

К РАСЧЕТУ ПОТЕРЬ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ АГРЕГАТОВ ПОДАЧИ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Д.А. Жуйков

d_zhuikov@sibsau.ru

А.А. Зуев

dla2011@inbox.ru

М.И. Толстопятов

89130399999@mail.ru

СибГУ им. М.Ф. Решетнева, г. Красноярск, Российская Федерация

Аннотация

При проектировании современных более совершенных жидкостных ракетных двигателей необходимо иметь точное представление о гидродинамике проточных частей агрегата подачи, чаще всего турбонасосного. Доля гидравлических потерь в межлопаточном канале и отводе среди всех видов потерь весьма существенная. Показана необходимость учета начального участка гидродинамически нестабилизированного течения в пограничном слое, что наиболее характерно для относительно коротких каналов проточных частей турбонасосного агрегата жидкостных ракетных двигателей. Выполнен анализ, необходимый для выбора законов сопротивления трению элементов проточных частей агрегатов подачи. Рассмотрен и предложен метод численного интегрирования системы уравнений для определения изменения характерных толщин пространственного пограничного слоя по длине канала на начальном участке течения и гидравлических потерь с учетом инерционной составляющей скорости ядра потока, в зависимости от реализующихся режимов течения в элементах проточного тракта агрегатов подачи жидкостного ракетного двигателя. Показана необходимость корректного выбора законов трения и учета начального участка в целях точного определения энергетических параметров

Ключевые слова

Агрегат подачи, гидравлические потери, сопротивление трения, пограничный слой, законы трения, турбонасосный агрегат

Поступила 24.03.2020

Принята 23.04.2020

© Автор(ы), 2020

Введение. При проектировании агрегатов подачи жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) необходимо учитывать потери энергии в элементах проточных частей. На величину потерь значительное влияние оказывают режим течения рабочего тела и особенности геометрии конструктивных

элементов. Отметим, что элементы проточных частей — это относительно короткие каналы с криволинейными поверхностями обтекания. Существуют различные методологические подходы к расчету, проектированию конструктивных элементов и моделированию энергетических параметров, например использование критериальных зависимостей, численное моделирование и аналитический подход к решению уравнений динамики и энергии в приложении к теории пространственного пограничного слоя (ПС). У каждого методологического подхода существуют свои достоинства и недостатки.

Исследованиями течений и энергетических параметров в проточных частях занимались многие авторы. Так, в работе [1] проведены численные исследования потерь энергии в проточной части, для прогнозирования поля течения использованы осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса (RANS) в сочетании с моделью турбулентности переноса касательных напряжений (SST). Численное моделирование на основе усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса (RANS) в сочетании с ($k-w$)-моделью турбулентности выполнено в работах [2, 3]. Результаты моделирования подтверждены экспериментальными данными. Метод оптимизации конструкции типового многоступенчатого центробежного насоса на основе модели потерь энергии и расчетной гидродинамики (ELM / CFD) предложен в работе [4]. Течение потока в ступенчатом микроканале с учетом характеристик потока, таких как потери давления, профиль скорости, линии потока и коэффициент трения при различных условиях, рассмотрено в работах [5, 6]. В качестве недостатка для приведенных работ можно выделить то, что в них не учитывались потери на начальных участках течения рабочего тела в каналах агрегатов подачи.

Предложенные численные методы, в том числе и в работах [7–9], требуют специализированного программного и аппаратного обеспечения и не всегда пригодны для инженерных методов расчета агрегатов подачи, особенно на стадии эскизного проектирования.

В работе [10] проведено экспериментальное исследование и установлена эмпирическая зависимость между коэффициентом трения и критерием Рейнольдса для ламинарного течения, что ограничивает область и диапазон доверительного использования.

Начальный участок в значительной степени влияет на режим течения потока и, как следствие, на гидродинамические потери. На начальном участке происходит развитие динамического и температурного пространственного ПС и наблюдается гидродинамическое нестабилизированное течение.

В работах [11–15] предложен аналитический подход, а также отмечено, что на распределение параметров динамического ПС существенно влияют теплообменные процессы (поскольку параметр вязкости в значительной степени зависит от температуры), но не учитывается влияние начального участка течения.

Постановка задачи исследования. При решении задачи корректного определения энергетических характеристик в проточных частях агрегатов ЖРД [15, 16] применяется подход — разбиение течения в канале на основной безвязкостный поток и течение в тонком ПС, где проявляются вязкость рабочей жидкости и напряжения трения [17].

Течение в межлопаточных каналах и полостях вращения может протекать как с наличием ядра потока, так и со слиянием ПС, при котором отсутствует ядро потока. При рассмотрении задачи течения потока в проточных частях агрегатов подачи ЖРД многие авторы используют исходные выражения для расчета и анализа потерь напряжений трения как для плоской пластины и круглой трубы [18–21].

Для решения задачи определения гидравлических потерь необходимо найти напряжения трения [18], которые для турбулентного режима течения часто задаются в виде закона трения для плоской пластины [16–22]:

$$Tr = \frac{\tau_0}{\rho U^2} = C \left(\frac{U \delta^{**}}{\nu} \right)^{-0,25}, \quad (1)$$

где τ_0 — напряжение трения на стенке; $C = 0,01256$ [19, 22] или $C = 0,0128$ [17]; U — скорость внешнего потока (скорость безвязкостного ядра потока); $\delta^{**} = \frac{1}{U^2} \int_0^U u(U-u) dy$ — толщина потери импульса ПС (u — скорость потока в ПС); ρ и ν — плотность и кинематическая вязкость.

Закон сопротивления и определение гидравлических потерь. Закон трения вытекает из решения интегрального уравнения импульсов ПС Кармана для плоского течения несжимаемой жидкости [17, 19, 22]:

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} = -(2+H) \frac{\delta^{**}}{U} \frac{dU}{dx} + Tr, \quad (2)$$

где $H = \delta^*/\delta^{**}$ — характерная относительная толщина ПС ($\delta^* = \frac{1}{U} \int_0^U (U-u) dy$ — толщина вытеснения ПС).

Для решения интегрального уравнения импульсов используются следующие допущения [17].

1. Отсутствие закрутки потока.
2. Отсутствие двойкой кривизны канала.
3. Отсутствие сжимаемости и многофазности течения.
4. Стенки канала неподвижны.
5. Присутствует слияние ПС.
6. Течение установившееся, с постоянной скоростью, т. е. $dU/dx = 0$.
7. Течение отвечает распределению скорости в ПС по «степенному» закону

$$\frac{u}{U} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/m} \quad (3)$$

При степени профиля $m = 7$ его кривизна соответствует турбулентному режиму течения при $Re_{m\delta} = \frac{2\delta\bar{u}}{\nu} = 10^5$, где δ — толщина ПС. Установлены следующие зависимости между толщинами:

$$N = \frac{\delta}{\delta^{**}} = \frac{(m+1)(m+2)}{m}; \quad H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} = \frac{m+2}{n} \quad (4)$$

8. В качестве исходного используется выражение для напряжений трения на стенке как для трубы [17]:

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8} \rho \bar{u}^2, \quad (5)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; $\bar{u} = \frac{\dot{V}}{\pi R^2} = \text{const}$ — средне-

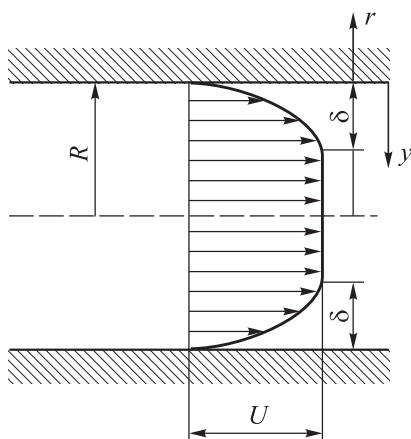


Рис. 1. Схема течения потока с ПС толщиной δ и ядром

расходная скорость потока по сечению трубы радиусом R ;

$$\dot{V} = 2\pi \int_0^{\delta} u y dy + U\pi(R-\delta)^2 \quad (6)$$

— объемный расход потока (скорость потока в ПС зависит от расстояния от поверхности трения $u = f(y)$ (3), при этом $u = U$ при $r = \delta$ для трубы, а для пластины $u = U$ при $r \geq \delta$) Схема течения потока приведена на рис. 1.

При течении в трубе на основе выражения (3) и граничных условий ($u = 0$ при $r = R$ или $y = R - r = 0$, $u = U$ при $r = 0$)

или $y = R = \delta$) получим связь между среднерасходной скоростью и скоростью ядра потока:

$$\frac{\bar{u}}{U} = \frac{\delta \left(2R \frac{m}{(m+1)} - 2\delta \frac{m}{(2m+1)} \right) + (R - \delta)^2}{R^2}. \quad (7)$$

9. Применяется закон сопротивления трения Блазиуса [17]:

$$\lambda = 0,3164 \operatorname{Re}_{m\delta}^{-0,25}. \quad (8)$$

Необходимо отметить, что степенной профиль скорости в ПС имеет свои недостатки, а именно производная скорости на стенке равна нулю, что не согласуется с физической картиной течения. Поэтому иногда применяется «градиентный» профиль скорости в ПС

$$u/U = 1 - (1 - y/\delta)^m, \quad (9)$$

для которого отношение характерных толщин имеет вид

$$N = \frac{\delta}{\delta^{**}} = \frac{(m+1)(2m+2)}{n}; \quad H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} = \frac{(m+1)(2m+1)}{m(m+1)}, \quad (10)$$

а зависимость среднерасходной скорости и скорости ядра потока устанавливается выражением

$$\frac{\bar{u}}{U} = 1 - \frac{\delta}{R^2} \left(\frac{2R - 2\delta}{m+1} + \frac{2\delta}{m+2} \right). \quad (11)$$

Течение в канале и полостях агрегатов подачи ЖРД имеет как турбулентный, так и ламинарный характер, как слившиеся ПС, так и ядро потока. Большинство каналов в агрегатах подачи ЖРД имеют сложную форму обтекания, длина канала сопоставима с гидравлическим диаметром, что не позволяет в проточном тракте развиваться ПС до их слияния. Кроме того, диапазон применения закона сопротивления трения Блазиуса составляет $4 \cdot 10^3 < \operatorname{Re} < 10^5$, что существенно ограничивает использование рассматриваемых зависимостей. Поскольку на входе в канал толщина ПС стремится к нулю и имеет место ламинарный характер течения в ПС, то для начального участка необходимо применять ламинарный закон сопротивления трения:

$$\lambda = 64 \operatorname{Re}_{m\delta}^{-1}. \quad (12)$$

При движении потока по каналу начинает развиваться турбулентный ПС, что требует применения турбулентного закона сопротивления Конакова [23]:

$$\lambda = (1,8 \lg Re_{m\delta} - 1,5)^{-2}, \quad (13)$$

или универсального закона сопротивления Прандтля для гладких труб, который не имеет ограничений по Re [4]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log (Re_{m\delta} \sqrt{\lambda} - 0,8). \quad (14)$$

В свою очередь, профиль распределения скорости в ПС (3) тоже зависит от критерия Re [17], и эту зависимость для турбулентного течения можно представить в виде

$$m = 0,003 Re_x^{0,49} + 6, \quad (15)$$

где $Re_x = Ux / \nu$.

Еще один немаловажный фактор заключается в том, что при наличии ядра потока, что всегда имеет место на начальном участке, согласно выражениям (6) и (7) и $\bar{u} = \text{const}$, производная скорости в (2) не равна нулю, т. е. $dU/dx \neq 0$. Это означает, что при наличии ядра потока и градиента давления для внутренних течений в закрытых каналах уменьшается область корректного применения выражения (1). Поскольку скорость ядра потока U изменяется, то необходимо определять дифференциал скорости в интегральном соотношении Кармана (2), который зависит от толщины ПС (7) и (11). Поэтому необходимо численно решать соотношение Кармана (2), чтобы корректно определять точку перехода ламинарного течения в турбулентное в ПС.

При одномерном течении в канале произвольного сечения с учетом инерционной составляющей скорости ядра потока dU/dx получено выражение для определения потерь давления:

$$\frac{dp}{dx} = -\rho U \frac{dU}{dx} - \frac{\tau_0}{F} \frac{dS}{dx} - \frac{p}{F} \frac{dF}{dx}, \quad (16)$$

необходимое для численного определения гидравлических потерь при непостоянной среднерасходной скорости потока.

В результате можно составить следующие системы уравнений для численного решения.

- Базовая часть систем из выражений (2) и (16).
- Вариации законов профилей распределения скорости в ПС:
 - А. (4), (7).
 - Б. (10), (11).
- Вариации законов трения:
 - В. (1), $m = 7$.

Г. (5), (12), (8), $m = 7$.

Д. (5), (12), (13), $m = 7$.

Е. (5), (12), (14), $m = 7$.

Ж. (1), (15).

З. (5), (12), (8), (15).

И. (5), (12), (13), (15).

К. (5), (12), (14), (15).

Таким образом, численное решение этих систем уравнений позволяет определять изменение толщин ПС по длине канала на начальном участке течения потока в круглой трубе (рис. 2 и 3).

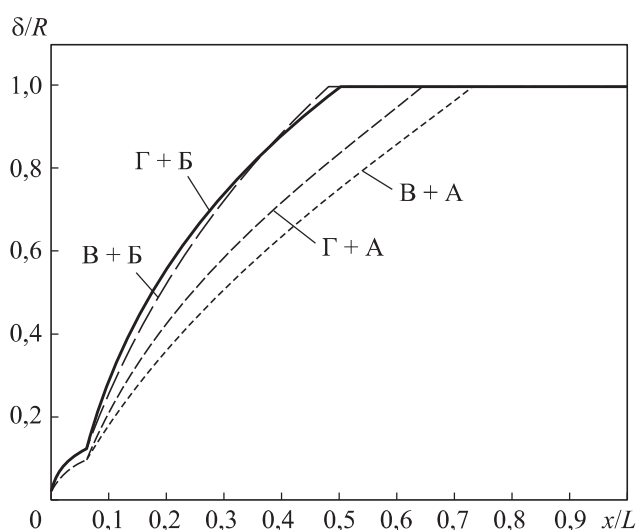


Рис. 2. Изменение толщины ПС по длине канала при различных законах трения ($Re = 10^5$; $d / L = 0,02$)

Для сравнения гидравлических потерь в зависимости от режимов течения и критерия Re используем общеизвестное выражение для коэффициента потерь в виде [23]:

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{L}{d} \rho \frac{\bar{u}^2}{2}}. \quad (17)$$

Зависимости гидравлических потерь от числа Re на начальном участке круглой трубы для различных законов приведены на рис. 4.

Корректный выбор формы уравнения для закона трения на начальном участке существенно влияет на энергетические параметры и методику определения балансов мощностей при проектировании проточных частей турбонасосного агрегата ЖРД.

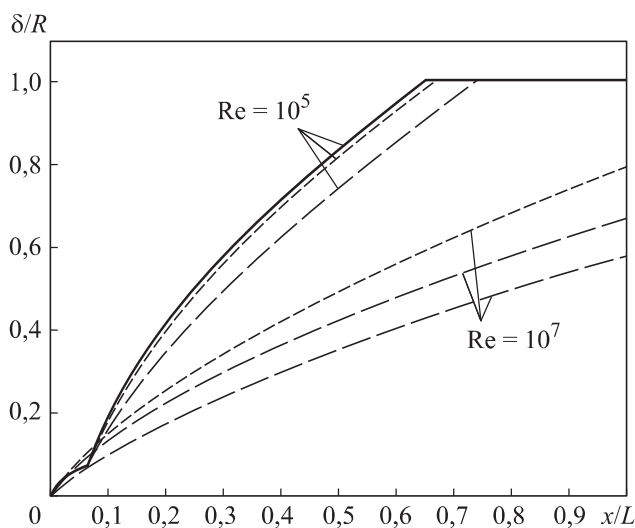


Рис. 3. Изменение толщины ПС по длине канала без и с учетом зависимости показателя степени профиля скорости от числа Re для различных законов трения ($d/L = 0,02$):

В —; Г — —; Д —

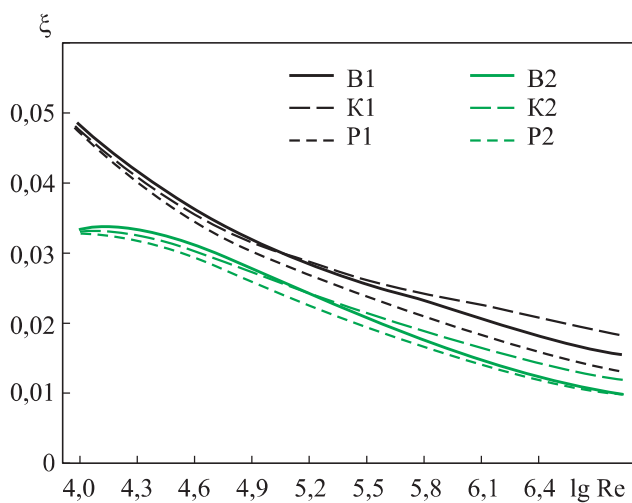


Рис. 4. Гидравлические потери на начальном участке круглой трубы для различных законов трения в зависимости от числа Re:

В1 — схема А + Г; К1 — схема А + Д; Р1 — схема А + Е; В2 — схема А + З;
К2 — схема А + И; Р2 — схема А + К

Выводы. Разные законы сопротивления трения при применении различных условий дают существенно различные значения гидравлических потерь. Например, если на начальном участке не учитывать ламинарный режим течения потока в ПС, то это может привести к значительным отклонениям значения гидравлического КПД агрегата от прогнози-

руемого, как завышенного, так и заниженного, т. е. при $\lg Re = 6,85$ расхождение составит до 40 % при $m = \text{const}$ и до 24 % при $m \neq \text{const}$, максимальное расхождение 47,5 % будет при $\lg Re = 4$.

Таким образом, для корректного определения гидравлических потерь в каналах агрегатов питания ЖРД необходимо численно решать систему уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости и ПС при граничных условиях и режимах течения, характерных для каналов агрегатов питания ЖРД.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Lai F., Zhu X., Li G., et al. Numerical research on the energy loss of a single-stage centrifugal pump with different vaned diffuser outlet diameters. *Energy Procedia*, 2019, vol. 158, pp. 5523–5528. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.592>
- [2] Jiang W., Li G., Liu P., et al. Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2016, vol. 71, pp. 164–171. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.12.025>
- [3] Lorusso M., Capurso T., Torresi M., et al. Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps. *Energy Procedia*, 2017, vol. 126, pp. 778–785. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.262>
- [4] Wang C., Shi W., Wang X., et al. Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics. *Appl. Energy*, 2017, vol. 187, pp. 10–26. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.11.046>
- [5] Bakhshan Y., Omidvar A. Calculation of friction coefficient and analysis of fluid flow in a stepped micro-channel for wide range of Knudsen number using Lattice Boltzmann (MRT) method. *Physica A*, 2015, vol. 440, pp. 161–175. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.physa.2015.08.012>
- [6] Basit M.A., Tian W., Chen R., et al. Numerical study of laminar flow and friction characteristics in narrow channels under rolling conditions using MPS method. *NET*, 2019, vol. 51, no. 8, pp. 1886–1896. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.net.2019.06.001>
- [7] Галактионов А.Ю., Хлупнов А.И. Численный расчет нестационарных аэродинамических характеристик цилиндрических моделей в условиях сверхзвукового ламинарного обтекания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2015, № 5, с. 4–13. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2015-5-4-13>
- [8] Афанасьев В.Н., Егоров К.С., Кон Дехай. Верификация моделей турбулентности при анализе структуры турбулентного пограничного слоя около прямоугольного выступа на пластине. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2018, № 6, с. 72–89. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2018-6-72-89>
- [9] Мартиросян А.А., Милешин В.И., Дружинин Я.М. и др. Расчетно-экспериментальное исследование аэродинамических характеристик биротативного вентиля-

тора с использованием различных программных комплексов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 2, с. 115–130.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2019-2-115-130>

[10] Burger J., Haldenwang R., Alderman N. Friction factor-Reynolds number relationship for laminar flow of non-Newtonian fluids in open channels of different cross-sectional shapes. *Chem. Eng. Sc.*, 2010, vol. 65, no. 11, pp. 3549–3556.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.02.040>

[11] Горский В.В., Леонов А.Г., Локтионова А.Г. К вопросу о расчете конвективного теплообмена в ламинарно-турбулентном пограничном слое на непроницаемой поверхности полусферы. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 3, с. 17–28. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2019-3-17-28>

[12] Zuev A.A., Kishkin A.A., Zhuikov D.A., et al. Energy equations for the temperature three-dimensional boundary layer for the flow within boundary conditions of turbo machinery. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 537, no. 2, art. 022008.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/537/2/022008>

[13] Zuev A.A., Arngold A.A., Tolstopyatov M.I., et al. Flow with heat transfer in a rotating cavity. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 537, no. 2, art. 022026.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/537/2/022026>

[14] Зуев А.А., Назаров В.П., Арнгольд А.А. и др. Методика определения дискового трения малорасходных центробежных насосов. *Сибирский журнал науки и технологий*, 2019, т. 20, № 2, с. 219–227.

DOI: <https://doi.org/10.31772/2587-6066-2019-20-2-219-227>

[15] Жуйков Д.А., Кишкин А.А., Зуев А.А. Расчет осевой силы при течении в торцевых щелях турбомашин. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки*, 2013, № 1, с. 24–27.

[16] Жуйков Д.А., Назаров В.П. Численное моделирование течения в полостях вращения турбонасосного агрегата. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2016, № 1, с. 126–131.

[17] Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., Наука, 1969.

[18] Кишкин А.А., Черненко Д.В., Черненко Е.В. Уравнения импульсов трехмерного пограничного слоя. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки*, 2007, № 4, с. 35–41.

[19] Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., ФИЗМАТГИЗ, 1962.

[20] Краев М.В., Кишкин А.А., Майдуков А.В. Вращение диска в потоке, закрученном по закону твердого тела. *Известия вузов. Авиационная техника*, 1996, № 4, с. 42–47.

[21] Кишкин А.А., Зуев А.А., Черненко Е.В. и др. Вращение жидкости над неподвижным основанием по закону твердого тела. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки*, 2007, № 7, с. 126–131.

[22] Karman Th. Uber laminare und turbulente Reibung. *ZAMM*, 1921, vol. 1, no. 4, pp. 233–252. DOI: <https://doi.org/10.1002/zamm.19210010401>

[23] Емцев Б.Т. Техническая гидродинамика. М., Машиностроение, 1987.

Жуйков Дмитрий Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» СибГУ им. М.Ф. Решетнева (Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, пр-т им. газеты Красноярский рабочий, д. 31).

Зуев Александр Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» СибГУ им. М.Ф. Решетнева (Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, пр-т им. газеты Красноярский рабочий, д. 31).

Толстомятов Михаил Игоревич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» СибГУ им. М.Ф. Решетнева (Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, пр-т им. газеты Красноярский рабочий, д. 31).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Жуйков Д.А., Зуев А.А., Толстомятов М.И. К расчету потерь в проточных частях агрегатов подачи жидкостного ракетного двигателя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 21–34.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-21-34>

**ON COMPUTING LOSSES IN BLADING SECTIONS
OF LIQUID ROCKET ENGINE PRESSURISATION STATIONS**

D.A. Zhuykov

d_zhuikov@sibsau.ru

A.A. Zuev

dla2011@inbox.ru

M.I. Tolstomyatov

89130399999@mail.ru

**Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Krasnoyarsk, Russian Federation**

Abstract

Designing more sophisticated contemporary liquid rocket engines requires a precise understanding of the hydrodynamics in the blading sections of the pressurisation station, which is most often a turbopump. Friction loss in blade passages and outlets forms a significant proportion of all losses. The paper shows that it is necessary to account for the initial region of hydrodynamically unbalanced flow in the boundary layer, which is most characteristic of relatively short passages in blading sections of liquid rocket engine turbopumps. We performed the analysis required to select friction drag laws for components of pressurisation station blading sections. We considered and proposed a me-

Keywords

Pressurisation station, friction loss, friction drag, boundary layer, friction laws, turbopump

thod for numerically integrating a system of equations to determine the variation in characteristic thickness of a spatial boundary layer and friction loss, accounting for the inertial component of the flow core velocity, depending on which flow modes occur in the components of pressurisation station blading sections in a liquid rocket engine. We show that it is necessary to correctly select the friction laws and to take the initial region into account so as to precisely determine the power parameters

Received 24.03.2020

Accepted 23.04.2020

© Author(s), 2020

REFERENCES

- [1] Lai F., Zhu X., Li G., et al. Numerical research on the energy loss of a single-stage centrifugal pump with different vaned diffuser outlet diameters. *Energy Procedia*, 2019, vol. 158, pp. 5523–5528. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.592>
- [2] Jiang W., Li G., Liu P., et al. Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2016, vol. 71, pp. 164–171. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.12.025>
- [3] Lorusso M., Capurso T., Torresi M., et al. Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps. *Energy Procedia*, 2017, vol. 126, pp. 778–785. DOI: <https://DOI.ORG/10.1016/j.egypro.2017.08.262>
- [4] Wang C., Shi W., Wang X., et al. Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics. *Appl. Energy*, 2017, vol. 187, pp. 10–26. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.11.046>
- [5] Bakhshan Y., Omidvar A. Calculation of friction coefficient and analysis of fluid flow in a stepped micro-channel for wide range of Knudsen number using Lattice Boltzmann (MRT) method. *Physica A*, 2015, vol. 440, pp. 161–175. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.physa.2015.08.012>
- [6] Basit M.A., Tian W., Chen R., et al. Numerical study of laminar flow and friction characteristics in narrow channels under rolling conditions using MPS method. *NET*, 2019, vol. 51, no. 8, pp. 1886–1896. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.net.2019.06.001>
- [7] Galaktionov A.Yu., Khlupnov A.I. Numerical calculation of unsteady aerodynamic characteristics of cylinder models for supersonic laminar flow. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., *Mechan. Eng.*], 2015, no. 5, pp. 4–13 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2015-5-4-13>
- [8] Afanas'ev V.N., Egorov K.S., Kong Dehai. Turbulence model validation during analysis of the turbulent boundary layer structure near a rectangular ridge on a plate. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., *Mechan. Eng.*], 2018, no. 6, pp. 72–89 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2018-6-72-89>

- [9] Martirosyan A.A., Mileshin V.I., Druzhinin Ya.M., et al. Computational and experimental investigation of aerodynamic characteristics of a counter-rotating fan using various software packages. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 2, pp. 115–130 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2019-2-115-130>
- [10] Burger J., Haldenwang R., Alderman N. Friction factor-Reynolds number relationship for laminar flow of non-Newtonian fluids in open channels of different cross-sectional shapes. *Chem. Eng. Sc.*, 2010, vol. 65, no. 11, pp. 3549–3556.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.02.040>
- [11] Gorskiy V.V., Leonov A.G., Loktionova A.G. On the question of computing convective heat transfer parameters in a laminar-to-turbulent boundary layer on an impermeable hemispherical surface. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 3, pp. 17–28 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2019-3-17-28>
- [12] Zuev A.A., Kishkin A.A., Zhuikov D.A., et al. Energy equations for the temperature three-dimensional boundary layer for the flow within boundary conditions of turbo machinery. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 537, no. 2, art. 022008.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/537/2/022008>
- [13] Zuev A.A., Arngold A.A., Tolstopyatov M.I., et al. Flow with heat transfer in a rotating cavity. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 537, no. 2, art. 022026.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/537/2/022026>
- [14] Zuev A.A., Nazarov V.P., Arngol'd A.A., et al. The method of the disk friction determining of low mass flow centrifugal pumps. *Sibirskiy zhurnal nauki i tekhnologii* [Siberian Journal of Science and Technology], 2019, vol. 20, no. 2, pp. 219–227 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.31772/2587-6066-2019-20-2-219-227>
- [15] Zhuykov D.A., Kishkin A.A., Zuev A.A. Evaluation of axial force for flow in turbomachines end gaps. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Seriya: Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences], 2013, no. 1, pp. 24–27 (in Russ.).
- [16] Zhuykov D.A., Nazarov V.P. Numerical simulation of the flow in the rotation cavities of turbopump assembly. *Russ. Aeronaut.*, 2016, vol. 59, no. 1, pp. 138–144.
DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068799816010220>
- [17] Shlikhting G. *Teoriya pogrannichnogo sloya* [Theory of boundary layer]. Moscow, Nauka Publ., 1969.
- [18] Kishkin A.A., Chernenko D.V., Chernenko E.V. Impulses equation of three-dimensional boundary layer. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Seriya: Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences], 2007, no. 4, pp. 35–41 (in Russ.).
- [19] Stepanov G.Yu. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydrodynamics of turbomachine gates]. Moscow, FIZMATGIZ Publ., 1962.

- [20] Kraev M.V., Kishkin A.A., Maydukov A.V. Disk rotation in a stream swirling according to law of solid body. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, 1996, no. 4, pp. 42–47 (in Russ.).
- [21] Kishkin A.A., Zuev A.A., Chernenko E.V., et al. Liquid rotation over the motionless basis under the law of a solid body. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Seriya: Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences], 2007, no. 7, pp. 126–131 (in Russ.).
- [22] Karman Th. Uber laminare und turbulente Reibung. *ZAMM*, 1921, vol. 1, no. 4, pp. 233–252. DOI: <https://doi.org/10.1002/zamm.19210010401>
- [23] Emtsev B.T. *Tekhnicheskaya gidrodinamika* [Technical hydrodynamics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987.

Zhuykov D.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Aircraft Engines, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology (Imeni gazety Krasnoyarskiy rabochiy prospekt 31, Krasnoyarsk, 660037 Russian Federation).

Zuev A.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Aircraft Engines, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology (Imeni gazety Krasnoyarskiy rabochiy prospekt 31, Krasnoyarsk, 660037 Russian Federation).

Tolstopyatov M.I. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Aircraft Engines, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology (Imeni gazety Krasnoyarskiy rabochiy prospekt 31, Krasnoyarsk, 660037 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Zhuykov D.A., Zuev A.A., Tolstopyatov M.I. On computing losses in blading sections of liquid rocket engine pressurisation stations. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 6, pp. 21–34 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-21-34>