

УДК 621.432

А.Д. ЧОРНЫЙ, канд. физ.-мат. наук, доц.
заведующий лабораторией турбулентности¹
E-mail: anchor@hmti.ac.by

И.А. ПОПОВ, чл.-корр. АН Республики Татарстан, д-р техн. наук
профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, заведующий лабораторией
моделирования физико-технических процессов²
E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Ю.В. ЖУКОВА, канд. физ.-мат. наук, доц.
ведущий научный сотрудник лаборатории турбулентности¹
E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

Т.А. БАРАНОВА
старший научный сотрудник лаборатории турбулентности¹
E-mail: bartat@tut.by

И.Г. КУХАРЧУК
научный сотрудник лаборатории турбулентности¹
E-mail: doomer1979@mail.ru

И.А. ПОПОВ-младший
студент Института механизации и технического сервиса³
E-mail: iaropov-2004@yandex.ru

¹Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

²Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, г. Казань, Республика Татарстан, Российская Федерация

³Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Республика Татарстан, Российская Федерация

Поступила в редакцию 24.04.2024.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГЛАВНОЙ МАСЛЯНОЙ МАГИСТРАЛИ И ФОРСУНКАХ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ: ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В статье представлены результаты, служащие методической основой при создании цифрового двойника главной масляной магистрали и форсунок системы смазки дизельного двигателя. На первом этапе построена САД-модель главной масляной магистрали и форсунок системы смазки двигателя. На втором этапе полномасштабная расчетная модель главной масляной магистрали и форсунок верифицирована на экспериментальных данных, что позволило создать обратную связь для цифрового двойника. На основе проведенных расчетов выработаны рекомендации по повышению точности построения цифровых двойников главной масляной магистрали и форсунок системы смазки дизельного двигателя.

Ключевые слова: система смазки, масляная магистраль, форсунка, потери давления, численное моделирование, цифровой двойник

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-28-35>

Введение. При проектировании новых образцов дизельных двигателей организация гидродинамических процессов в системах смазки является актуальной задачей, поскольку бесперебойная циркуляция масла является неотъемлемой частью их надежного функционирования [1]. Одним из подходов решения данной проблемы является

использование принципов компьютерного (численного) моделирования гидродинамических процессов в системах смазки. Компьютерное моделирование само по себе является важным этапом концепции создания цифровых двойников узлов, агрегатов и систем как их цифровой (виртуальной) модели, что призвано обнаруживать и ре-

шать проблемы функционирования как отдельных узлов, так и изделия в целом для повышения их качества, а также проектирования новых образцов [2–5]. В основе представленной работы лежат данные принципы.

Цифровой двойник изделия — система, состоящая из цифровой модели изделия и двусторонних информационных связей с изделием (при наличии изделия) и (или) его составными частями [6]. Переход с натурного образца на цифровой аналог позволяет выявлять проблемы функционирования объекта без дорогостоящих и длительных натуральных испытаний и производить доводку объекта с целью увеличения его эффективности, проверки технических решений, повышения надежности эксплуатации и разработки технологии создания. В настоящее время для создания цифрового двойника масляной магистрали двигателей используются различные подходы — одномерный и трехмерный, стационарный и нестационарный [8–10].

Процедура создания цифрового двойника масляной магистрали и форсунок системы смазки дизельного двигателя состоит из нескольких этапов. На первом этапе создается CAD-модель, учитывающая особенности геометрии рассматриваемой системы. Из нее исключаются элементы, не оказывающие влияние на гидравлические потери и структуру течения. На втором этапе построенная CAD-модель дискретизируется трехмерными расчетными ячейками; для описания состояния жидкости формулируется математическая модель, состоящая из уравнений движения, уравнения неразрывности, уравнения энергии, зависимостей теплофизических характеристик от температуры и давления, а также начальных и граничных условий. На третьем этапе проводится верификация и валидация компьютерной модели, а также корректировка математической модели за счет включения в модель набора режимных параметров, условий и критериев оптимальной эксплу-

атации. Весь набор данных и моделей позволяет точно воспроизводить работу рассматриваемой системы смазки. При достижении точности не ниже 90–95 % компьютерная модель уже в виде цифрового двойника передается для моделирования режимов, недостижимых экспериментально, модификации и проверки технико-экономической адекватности принимаемых решений.

Цель работы — описание и апробирование методики создания достоверной компьютерной модели изделия, на основании которой в последующем может быть реализован цифровой двойник масляной магистрали и форсунки системы смазки дизельного двигателя для последующей расчетной оценки значений потерь давления в каналах системы смазки и визуализации характерной картины течения в них.

CAD-модель системы смазки, главной масляной магистрали и форсунок. Система смазки двигателя — группа узлов и агрегатов двигателя, обеспечивающая циркуляцию масла внутри двигателя для уменьшения сил трения между деталями, удаления из зазоров продуктов износа деталей, частичного отвода тепла трения и тепловыделения в двигателе, защиты от коррозии. Движение масла осуществляется под давлением, разбрызгиванием и самотеком. Исследование гидродинамических процессов в системе смазки проводилось для дизельного рядного 6-цилиндрового двигателя объемом 8,9 л и мощностью 400 л. с.

Рассматриваемая система смазки двигателя (рисунок 1 *a*) состоит из поддона картера 1, системы маслопроводов, представляющих собой совокупность сверлений в корпусе двигателя и отдельных трубопроводов 5, 6, масляного насоса 2, маслоохладителя 3 с масляным фильтром, клапана поддержания давления 4, масляных форсунок. Запас масла находится в поддоне картера двигателя под давлением, близким к атмосферному. Из поддона картера масло с помощью масляного насоса

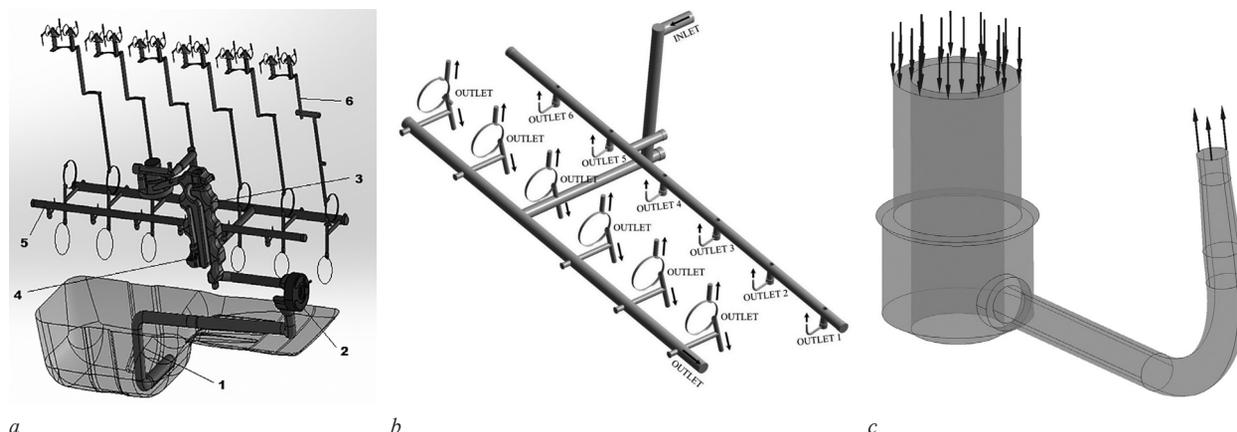


Рисунок 1 — CAD-модель системы смазки (*a*): 1 — поддон картера; 2 — масляный насос с подводящим и отводящим каналом; 3 — канал между насосом и маслоохладителем; 4 — клапан регулирования давления и отводящий канал; 5 — главная масляная магистраль и канал с нижними форсунками; 6 — канал смазки коромысел с верхними форсунками; *b* — главная масляная магистраль; *c* — форсунка
Figure 1 — CAD model of the lubrication system (*a*): 1 — crankcase oil pan; 2 — oil pump with inlet and outlet duct; 3 — duct between pump and oil cooler; 4 — pressure control valve and outlet duct; 5 — main oil line and duct with lower injectors; 6 — lubrication duct for rocker arms with upper injectors; *b* — main oil line; *c* — injector

под давлением подается в маслоохладитель. Если масло нагрето выше допустимой температуры, то термостат в крышке маслоохладителя закрывается и масло проходит через маслоохладитель, где оно охлаждается. Если температура масла ниже определенных значений, то термостат открыт и масло под давлением проходит далее в масляный фильтр без охлаждения. Перед фильтром находится клапан поддержания давления. При превышении определенного значения давления в системе клапан открывается и масло сливается в поддон картера. Повышение давления возможно из-за загрязнения фильтра или загрязнения маслопровода продуктами износа деталей. После прохождения масляного фильтра под давлением масло подается в главную масляную магистраль. Часть масла отводится к нижним форсункам, которые находятся под каждым цилиндром двигателя. Масло за счет разбрызгивания через данные форсунки подается на нижние внутренние стенки (юбку) цилиндра, смазывая их. Оно заполняет зазор между поршнем и стенками цилиндра, уменьшая при этом трение между ними и предотвращая прорыв продуктов газа из камеры сгорания в картер. С юбки цилиндра масло само стекает в поддон картера. Основная часть масла поступает под давлением в главную масляную магистраль, откуда под давлением раздается на смазку вкладышей коренных и шатунных подшипников скольжения коленчатого вала и вкладышей подшипников раздаточного вала. После смазки вкладышей коленчатого вала масло сливается самотеком в поддон картера. После смазки вкладышей раздаточного вала масло поступает в вертикальные каналы и оттуда под давлением последовательно подается на смазку оси коромысла и на верхние форсунки на обоих концах коромысла, производя смазывание контакта коромысла со штоком толкателя системы газораспределения и со штоками впускных и выпускных клапанов двигателя. После этого масло самотеком собирается в крышке блока цилиндров и по вертикальным каналам самотеком стекает в поддон картера. Таким образом, система смазки является открытой гидравлической системой.

Общая CAD-модель системы смазки двигателя создавалась как набор CAD-моделей отдельных компонентов системы смазки. Сама по себе система смазки не замкнута и имеет выход в атмосферу, а также в наличии имеется система подшипников с микронными зазорами, что делает невозможным полномасштабный расчет системы смазки как единого целого. В связи с этим, CAD-модели и, соответственно, расчетная область системы смазки были разделены на характерные составляющие (см. рисунок 1).

Для получения гидравлических характеристик и построения достоверной компьютерной модели изделия проводилась декомпозиция системы смазки на отдельные элементы и затем для каж-

дого элемента системы проводилась серия гидравлических расчетов в соответствующем диапазоне расходов для различных типов моторного масла, а также сравнение полученных данных с результатами экспериментальных исследований. Как видно из рисунка 1, система смазки представляет собой систему разветвленных каналов и имеет множество тройниковых соединений, а также поворотов. Исследования течения в разветвленных каналах является актуальной задачей для многих практических приложений [9–11].

Физико-математическая модель. Для численного моделирования течения масла в системе смазки использовались уравнения Навье–Стокса [13], осредненные по Рейнольдсу (уравнения Рейнольдса), уравнение неразрывности и уравнение энергии. Уравнения Рейнольдса замыкались с помощью k - ω -модели переноса сдвиговых напряжений Ментера [14–15].

Расчетные области главной масляной магистрали и форсунки были дискретизированы тетраэксагональными ячейками. Для главной масляной магистрали их общее количество составило 33,3 млн ячеек, максимальный размер ячейки — 0,7 мм. Пристеночные области описывались призматическими слоями (5 слоев, коэффициент роста 1,2). Для форсунки общий размер расчетной сетки составил 5,8 млн ячеек, максимальный размер ячейки — 0,18 мм, минимальный — 0,1 мм. Расчетные сетки создавались при помощи сеточного генератора ANSYS Meshing, численное моделирование проводилось с помощью решателя ANSYS CFX 2020 R1, обработка результатов — с использованием возможностей пакета ANSYS CFD-Post.

Расчеты проводились для случая течения моторного масла SAE 15W40, в связи с чем теплофизические свойства (плотность, вязкость, теплоемкость и теплопроводность) устанавливались при заданном значении температуры масла 107 °С. Плотность масла при этом составляла 824,61 кг/м³, теплоемкость — 1985 Дж/(кг·К), динамическая вязкость — 0,0105 Па·с, теплопроводность — 0,143 Вт/(м·К). Эксперименты по проливке форсунок проводились для случая течения моторного масла SAE 5W30 при температуре масла 85 °С. Соответственно, для верификации компьютерной модели форсунки теплофизические свойства моторного масла SAE 5W30 задавались при температуре масла 85 °С. Тогда плотность масла составляла 808,45 кг/м³, теплоемкость — 1980 Дж/(кг·К), динамическая вязкость — 0,01339 Па·с, теплопроводность — 0,14 Вт/(м·К). Принципиально для комплексных расчетов теплофизические свойства масла могут задаваться как кусочно-линейные функции температуры и давления.

Для масляного насоса известны расходные характеристики при работе на различных режи-

мах (оборотах). Поэтому возможно сформулировать следующий принцип построения граничных условий для отдельных частей системы смазки: до масляного насоса давление на входе в расчетную область выбиралось из условия, что в картере атмосферное, то есть избыточное, давление равно 0, а также известен расход масла, потребляемый насосом на разных режимах. После насоса выходное условие по давлению соответствует тому факту, что масло разбрызгивается и стекает в поддон с атмосферным давлением, то есть избыточное давление равно 0. Входное условие соответствует давлению и расходу, создаваемым насосом. Таким образом, главным расчетом в системе смазки является расчет рабочей характеристики насоса на различных режимах (оборотах) [16]. Для его расчета граничными условиями являлись: для определения пороговых значений по давлению — расход, равный 0 (условие искусственной сплошной стенки на выходе); для определения пороговых значений по расходу — избыточное давление масла, равное 0. Промежуточные точки по расходу рассчитывались при задании в качестве выходных граничных условий промежуточного избыточного давления на выходе из насоса по расходной характеристике.

После проведенных расчетов насоса [16] в качестве граничных условий при моделировании процессов в масляной магистрали можно задавать следующие: на входе в расчетную область — массовый расход масла на входе в масляную магистраль; на выходе из расчетной области — давление на нижних форсунках, давление на патрубках к вкладышам распределительного и коленчатого валов (см. рисунок 1 *b*). Отличительной особенностью модели является учет течения во вкладышах подшипников скольжения распределительного и коленчатого валов, имеющих зазоры микронного масштаба [17]. Искомой величиной являлось давление на входе в масляную магистраль, которое сравнивалось с экспериментальным значением при различных оборотах коленчатого вала двигателя для формирования обратной связи разрабатываемого цифрового двойника с реальным объектом.

В качестве граничных условий при моделировании процессов в форсунке задавались: на входе в расчетную область — давление для следующих расчетных точек: $2 \cdot 10^5$; $2,5 \cdot 10^5$; $3 \cdot 10^5$; $3,5 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^5$ Па; на выходе из расчетной области — условие нулевого статического давления (атмосферное давление). Искомой величиной являлся расход масла через форсунку.

Верификация и валидация компьютерной модели. Основой для верификации является физичность процессов, то есть сохранение баланса расходов между входом в расчетную область и выходом из нее. В процессе расчетов баланс соблюдался с точностью до 10^{-9} кг/с.

Валидация результатов численного исследования гидродинамических процессов в системе смазки двигателя проводилась с использованием экспериментальных данных, полученных на дизельном рядном 6-цилиндровом двигателе объемом 8,9 л и мощностью 400 л. с. на номинальных режимах его работы.

Для валидации были использованы результаты натурных испытаний двигателя на испытательном стенде производства компании AVL (рисунок 2 *a*). В ходе экспериментов измерялись расход масла в системе, давление и температура в главной масляной магистрали (см. рисунок 2 *b*, позиции 1 и 2), давление масла на входе в магистраль (см. рисунок 2 *b*, позиция 3), давление и температура масла на выходе из маслоохлади-

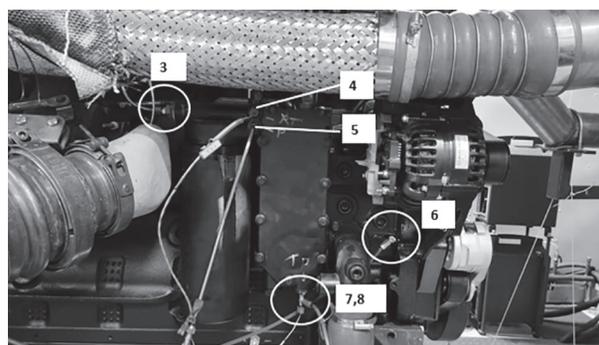
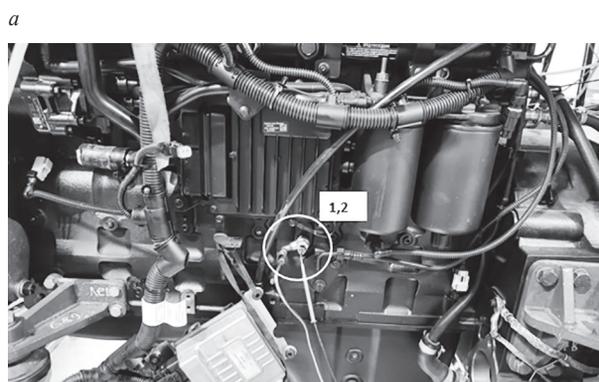
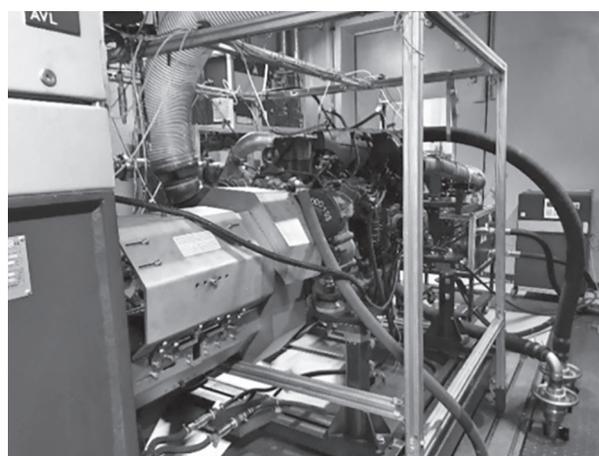


Рисунок 2 — Экспериментальный стенд: *a* — внешний вид; *b* — места установки датчиков

Figure 2 — Experimental stand: *a* — external view; *b* — sensor installation locations

теля (см. рисунок 2 *b*, позиции 4 и 5), давление и температура масла на входе в маслоохладитель (см. рисунок 2 *b*, позиции 7 и 8). Расход масла через нижнюю форсунку определялся массовым способом с погрешностью $\pm 0,1$ %, то есть разбрызгивание масла проводилось через одну форсунку в отборный стакан, откуда масло попадало в мерную емкость, для которой производилось измерение времени наполнения, а также объема и массы масла в ней. Объемный расход масла через магистраль измерялся ультразвуковым расходомером с погрешностью ± 3 %, затем с использованием измеренной температуры масла рассчитывалась его плотность и объемный расход переводился в массовый расход. При измерении температуры масла использовались термометры сопротивления, позволяющие со вторичной аппаратурой определять температуру с отклонением $\pm 0,1$ °С. Давление масла в магистрали измерялось с использованием отводов масла на измеритель давления многофункциональный (ИДМ), позволяющий определять избыточное давление масла с погрешностью $\pm 0,5$ %.

Результаты расчетов для главной масляной магистрали. С помощью построенной компьютерной модели системы смазки проанализирована работа масляной магистрали рядного 6-цилиндрового двигателя, при этом верификация расчетных данных производилась по результатам экспериментов.

Верификация производилась по давлению на входе в магистраль. Сравнительный анализ показывает, что различие экспериментальных и расчетных значений давления потока масла на входе в магистраль системы смазки составила 13,46–14,55 %, что является весьма удовлетворительным, учитывая, что экспериментальные измерения расхода проводились до выхода двигателя на стационарный режим работы, а датчики давления были установлены в местах с перестройками структуры течения (поворотах, ответвлениях). Результаты численного исследования показали, что повышение давления в главной масляной магистрали на 6,5 % позволяет уменьшить погрешность расчета давления на входе в магистраль

и достичь отклонений расчетных и экспериментальных данных менее 0,5 %.

Дополнительно было проанализировано течение на отдельных участках и отводах главной масляной магистрали (рисунок 3 *a*). Отвод масла на нижние форсунки производится через Т-образное соединение, что приводит к тангенциальной закрутке потока, на которую затрачивается значительное количество энергии. Однако данная конструкция позволяет избежать зоны отрыва масла при повороте. Зоны отрыва хорошо видны на других поворотах и Т-образных соединениях (см. рисунки 3 *b–e*). Значительные потери давления в канавке вкладыша распределительного вала вызваны резким ускорением потока в зазоре канавки (см. рисунок 3 *f*).

Оптимизация геометрии поворотов и Т-образных соединений затруднена технологией производства данных магистралей в корпусе блока цилиндров. Однако расчетная оценка может быть произведена с использованием одномерных моделей [6, 18].

Результаты расчетов для форсунки. В состав масляной магистрали входят 6 нижних масляных форсунок, которые разбрызгивают масло на нижнюю часть зеркала цилиндра для смазки цилиндро-поршневой группы и охлаждения юбки поршня.

Для верификации расчетной модели форсунки (см. рисунок 1 *b*) проведена серия расчетов напорной характеристики (рисунок 4) с граничными условиями, соответствующими эксперименту.

Результаты сравнения напорных характеристик, полученных экспериментальным и расчетным способом, представлены в таблице 1.

Установлено, что расчетные точки отличаются на 10,2–15,7 % от экспериментальных данных. Анализ причин расхождения экспериментальных и численных значений показал, что при численном моделировании имеется допущение, что избыточное давление масла на выходе из форсунки — 0 Па. Задание нулевого избыточного давления масла на выходе из форсунки позволяет определить с некоторой погрешностью расход масла.

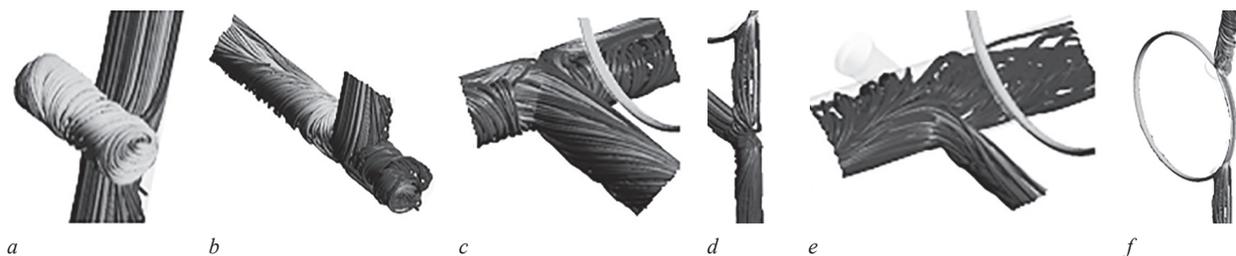


Рисунок 3 — Линии тока на отдельных участках масляной магистрали: *a* — Т-образный отвод на нижние форсунки; *b* — поворот к главной масляной магистрали; *c* — Т-образный вход в главную масляную магистраль; *d* — Т-образное соединение маслопроводов к вкладышам распределительного и коленчатого валов; *e* — Т-образные отводы от главной магистрали к вкладышам валов; *f* — течение в проточке вкладыша распределительного вала

Figure 3 — Current lines on separate sections of the oil line: *a* — T-shaped outlet to the lower injectors; *b* — turn to the main oil line; *c* — T-shaped entrance to the main oil line; *d* — T-shaped connection of oil lines to the camshaft and crankshaft liners; *e* — T-shaped connections from the main line to the shaft liners; *f* — current in the groove of the camshaft liner

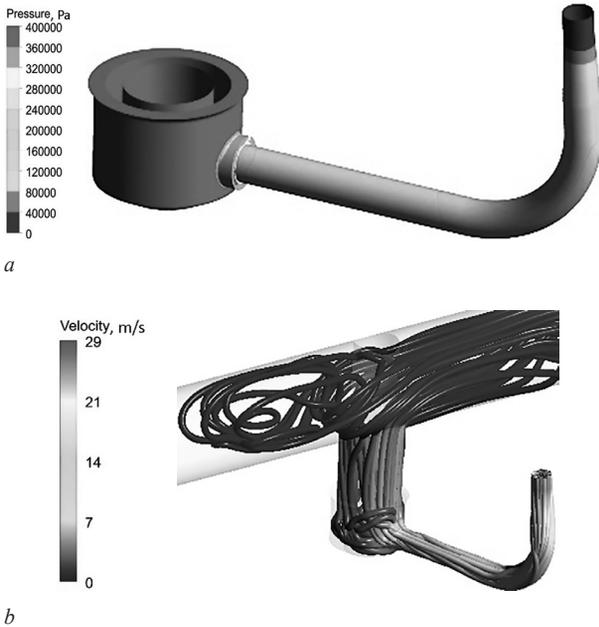


Рисунок 4 — Давление (а) и линии тока (б) в форсунке
Figure 4 — Pressure (a) and current lines (b) in the injector

При дальнейшем анализе принято решение на основе результатов численного исследования определить возможное давление масла на срезе форсунки. Для этого применен подход, характерный для одномерного расчета. Зависимость расхода масла G от перепада давления ΔP на механической струйной форсунке определяется как $G \sim \sqrt{\Delta P}$.

В нашем случае

$$\frac{G_1}{G_2} = \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}},$$

откуда получаем

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{G_2}{G_1} \right)^2,$$

где ΔP_2 — искомый перепад давления на форсунке, учитывающий, что избыточное давление на выходе из форсунки ненулевое; ΔP_1 — перепад давления на форсунке при предположении, что избыточное давление масла на выходе из форсунки $P_{out} = 0$ Па, то есть $\Delta P_1 = P_{in}$, так как $\Delta P_1 = P_{in} - P_{out}$; G_2 — расход масла через форсунку при ненулевом избыточном давлении масла на выходе из фор-

Таблица 1 — Результаты верификации
Table 1 — Verification results

Давление на входе P_{in} , Па	Расход (эксперимент), кг/с	Расход (расчет), кг/с	Расхождение, %
$2,0 \cdot 10^5$	0,06554	0,07594	+15,7
$2,5 \cdot 10^5$	0,07704	0,08579	+11,5
$3,0 \cdot 10^5$	0,08579	0,09483	+10,5
$3,5 \cdot 10^5$	0,09209	0,10262	+11,5
$4,0 \cdot 10^5$	0,10085	0,11111	+10,2

Таблица 2 — Результаты верификации с учетом давления на выходе из форсунки
Table 2 — Verification results with regard to injector outlet pressure

Давление на входе P_{in} , Па	Расход эксперимент, кг/с	Давление на выходе P_{out} , Па	Расход расчет, кг/с	Расхождение, %
$2,0 \cdot 10^5$	0,06554	$0,36 \cdot 10^5$	0,06787	+3,6
$2,5 \cdot 10^5$	0,07704	$0,47 \cdot 10^5$	0,07649	-0,7
$3,0 \cdot 10^5$	0,08579	$0,56 \cdot 10^5$	0,0847	-1,27
$3,5 \cdot 10^5$	0,09209	$0,65 \cdot 10^5$	0,09223	+0,1
$4,0 \cdot 10^5$	0,10085	$0,75 \cdot 10^5$	0,09907	-1,17

сунки; G_1 — расход масла через форсунку при нулевом избыточном давлении масла на выходе из форсунки.

При определении перепада давления на форсунке принимаем, что G_2 — расход масла, полученный в эксперименте при ненулевом избыточном давлении масла на выходе из форсунки, G_1 — расход масла из численного моделирования при нулевом избыточном давлении масла на выходе из форсунки. Для увеличения достоверности пересчета выбираем среднее значение соотношения $G_1/G_2 = 1,109$ (согласно таблице 1 для давления P_{in} в диапазоне от $2,5 \cdot 10^5$ до $4 \cdot 10^5$ Па).

По полученным значениям ΔP_2 определяем избыточные давления масла на срезе форсунки как

$$P_{out} = P_{in} - \Delta P_2.$$

Таким образом, проведен расчет с учетом заданного значения избыточного давления на входе в форсунку P_{in} и нового значения избыточного давления на выходе из форсунки P_{out} . Обработанные экспериментальные значения имеют не более $\pm 3,6\%$ расхождения с расчетными при учете избыточного давления на выходе из форсунки, а для большинства точек при давлениях на входе от $2,5 \cdot 10^5$ до $4 \cdot 10^5$ Па — не более $\pm 1,27\%$ (таблица 2).

Заключение. Построены достоверные компьютерные модели главной масляной магистрали и форсунки. Компьютерные модели верифицированы и валидированы на доступных экспериментальных данных. Расхождение с экспериментом по давлению для главной масляной магистрали не превышает 14,5 %, а при уточнении экспериментальных данных — не более 0,5 %.

В ходе валидации восстановлены давления масла на срезе форсунки, а также показано, что учет этого давления позволяет достичь удовлетворительного согласования расчетных и экспериментальных данных. Проведенный анализ позволил модифицировать компьютерную модель изделия за счет уточнения давления на срезе форсунок, а также повысить точность прогнозирования протекающих процессов.

Работа выполнена в рамках Соглашения о консорциуме между КНИТУ-КАИ и Институтом тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН

Беларуси, а также при финансовой поддержке в рамках Соглашения о предоставлении субсидии из федерального бюджета на финансовое обеспечение выполнения государственного задания на оказание государственных услуг № 075-03-2024-067 от 17.01.2024 г. (шифр FZSU-2023-0004).

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
2. Габитова, Г.Ф. Цифровой двойник как основа инновационного развития малых и средних предприятий автомобильной промышленности на примере Германии и России / Г.Ф. Габитова, Т.Ю. Хватова // Бизнес. Образование. Право. — 2020. — № 3(52). — С. 132–138. — DOI: <https://doi.org/10.25683/VOLBI.2020.52.387>.
3. Сосфенов, Д.А. Использование цифровых двойников в автомобильной промышленности: российский и зарубежный опыт / Д.А. Сосфенов // Экономика и управление. — 2023. — Т. 29, № 6. — С. 662–669. — DOI: <https://doi.org/10.35854/1998-1627-2023-6-662-669>.
4. Цифровые двойники как способ оптимизации производства электромобилей / А.В. Лихвойнен [и др.] // Вестн. Алтайской акад. экономики и права. — 2021. — № 7–2. — С. 184–191. — DOI: <https://doi.org/10.17513/vaael.1797>.
5. Фомичева, Т.Л. Применение технологии цифровых двойников в автомобильной промышленности: российский опыт / Т.Л. Фомичева // Экономика: вчера, сегодня, завтра. — 2021. — Т. 11, № 12А. — С. 181–186.
6. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения: ГОСТ Р 57700.37-2021. — Введ. 01.01.2022. — М.: Российский ин-т стандартизации, 2021. — 15 с.
7. Исследование параметров системы смазки двигателя грузового автомобиля при различных рабочих температурах моторного масла / Р.Р. Салахов [и др.] // Грузовик. — 2022. — № 4. — С. 3–9.
8. Transient, Three Dimensional CFD Model of the Complete Engine Lubrication System / S. Dhar [et al.] // SAE Int. J. Engines. 2016. — Vol. 9, iss. 3. — Pp. 1854–1862. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1091>.
9. Гулиенко, А.И. Математическая модель гидродинамических процессов в системе смазки газотурбинного двигателя / А.И. Гулиенко, Ю.М. Щуровский // Динамика и виброакустика. — 2014. — Т. 1, № 2. — С. 24–33. — DOI: <https://doi.org/10.18287/2409-4579-2014-1-2-24-33>.
10. Experimental study on fluid mixing for evaluation of thermal stripping in T-pipe junction / M. Igarashi [et al.] // Proc. of the 10th International Conference on Nuclear Engineering, Arlington, USA, 14–18 April 2002. — Pp. 383–390. — DOI: <https://doi.org/10.1115/ICONE10-22255>.
11. Зарипов, Д.И. Метод моделирования течения жидкости в разветвленных каналах / Д.И. Зарипов, Н.И. Михеев, Н.С. Душин // Изв. высших учебных заведений. Авиационная техника. — 2013. — № 1. — С. 23–27.
12. Non-isothermal vortex flow in the T-junction channel / T.A. Baranova [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. — 2021. — Vol. 2088. — DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2088/1/012034>.
13. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар; пер. с англ. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 152 с.
14. Wilcox, D.C. Turbulence modeling for CFD / D.C. Wilcox. — DCW Industries Inc., 1993. — 460 p.
15. Menter, F.R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model / F.R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 / eds. K. Hanjalic, Y. Nagano, M. Tummers. — Begell House, Inc., 2003. — Pp. 625–632.
16. Численное моделирование системы смазки авиационных поршневых двигателей / И.А. Попов [и др.] // Изв. высш. учеб. заведений. Авиационная техника. — 2024. — № 1. — С. 94–100.
17. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с.
18. Особенности течения смазки в радиальных подшипниках скольжения / Л.В. Горюнов [и др.] // Изв. высш. учеб. заведений. Авиационная техника. — 2007. — № 1. — С. 73–75.

CHORNY Andrei D., Ph. D. in Phys. and Math., Assoc. Prof.

Head of Turbulence Laboratory¹

E-mail: anchor@hmti.ac.by

POPOV Igor A., Corresponding Member of TAS, D. Sc. in Eng.

Professor of the Department of Thermal Engineering and Power Engineering, Head of the Laboratory of Modeling Physical and Technical Processes²

E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

ZHUKOVA Yuliya V., Ph. D. in Phys. and Math., Assoc. Prof.

Leading Researcher of Turbulence Laboratory¹

E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

BARANOVA Tatsiana A.

Senior Researcher of Turbulence Laboratory¹

E-mail: bartat@tut.by

KUKHARCHUK Igor G.

Researcher of Turbulence Laboratory¹

E-mail: doomer1979@mail.ru

POPOV Igor A. Jr.

Student of the Institute of Mechanization and Technical Service³

E-mail: iapopov-2004@yandex.ru

¹A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

²Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev-KAI, Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation

³Kazan State Agrarian University, Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation

DETERMINING THE PRESSURE LOSSES IN THE MAIN OIL LINE AND INJECTORS OF THE LUBRICATION SYSTEM OF DIESEL ENGINES OF HEAVY VEHICLES: NUMERICAL SIMULATION

This article presents the results that have provided a methodical basis for designing a digital twins of the main oil line and injectors of the lubrication system of a diesel engine. At the first stage, a CAD model of the oil line and injectors of the engine lubrication system was constructed. At the second stage, a full-scale computational model of the main oil line and injectors was verified using experimental data, which made it possible to create feedback for the digital twin. With the use of the calculations conducted, recommendations were suggested how to improve the accuracy of designing digital twins of the main oil line and injectors of the diesel engine lubrication system.

Keywords: lubrication system, oil line, injector, pressure losses, numerical simulation, digital twin

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-28-35>

References

- Vyrubov D.N., et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p. (in Russ.).
- Gabitova G.F., Khvatova T.Yu. Tsifrovoy dvoynik kak osnova innovatsionnogo razvitiya malyykh i srednikh predpriyatii avtomobilnoy promyshlennosti na primere Germanii i Rossii [Digital twin as the basis for innovative development of small and medium enterprises of the automotive industry on the example of Germany and Russia]. *Business. Education. Law*, 2020, no. 3(52), pp. 132–138. DOI: <https://doi.org/10.25683/VOL-BI.2020.52.387> (in Russ.).
- Sosfenov D.A. Ispolzovanie tsifrovyykh dvoynikov v avtomobilnoy promyshlennosti: rossiyskiy i zarubezhnyy opyt [Use of digital twins in automotive industry: Russian and foreign experience]. *Economics and management*, 2023, vol. 29, no. 6, pp. 662–669. DOI: <https://doi.org/10.35854/1998-1627-2023-6-662-669> (in Russ.).
- Likhvoynen A.V., Komarova M.V., Rozov A.A., Solodkova E.V., Stepanova A.A. Tsifrovyye dvoyniki kak sposob optimizatsii proizvodstva elektromobiley [Digital twins as a method for optimizing electric vehicle production]. *Vestnik Altayskoy akademii ekonomiki i prava*, 2021, no. 7-2, pp. 184–191. DOI: <https://doi.org/10.17513/vaael.1797> (in Russ.).
- Fomicheva T.L. Primenenie tekhnologii tsifrovyykh dvoynikov v avtomobilnoy promyshlennosti: rossiyskiy opyt [Application of digital twin technology in the automotive industry: Russian experience]. *Economics: yesterday, today and tomorrow*, 2021, vol. 11, no. 12, pp. 181–186 (in Russ.).
- State standard R 57700.37–2021. *Kompyuternye modeli i modelirovaniye. Tsifrovyye dvoyniki izdeliy. Obshchie polozeniya* [Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions]. Moscow, Rossiyskiy institut standartizatsii Publ., 2021. 15 p. (in Russ.).
- Salakhov R.R., Ermakov A.M., Khismatullin R.M., Smolyakov Yu.A., Razvalyaev S.V. Issledovanie parametrov sistemy smazki dvigatelya gruzovogo avtomobilya pri razlichnykh rabochikh temperaturakh motornogo masla [Investigation of the parameters of the lubrication system of a truck engine at various operating oil temperatures]. *Truck*, 2022, no. 4, pp. 3–9 (in Russ.).
- Dhar S., Afjeh H., Srinivasan C., Ranganathan R., Jiang Y. Transient, three dimensional CFD model of the complete engine lubrication system. *SAE international journal of engines*, 2016, vol. 9, iss. 3, pp. 1854–1862. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1091>.
- Gulienko A.I., Shchurovskiy Yu.M. Matematicheskaya model gidrodinamicheskikh protsessov v sisteme smazki gazoturbinnogo dvigatelya [Dynamic mathematical model of the lubrication system]. *Journal of dynamics and vibroacoustics*, 2014, vol. 1, no. 2, pp. 24–33. DOI: <https://doi.org/10.18287/2409-4579-2014-1-2-24-33> (in Russ.).
- Igarashi M., Tanaka M., Kamide H., Kawashima S. Experimental study on fluid mixing for evaluation of thermal striping in T-pipe junction. *Proc. 10th International conference on nuclear engineering*. Arlington, 2002, pp. 383–390. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICONE10-22255>.
- Zaripov D.I., Mikheev N.I., Dushin N.S. Metod modelirovaniya techeniya zhidkosti v razvetvlennykh kanalakh [Method for modeling fluid flow in branched channels]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2013, no. 1, pp. 23–27 (in Russ.).
- Baranova T.A., et al. Non-isothermal vortex flow in the T-junction channel. *Journal of physics: conference series*, 2021, vol. 2088. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2088/1/012034>.
- Patankar S. *Numerical heat transfer and fluid flow*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- Wilcox D.C. *Turbulence modeling for CFD*. DCW Industries Inc., 1993. 460 p.
- Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer 4*, 2003, pp. 625–632.
- Popov I.A., Gureev M.V., Gureev V.M., Zhukova Yu.V., Chorny A.D. Chislennoe modelirovaniye sistemy smazki aviatsionnykh porshnevnykh dvigateley [Numerical simulation of the lubrication system of aircraft piston engines]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2024, no. 1, pp. 94–100 (in Russ.).
- Idelchik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 559 p. (in Russ.).
- Goryunov L.V., Takmoltsev V.V., Tereshchenko Yu.V., Ignat'ev D.V., Erzikov A.M. Osobennosti techeniya smazki v radialnykh podshipnikakh skolzheniya [Characteristics of a lubricant flow in radial plain bearings]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2007, no. 1, pp. 73–75.