РК. Такой метод при высокой точности предсказаний интегральных параметров лопастных гидромашин показал себя как самый быстрый из нестационарных методов взаимодействия.

Основные параметры нестационарного расчета Transient Blade Row приведены на рис. 4. Параметр Time Period представляет собой время, задаваемое равным одному обороту РК и определяемое как отношение угла сектора домена РК θ (рад) к скорости его вращения ω . Для полноразмерной модели

$$\text{Time Period} = \frac{\theta}{\omega} = \frac{2\pi}{261,79} = 0,024 \text{ с.}$$

Параметр Time Steps — фактический временной шаг расчета, определяемый путем разбиения периода (оборота) на 100:

$$\begin{aligned} \text{Time Steps} &= \frac{\text{Time Period}}{\text{Time Steps/Period}} = \frac{0,024}{100} = \\ &= 0,00024 \text{ с.} \end{aligned}$$

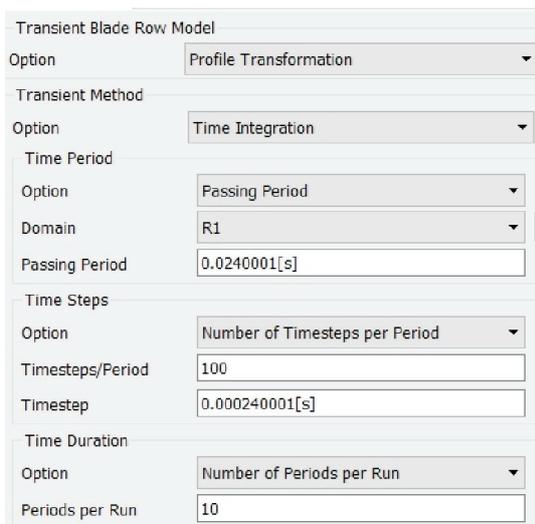


Рис. 4. Основные параметры нестационарного расчета Transient Blade Row

Таким образом, каждому временному шагу соответствовал поворот РК на угол $3,6^\circ$.

Параметр Time Duration — общее время расчета, зависящее от задаваемого количества периодов (числа оборотов РК) N (Number of Periods per Run) и принятое равным 10.

Общее время нестационарного расчета

$$\begin{aligned} \text{Time Duration} &= \text{Time Period} \cdot N = \\ &= 0,024 \cdot 10 = 0,24 \text{ с.} \end{aligned}$$

За время, равное 0,24 с, РК совершает десять оборотов (поворачивается на угол 3600°).

В процессе расчета на каждом временном шаге Time Steps выполнялся цикл внутренних локальных итераций (Loops), число которых для обеспечения сходимости решения равнялось пяти. Для десяти оборотов РК, где каждый период разбивался на 100 временных отрезков, и на каждом шаге выполнялось пять локальных итераций, общее число итераций нестационарного расчета составило 5000.

3. Для стационарных расчетов использовали условие Frozen Rotor, для нестационарных — Transient Rotor Stator. В обоих случаях осреднение локальных параметров на границах раздела доменов не применяли.

4. При численном расчете применяли два варианта двухпараметрических моделей: высокорейнольдсовую k -Eps и низкорейнольдсовую SST.

5. Цилиндрические стенки Hub и Shroud вращались вместе с доменом РК. На стенках задавали условие прилипания, т. е. скорости

течения ПЖ на стенке, равной нулю. Шероховатость стенок не моделировали.

6. Радиальный зазор между РК и стенкой камеры не учитывали.

7. Рассматривали разные варианты ГУ на входе и выходе расчетной модели:

- на входе в расчетную область (Inlet) задавали массовый расход ПЖ в номинальном режиме работы турбины $G = 83,7$ кг/с, на выходе (Outlet) — статическое давление 101,3 кПа; перепад статического давления на турбине определяли по результату численного расчета;

- на входе в расчетную область задавали статическое давление 766 кПа, на выходе — 101,3 кПа, и, соответственно, перепад статического давления на турбине — 664,7 кПа; объемный расход ПЖ через турбину Q определяли по результату численного расчета.

8. Количество итераций численного расчета задавали равным 2000.

9. Средняя квадратическая погрешность расчета — 10^{-5} .

Расчетная модель течения потока в ПЧ секции турбобура в препроцессоре ANSYS CFX-Pre приведена на рис. 5.

Напор на турбине определяли как разность полных энергий на входе e_{in} и выходе e_{out} расчетной модели, отнесенную к плотности ПЖ ρ и ускорению свободного падения g :

$$H = \frac{e_{in} - e_{out}}{\rho g}.$$

Гидравлический коэффициент полезного действия (КПД) рассчитывали как отношение полезной мощности турбины P_2 к затраченной мощности потока ПЖ P_1 :

$$\eta_h = P_2 / P_1.$$

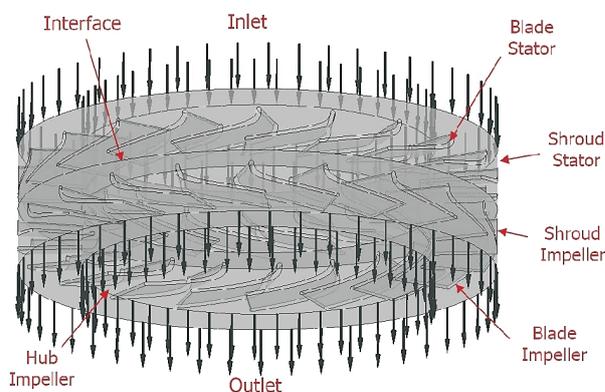


Рис. 5. Расчетная модель течения потока в ПЧ секции турбобура

Здесь

$$P_2 = M_{\Sigma}\omega; P_1 = \rho gQH,$$

где M_{Σ} — крутящий момент РК турбины; H — напор на турбине (перепад давления, отнесенный к плотности ПЖ и ускорению свободного падения).

Для определения интегральных параметров РК и турбины (Q , H , M_{Σ} , η_h) на языке CEL были написаны выражения — Expressions. В процессе численного расчета на каждом шаге

итераций проводился мониторинг их изменения. Решение считалось сошедшимся при стабилизации значений интегральных параметров, т. е. графики параметров выходили на горизонтальную прямую и изменялись незначительно.

По результатам численного расчета для разных вариантов ГУ математической модели получены значения интегральных параметров ступени турбины при среднем диаметре $D = 197$ мм и частоте вращения $n = 2500$ мин⁻¹, приведенные в таблице.

Параметры математической модели и результаты численного расчета

Параметр	Значение для варианта ГУ			
	1	2	3	4
Условие периодичности	Полноразмерная модель (без условия периодичности)			
Массовый расход ПЖ на входе (Inlet), кг/с	83,69			–
Статическое давление на входе (Inlet), кПа	–			766,0
Статическое давление на выходе (Outlet), кПа	101,3			101,3
Объемный расход ПЖ через турбину, л/с	83,95			71,15
Тип анализа	Стационарный		Нестационарный (Transient Blade Row)	Стационарный
Модель турбулентности	k-Eps	SST	SST	SST
Условие на поверхности интерфейса	Frozen rotor		Transient Rotor Stator	Frozen rotor
Перепад статического давления, кПа: на РК на турбине	520,83	478,15	464,30	324,60
	1025,37	990,37	986,60	663,70
Напор турбины, м	103,98	100,58	100,30	75,68
Крутящий момент, Н·м	271,00	260,75	258,60	157,50
Мощность, кВт	70,90	68,26	67,70	41,20
Гидравлический КПД, %: РК турбины	93,50	95,10	94,03	90,84
	83,14	82,69	82,50	78,20
Потери в НА, м (%)	11,14 (11,28)	12,69 (13,81)	11,80 (12,70)	10,50 (14,60)
Окружная скорость потока на периферии РК, м/с	16,20	14,07	13,55	15,08
Абсолютная скорость потока на входе в НА, м/с	4,52	4,52	4,52	4,95
Отношение окружной скорости потока на периферии к абсолютной скорости потока на входе в НА, м/с	3,58	3,11	3,00	3,04
Быстроходность	81,2	83,2	83,4	94,8

Анализ данных, приведенных в таблице, позволяет сделать следующие выводы:

- в четвертом варианте ГУ для модели задан перепад давления $\Delta p_{ст} = 663,7$ кПа, а объемный расход ПЖ, полученный путем численного расчета, $Q = 71,15$ л/с, что на 15,2 % меньше, чем в первом–третьем вариантах ГУ; что приводит к разным режимам работы турбины; режим работы турбины при расходе $Q = 71,15$ л/с не является оптимальным;

- сравнение значений интегральных параметров второго и третьего вариантов ГУ показало, что решение задачи мало зависит от типа анализа (стационарной или нестационарной постановки); следовательно, в дальнейшем при решении задачи оптимизации геометрических параметров ПЧ нет необходимости использовать затратную нестационарную модель;

- функциональным назначением статора первой ступени турбины является обеспечение требуемого направления потока и безударного натекания ПЖ на лопасти РК; потери в НА составили около 13 % полной энергии, что чрезмерно велико; для уменьшения потерь в статоре необходимо оптимизировать его геометрические параметры.

На следующем этапе исследований выполняли параметризацию имеющейся ПЧ турбины с целью дальнейшей оптимизации ее геометрических параметров.

Параметрическая модель ПЧ полностью описывалась набором взаимосвязанных геометрических параметров и состояла из геометрических 3D-моделей НА и РК турбины, таблицы размеров и информации о взаимосвязях размеров. Это позволило, варьируя параметры проектирования, легко изменять исходную модель, не прибегая к начальным этапам ее построения.

Для повышения эффективности оптимизационного процесса расчетная область должна быть максимально упрощена. Например, в модели целесообразно не учитывать области зазоров и пазух. А для расчета объемного КПД использовать существующие эмпирические формулы [14, 15].

Эту задачу выполняли, используя возможности графического редактора DesignModeler, входящего в состав программного комплекса ANSYS Workbench. Большим достоинством DesignModeler является наличие расширения BladeModeler — специализированного инструмента, предназначенного для работы с

геометрическими параметрами лопастных турбомашин.

Ранее спроектированную твердотельную модель турбобура (см. рис. 1) импортировали в DesignModeler. Далее с помощью инструментов FlowPath и CAD Import генерировали ПЧ и получали графики профилей НА и РК в координатах угол охвата (град) — длина (лопатки) лопасти (м) (рис. 6).

Геометрические параметры лопастной системы турбобура определяли по трем линиям тока: у втулочной поверхности Hub, на периферийной поверхности Shroud и среднем сечении Middle (рис. 7).

Каждое сечение профиля описывали углами установки лопасти β^* , углами охвата φ и толщиной δ по длине лопасти. Углы β^* и φ связаны между собой. Изменение одного из них приводит к изменению другого, поэтому профилировать лопасть можно по любому из них.

Графики данных параметров, построенные на периферийной линии тока, приведены на рис. 8, где LE и TE — входная и выходная кромки лопасти соответственно.

Следует отметить, что в программе BladeModeler углы установки лопасти β^* отсчитываются от вертикальной оси. Общепринятое значение этих углов от горизонтальной оси определяется как $\beta = 90 - \beta^*$.

Так как для обеспечения эффективности оптимизационного процесса расчетная сетка должна быть экономичной, дискретизацию расчетной области выполняли в сеточном генераторе TurboGrid, специально адаптированного для работы с ПЧ межлопастных каналов лопаточных турбомашин. Таким образом, гид-

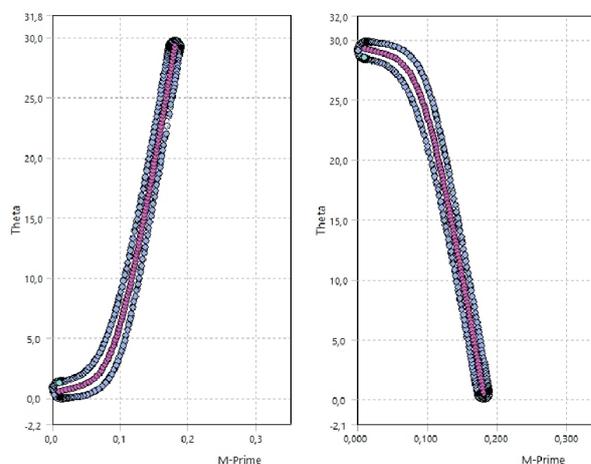


Рис. 6. Графики профилей лопасти НА (а) и лопасти РК (б)

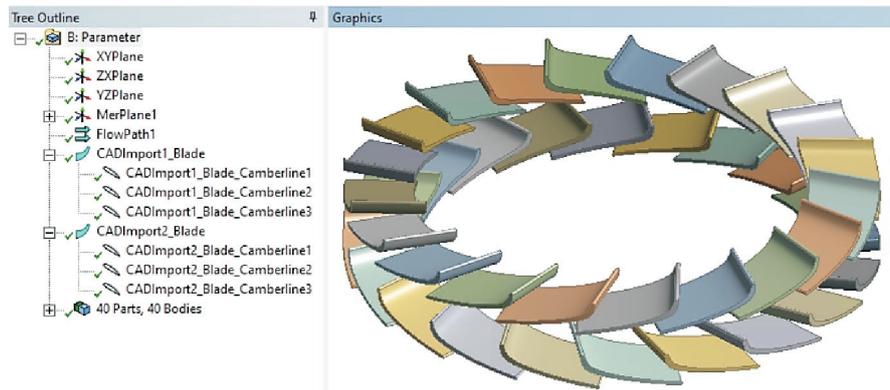


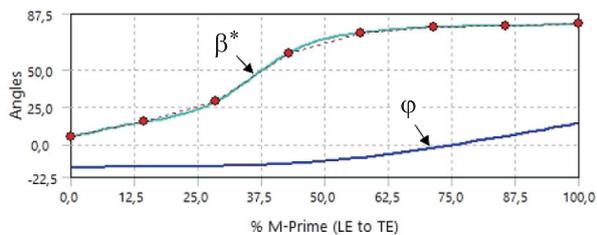
Рис. 7. Лопастная система турбобура

родинамический расчет течения потока в параметрической ПЧ проводили для модели с условием периодичности. Угол сегмента межлопастного канала составил $360^\circ/z$, где z — число лопастей.

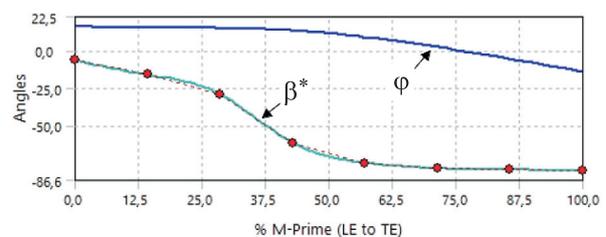
Чтобы разрешить противоречие между необходимостью точности численного расчета путем увеличения густоты сетки и экономией вычислительных ресурсов, густоту сетки в доменах НА и РК сделали переменной. Сетку сгустили в области лопастной системы и сделали более грубой на участках подвода и отвода ПЖ. У твердых поверхностей лопастей также создали призматические слои.

В TurboGrid сгенерировали экономичную блочно-структурированную сетку, состоящую из гексаэдрических элементов. Для домена НА количество элементов сетки составило 112 000, для домена РК — 83 000 (рис. 9).

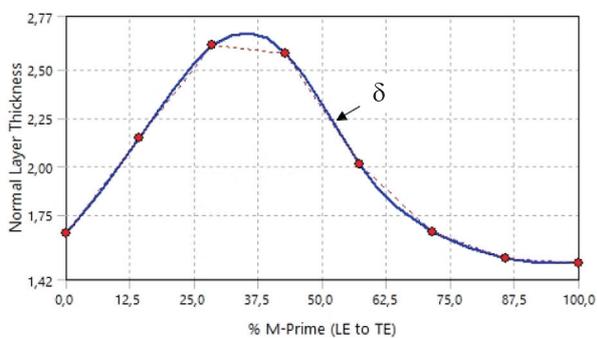
Гидродинамический расчет течения потока в данной ПЧ выполняли в программном комплексе ANSYS Workbench. Параметры математической модели и ГУ задавали аналогичными четвертому варианту (см. таблицу). В отличие от расчета течения потока в полноразмерной модели на поверхности интерфейса вместо условия Frozen Rotor задавали условие осреднения по давлению Stage.



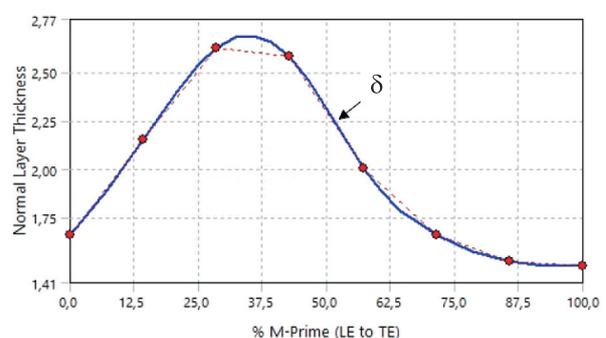
а



б



в



г

Рис. 8. Зависимости различных параметров лопасти от ее длины: а и б — углов установки β^* и охвата φ , град, лопатки НА и лопасти РК; в и г — толщины δ , мм, лопатки НА и лопасти РК

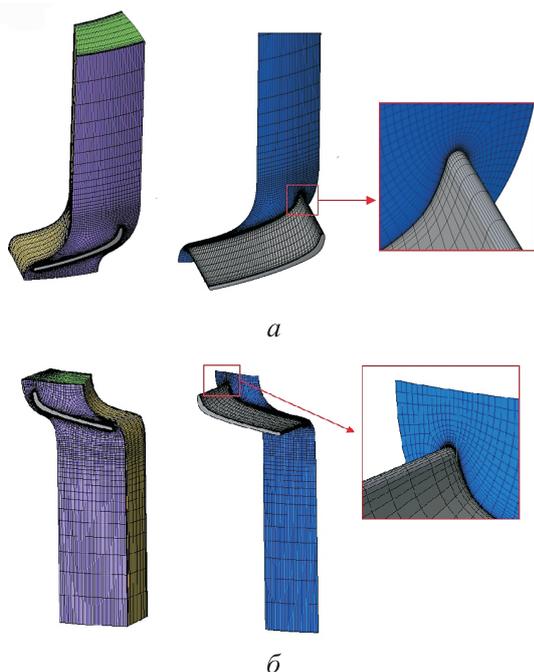


Рис. 9. Сеточные модели доменов НА (а) и РК (б)

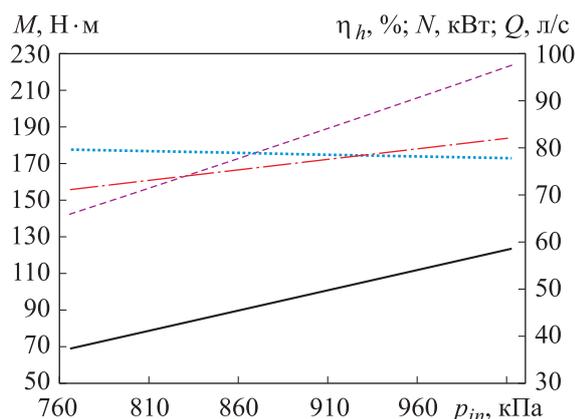


Рис. 10. Зависимости крутящего момента M (—), гидравлического КПД η_h (.....), мощности N (—) и расхода ПЖ Q (— · —) турбобура от статического давления на входе p_{in}

По результатам численного расчета течения потока в параметрической ПЧ с условием периодичности получены результаты, аналогичные исходной полноразмерной модели.

Для этой модели также исследовали влияние перепада давления на турбине на ее энергетические параметры. Статическое давление на входе

в расчетную область задавали как варьируемый параметр расчетной модели, значение которого изменяли в диапазоне $p_{in} = 770 \dots 1013$ кПа.

Зависимости энергетических параметров турбобура — крутящего момента M , мощности N , объемного расхода ПЖ Q и гидравлического КПД η_h — от статического давления на входе p_{in} приведены на рис. 10.

Анализ результатов исследования показал, что при повышении входного статического давления с 770,1 до 1013,3 кПа крутящий момент на турбине увеличился с 143 до 224 Н·м (на 56 %), мощность — с 37 до 58,6 кВт (на 56 %), объемный расход ПЖ — с 71 до 82 л/с (на 15,4 %), а гидравлический КПД турбины уменьшился с 79,8 до 77,8 % (на 2 %).

Выводы

1. Определены параметры математической модели численного расчета течения и потерь вязкой ПЖ в ПЧ первой ступени высокооборотной турбины методами CFD, которая позволяет с высокой точностью рассчитывать ее прогнозные энергетические характеристики.

2. Для заданных параметров спроектирована параметрическая твердотельная модель турбобура.

3. Геометрические параметры созданной параметрической ПЧ не являются оптимальными. Параметрическая модель может быть использована как исходная для оптимизации геометрических параметров ПЧ турбины. На следующем этапе исследований необходимо сформулировать критерии оптимизации, достижение которых позволит улучшить требуемые энергетические характеристики турбобура.

4. Для сокращения времени оптимизационного процесса численные расчеты можно проводить в стационарной постановке. Для найденного лучшего геометрического варианта ПЧ желательно уточнить значения интегральных параметров численным расчетом течения потока на более густой сетке в стационарной и нестационарной постановках и применением более сложных моделей турбулентности.

Литература

- [1] Ford J. *Drilling engineering*. Heriot Watt University, 2017. 610 p.
- [2] Горшков Л.К., Осецкий А.И. Развитие принципов конструирования и эксплуатации нового алмазного породоразрушающего инструмента. *Записки Горного Института*, 2012, т. 197, с. 40–45.

- [3] Симонянц С.Л. Актуальные проблемы турбинного бурения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и море*, 2006, № 2, с. 2–5.
- [4] Svoboda D.G., Zharkovskii A.A., Ivanov E.A. et al. High-efficiency axial pumps for reactor use. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 7, pp. 556–560, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19070220>
- [5] Svoboda D., Zharkovskii A., Borshchev I. Calculated and experimental determination of erosion zones in the flow part of the vane type pump. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 121, art. 01002, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912101002>
- [6] Dvoynikov M.V., Sidorkin D.I., Kunshin A.A. et al. Development of hydraulic turbodrills for deep well drilling. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 16, art. 7517, doi: <https://doi.org/10.3390/app11167517>
- [7] Двойников М.В., Сидоркин Д.И., Юртаев С.Л. и др. Бурение глубоких и сверхглубоких скважин с целью поиска и разведки новых месторождений полезных ископаемых. *Записки Горного института*, 2022, т. 258, pp. 945–955, doi: <https://doi.org/10.31897/PMI.2022.55>
- [8] Двойников М.В., Куншин А.А., Сидоркин Д.И. и др. Вибрационные процессы низа бурильной колонны при различных способах бурения скважин. *Бурение и нефть*, 2022, № 10, с. 38–46.
- [9] Двойников М.В., Куншин А.А. Повышение эффективности бурения наклонных и горизонтальных скважин. *Neftegaz.RU*, 2020, № 4, с. 169–171.
- [10] Пугачев П.В., Свобода Д.Г., Жарковский А.А. *Расчет и проектирование лопастных гидромашин*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 120 с.
- [11] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. *Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2021. 180 с.
- [12] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003. 840 с.
- [13] Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.
- [14] Топаж Г.И. *Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 154 с.
- [15] Топаж Г.И. *Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин*. Ленинград, Изд-во Ленинградского университета, 1989. 204 с.

References

- [1] Ford J. *Drilling engineering*. Heriot Watt University, 2017. 610 p.
- [2] Gorshkov L.K., Osetskiy A.I. Development of principles of construction and operation of new diamond bits. *Zapiski Gornogo Instituta* [Journal of Mining Institute], 2012, vol. 197, pp. 40–45. (In Russ.).
- [3] Simonyants S.L. Current problems of turbine drilling. *Stroitelstvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i more* [Construction of Oil and Gas Wells on Land And Sea], 2006, no. 2, pp. 2–5. (In Russ.).
- [4] Svoboda D.G., Zharkovskii A.A., Ivanov E.A. et al. High-efficiency axial pumps for reactor use. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 7, pp. 556–560, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19070220>
- [5] Svoboda D., Zharkovskii A., Borshchev I. Calculated and experimental determination of erosion zones in the flow part of the vane type pump. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 121, art. 01002, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912101002>
- [6] Dvoynikov M.V., Sidorkin D.I., Kunshin A.A. et al. Development of hydraulic turbodrills for deep well drilling. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 16, art. 7517, doi: <https://doi.org/10.3390/app11167517>
- [7] Dvoynikov M.V., Sidorkin D.I., Yurtaev S.L. et al. Drilling of deep and ultra-deep wells for prospecting and exploration of new raw mineral fields. *Zapiski Gornogo instituta* [Journal of Mining Institute], 2022, vol. 258, pp. 945–955, doi: <https://doi.org/10.31897/PMI.2022.55> (In Russ.).

- [8] Dvoynikov M.V., Kunshin A.A., Sidorkin D.I. et al. Vibratory processes of the bottom of the drill string with various methods of drilling wells. *Burenie i neft*, 2022, no. 10, pp. 38–46. (In Russ.).
- [9] Dvoynikov M.V., Kunshin A.A. Improving the efficiency of drilling deviated and horizontal wells. *Neftegaz.RU*, 2020, no. 4, pp. 169–171. (In Russ.).
- [10] Pugachev P.V., Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. *Raschet i proektirovanie lopastnykh gidromashin* [Calculation and design of vane hydraulic machines]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2016. 120 p. (In Russ.).
- [11] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. *Proektirovanie osevykh nasosov s nezapadayushchey naporoy kharakteristikoy* [Design of axial flow pumps with non-declining pressure characteristic]. Sankt-Petersburg, Politekhn-Press Publ., 2021. 180 p. (In Russ.).
- [12] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p. (In Russ.).
- [13] Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modelling of turbulence in calculations of complex flows]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2012. 88 p. (In Russ.).
- [14] Topazh G.I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi* [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmissions]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2011. 154 p. (In Russ.).
- [15] Topazh G.I. *Raschet integralnykh gidravlicheskiykh pokazateley gidromashin* [Design of axial-flow pumps with a non-dropping head-capacity curve]. Leningrad, Izd-vo Leningradskogo universiteta Publ., 1989. 204 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 23.12.2024

Информация об авторах

СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич — кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: svoboda_dg@spbstu.ru).

ЩУР Василий Алексеевич — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: tshur_va@spbstu.ru).

СИДОРКИН Дмитрий Иванович — кандидат технических наук, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники. Институт машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: sidorkin_di@spbstu.ru).

Information about the authors

SVOBODA Dmitriy Gennadevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering. Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: svoboda_dg@spbstu.ru).

SHCHUR Vasily Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering. Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: tshur_va@spbstu.ru).

SIDORKIN Dmitriy Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Automation and Robotics. Institute of Machinery, Materials, and Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: sidorkin_di@spbstu.ru).

КУНШИН Андрей Андреевич — кандидат технических наук, инженер Инжинирингового центра аддитивных технологий и производства в нефтегазовой отрасли. Институт машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., 29, e-mail: kunshin_aa@spbstu.ru).

KUNSHIN Andrey Andreevich — Candidate of Science (Eng.), Engineer, Engineering Center for Additive Technologies and Production in Oil & Gas Industries. Institute of Machinery, Materials and Transport. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: kunshin_aa@spbstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Свобода Д.Г., Шур В.А., Сидоркин Д.И., Куншин А.А. Параметры математической модели численного расчета течения в проточной части высокоскоростного турбобура для экстремальных условий бурения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 10, с. 66–76.

Please cite this article in English as:

Svoboda D.G., Shchur V.A., Sidorkin D.I., Kunshin A.A. Parameters of a mathematical model for numerical computation of a flow in the high-speed turbodrill flowing part under the extreme drilling conditions. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 10, pp. 66–76.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие Л.Д. Мальковой
«Основы проектирования
режущих инструментов.
Модуль 1»**

Направлено на содействие в закреплении и расширении знаний, полученных при изучении лекционного курса «Основы проектирования режущих инструментов». Включает в себя большой объем иллюстративного и справочного материала, ссылок на нормативные документы, пояснений и примеров, способствующих лучшему пониманию и усвоению программы дисциплины. Освещает первую часть курса, в которую вошли четыре базовых раздела: понятийный аппарат, инструментальные материалы, базирование и базовые поверхности и резцы.

Будет полезно при выполнении курсовых проектов по проектированию режущих инструментов, решении профессиональных задач в рамках НИР и дипломного проектирования.

Для студентов, обучающихся по специальности 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов» по специализации «Проектирование инструментальных комплексов в машиностроении».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>