

УДК 621.9.06
DOI 10.17513/snt.40896



CC BY 4.0

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МАСЛЯНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

Войтенко В. А.

*Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Луганский государственный университет имени Владимира Даля»,
Луганск, Российская Федерация, e-mail: vlvoytenko@gmail.com*

Цель исследования – разработка математической модели движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте и проведение численных экспериментов с ее помощью. В статье предложена математическая модель движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте металлорежущего станка, описывающая динамические процессы, протекающие в муфте при ее включении с учетом параметров рабочей жидкости, конструктивных и эксплуатационных параметров муфты. Математическая модель существенно упрощает исследование работы масляной фрикционной муфты в различных режимах включения и нагружения, а также позволяет исследовать влияние параметров рабочей жидкости и геометрии фрикционной пары в традиционном ее исполнении и альтернативных вариантах на рабочие параметры масляной фрикционной муфты. Приведенные результаты численного эксперимента демонстрируют возможности предложенной математической модели по исследованию процессов, протекающих в масляной фрикционной муфте, и подбору ее оптимальных параметров. Показано, что увеличение максимальных значений параметров рабочей жидкости может привести к увеличению динамических нагрузок на рабочие поверхности фрикционных пар масляной фрикционной муфты, в результате чего возможно увеличение уровня вибрации, шума и износа рабочих поверхностей фрикционных пар. Исследование изменения величины максимального значения числа Рейнольдса, зависящее от скорости включения муфты, геометрических размеров фрикционных дисков и кинематической вязкости рабочей жидкости, позволило определить условия изменения характера течения жидкости в зазоре между рабочими поверхностями фрикционных дисков и рекомендовать подходящий диапазон значений кинематической вязкости рабочей жидкости, соответствующей наилучшим условиям эксплуатации масляной фрикционной муфты.

Ключевые слова: металлорежущий станок, масляная фрикционная муфта, рабочая жидкость, фрикционный диск, математическая модель, число Рейнольдса

MATHEMATICAL MODELING OF OPERATION OF OIL FRICTION CLUTCH OF METAL-CUTTING MACHINE

Voytenko V. A.

*Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
“Lugansk State University named after Vladimir Dal”,
Lugansk, Russian Federation, e-mail: vlvoytenko@gmail.com*

The purpose of the work is to develop a mathematical model of the motion of the working fluid in an oil friction clutch and to conduct numerical experiments using it. The article proposes a mathematical model of the motion of the working fluid in an oil friction clutch of a metal-cutting machine tool, describing the dynamic processes occurring in the clutch when it is engaged, taking into account the parameters of the working fluid, the design and operational parameters of the clutch. The mathematical model significantly simplifies the study of the operation of an oil friction clutch in various engagement and loading modes, and also allows us to study the influence of the parameters of the working fluid and the geometry of the friction pair in its traditional design and alternative versions on the operating parameters of the oil friction clutch. The presented results of the numerical experiment demonstrate the capabilities of the proposed mathematical model for studying the processes occurring in the oil friction clutch and selecting its optimal parameters. It is shown that an increase in the maximum values of the working fluid parameters can lead to an increase in the dynamic loads on the working surfaces of the friction pairs of the oil friction clutch, which may result in an increase in the level of vibration, noise and wear of the working surfaces of the friction pairs. The study of the change in the maximum Reynolds number, depending on the speed of engagement of the clutch, the geometric dimensions of the friction disks and the kinematic viscosity of the working fluid, made it possible to determine the conditions for changing the nature of the fluid flow in the gap between the working surfaces of the friction disks and to recommend an appropriate range of kinematic viscosity values of the working fluid corresponding to the best operating conditions of the oil friction clutch.

Keywords: metal-cutting machine, oil friction clutch, working fluid, friction disk, mathematical model, Reynolds number

Введение

Механическая обработка является важной составляющей технологического процесса при изготовлении изделий различного назначения [1; 2]. В конструкции метал-

лорежущих станков широко применяются фрикционные муфты, выполняющие вспомогательные функции, такие как коммутация крутящего момента и торможение механизмов [3; 4]. Благодаря использованию

фрикционных в металлорежущих станках добиваются более плавной передачи крутящего момента через кинематическую цепь, снижая, таким образом, уровень вибрации и шума, а также уменьшая износ рабочих поверхностей фрикционных пар [5; 6]. Часто применяются масляные фрикционные муфты благодаря сравнительно малому износу рабочих поверхностей фрикционных пар и лучшему отводу тепла из зоны фрикционного взаимодействия, что способствует более длительной их эксплуатации и меньшей периодичности ремонтов [7, с. 751]. Рабочая жидкость – масло заметно снижает коэффициент трения скольжения рабочих поверхностей фрикционных пар такой муфты по сравнению с сухим трением рабочих поверхностей, изготовленных из аналогичных материалов [8; 9]. Поэтому масляные фрикционные муфты делают многодисковыми для достижения наилучшего сочетания габаритных размеров муфты и ее характеристик [10; 11]. Физические свойства рабочей жидкости в значительной степени оказывают влияние на характеристики масляной фрикционной муфты, кроме этого, следует учитывать характер движения рабочей жидкости между рабочими поверхностями фрикционных пар, что крайне сложно осуществить экспериментальным путем [12]. Получить большее понимание процессов, протекающих в рабочей жидкости при работе масляной фрикционной муфты возможно путем построения адекватной математической модели, описывающей закономерности исследуемого процесса, и проведения исследований с использованием полученной модели путем постановки численных экспериментов [13–15]. Следует уделить внимание вопросам, касающимся уровня вибрации, шума и жесткости конструкции фрикционных муфт [16–18]. Для оценки уровня вибраций могут быть использованы, например, значения средней амплитуды колебаний относительной угловой скорости фрикционных дисков [19]. Для изучения переходных процессов при включении и выключении фрикционной муфты необходимо построение динамической модели процесса [20; 21]. В отечественной литературе в настоящее время уделяется особое внимание усовершенствованию конструкции фрикционных муфт традиционной конструкции, действие которых основано на сухом трении рабочих поверхностей фрикционных пар, в том числе многодисковых фрикционных муфт и адаптивных фрикционных муфт с обратной связью [22–24]. Зарубежные публикации предлагают узкоспециализированные математические модели, которые могут

быть частично использованы для построения модели масляной фрикционной муфты [25–27]. Математическая модель [25], рассматривающая работу мокрого авиационного сцепления и уделяющая особое внимание несущей способности масляной пленки и микроструктуре фрикционной поверхности, может быть адаптирована для исследования работы масляных фрикционных муфт металлорежущих станков тяжелой серии, для этого потребуется учет влияния вибрации и действия импульсных и циклических нагрузок, а также износа рабочих поверхностей фрикционных пар, что будет учтено в новой модели. Другие модели, например [26; 27], используют уравнение Рейнольдса и рассматривают взаимодействие шероховатых поверхностей что также использовано в предлагаемой модели масляной фрикционной муфты. Построение математической модели движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте металлорежущего станка, описывающей физические процессы, протекающие в муфте при ее включении с учетом параметров рабочей жидкости, конструктивных и эксплуатационных параметров муфты является актуальной научно-технической задачей.

Цель исследования – разработка математической модели движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте металлорежущего станка в условиях циклического нагружения и проведения численных экспериментов с ее помощью для установления условий снижения негативного влияния ламинарно-турбулентного перехода между рабочими поверхностями фрикционных пар за счет определения оптимальных значений кинематической вязкости рабочих жидкостей.

Сравнение с существующими моделями. В соответствии с современными тенденциями продолжаются исследования, направленные на разработку математических моделей, описывающих физические процессы, протекающие в масле между двумя твердыми поверхностями при их относительном движении. Следует отметить наиболее перспективные работы в этом направлении и оценить возможность применения предлагаемых решений применительно к простому и сложному относительному движению рабочих поверхностей фрикционных пар, находящихся в масляной ванне, между которыми могут одновременно действовать сила трения скольжения и сила трения вращения.

Физические процессы турбулентной вынужденной конвекции в масле фрикционной муфты, поиск коэффициентов и выражений для описания режимов Дарси и Форхгеймера с учетом числа Прандта рассмотрены

в работах [28; 29]. Параметры математической модели определяются путем приведения в соответствие результатов численного эксперимента с результатами контрольных экспериментов. При помощи предлагаемой математической модели можно предсказывать статистически стационарные распределения температуры и эволюцию температуры в масле между взаимодействующими фрикционными дисками масляной муфты.

Среди современных математических моделей, рассматривающих сцепление, температуру и давление в слое масла между двумя твердыми поверхностями, следует отметить модели, которые могут быть рассмотрены в качестве первого приближения для анализа динамических процессов в масляной фрикционной муфте. Следует также отметить численные методы решения этих моделей.

Предлагается модель сцепления в слое масла между двумя твердыми поверхностями, применяемая для математического моделирования колебаний толщины масляной пленки. Для моделирования температуры масляной пленки в зависимости от внешнего давления используется метод конечных разностей и метод Ньютона – Рафсона [30].

Новая физическая модель для смазываемых систем, в состав которой входят модель смешанной смазки, пространственной динамики многих тел и теплопередачи, которая решается с использованием методов пространственной и временной дискретизации, предложена в работе [31]. Математическая модель для анализа динамики поршня и смазки [32] решается методом конечных элементов с использованием множителей Лагранжа и матрицы ограничений Якоби.

Отмеченные математические модели описывают поведение температуры и давления в достаточно тонком слое масла, преимущественно постоянной толщины, поэтому они не могут быть просто адаптированы для описания динамических процессов, протекающих в слое масла переменной толщины, изменяющейся на несколько порядков в процессе включения и выключения масляной фрикционной муфты. Кроме этого, в отмеченных математических моделях не рассматриваются волновые процессы, так как толщина слоя масла мала и в таком слое рассмотрение образования волн нецелесообразно [33]. Применяемые методы для численного решения предлагаемых моделей могут быть также применены при численном решении математической модели, учитывающей образование волн в слое масла переменной толщины между рабочими поверхностями фрикционных пар масляной фрикционной муфты металлорежущего станка.

В качестве основы для моделирования работы масляной фрикционной муфты металлорежущего станка может быть выбрана модель, описывающая влияние температуры и давления масла, а также размера фрикционного диска на величину крутящего момента [34]. В частности, по результатам численного эксперимента в работе [34] отмечается, что наибольшее влияние на величину передаваемого через масляную фрикционную муфту максимального крутящего момента оказывает давление масла, несмотря на уменьшение вязкости масла с увеличением его температуры. В модели не учитывается изменение давления в масле между рабочими поверхностями фрикционных пар при включении и выключении масляной фрикционной муфты, а также возникающие в масле волновые процессы, хотя влияние давления в масле на передачу крутящего момента считается определяющим. Таким образом, при моделировании работы масляной фрикционной муфты металлорежущего станка следует учесть, кроме статического, еще и динамическое давление, изменяющееся при включении и выключении муфты. Кроме этого, в отмеченных математических моделях рассматривается простое относительное движение точек рабочих поверхностей фрикционных пар, поэтому при построении математической модели дополнительно необходимо учесть возможность рассмотрения сложного относительного движения точек рабочих поверхностей фрикционных пар, вследствие которого кроме трения скольжения необходимо учитывать трение вращения.

Материалы и методы исследования

При разработке математической модели движения рабочей жидкости, находящейся между фрикционными дисками при включении масляной фрикционной муфты металлорежущего станка, были приняты следующие основные допущения и упрощения. Ведущий фрикционный диск вращается с угловой скоростью $\bar{\omega}$, причем вектор угловой скорости направлен вдоль оси z . Ведомый фрикционный диск является неподвижным до момента включения фрикционной муфты и движется поступательно вдоль оси z с линейной скоростью $\bar{u}(t)$ начиная с момента $t = 0$ включения фрикционной муфты. Рабочая жидкость является несжимаемой и участвует одновременно в двух движениях: движении, обусловленном вращением ведущего фрикционного диска, и движении, обусловленном поступательным перемещением ведомого фрикционного диска фрикционной муфты начиная с момента включения $t = 0$.

Компоненты уравнения Навье – Стокса движения вязкой несжимаемой жидкости, в цилиндрических координатах:

$$\frac{\partial v_r}{\partial t} + (\bar{v} \nabla) v_r - \frac{v_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\eta}{\rho} \left(\Delta v_r - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + (\bar{v} \nabla) v_\varphi + \frac{v_r v_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\eta}{\rho} \left(\Delta v_\varphi - \frac{v_\varphi}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right); \quad (2)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + (\bar{v} \nabla) v_z = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho} \Delta v_z. \quad (3)$$

где $\bar{v}$ – скорость движения частиц рабочей жидкости, м/с; p – давление в жидкости, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; η – динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Уравнение непрерывности, в цилиндрических координатах:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (4)$$

Уравнения осесимметричного движения частиц рабочей жидкости, обусловленного поступательным перемещением ведомого фрикционного диска фрикционной муфты, в цилиндрических координатах, без учета влияния силы тяжести, а также в допущении

$$v_z \ll v_r \quad \text{и} \quad \frac{\partial v_r}{\partial r} \ll \frac{\partial v_r}{\partial z}$$

в тонком слое h рабочей жидкости,

$$\eta \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = \frac{\partial p}{\partial r}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (5)$$

Граничные условия для (5):

$$v_r = v_z = 0 \text{ при } z = 0; \quad v_r = 0 \text{ и } v_z = -u \text{ при } z = h; \quad p = p_0 \text{ при } r = D/2,$$

где u – скорость поступательного перемещения ведомого фрикционного диска, м/с; p_0 – давление в рабочей жидкости до момента включения фрикционной муфты, Па; D – диаметр фрикционного диска, м.

Из (5) для v_r, p получим

$$v_r = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} z(z-h); \quad p = p_0 + \frac{3\eta u}{h^3} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right). \quad (6)$$

Для движения частиц рабочей жидкости, обусловленного вращением ведущего фрикционного диска фрикционной муфты, без учета влияния силы тяжести, в цилиндрических координатах, граничные условия имеют вид

$$v_r = v_z = 0, \quad v_\varphi = \omega r \text{ при } z = 0; \quad v_r = v_\varphi = 0 \text{ при } z = h.$$

Полагая, что радиальная и угловая скорости пропорциональны r и введя функции координат $h_1(z), h_2(z), h_3(z), h_4(z)$, решения уравнений движения частиц рабочей жидкости ищем в виде

$$v_r = r\omega h_1(z); \quad v_\varphi = r\omega h_2(z); \quad v_z = \left(\frac{\eta\omega}{\rho} \right)^{1/2} h_3(z); \quad p = -\eta\omega h_4(z). \quad (7)$$

Изменяя масштаб по оси z , вводим переменную $z_1 = (\rho\omega / \eta)^{1/2} z$ и представляем функции $h_i(z)$ в виде $h_i(z_1)$. Подставляем выражения (7) для составляющих скорости и давления рабочей жидкости в компоненты уравнения движения (1)–(3) и в уравнение непрерывности (4), получим систему дифференциальных уравнений:

$$h_1^2 - h_2^2 + \frac{dh_1}{dz_1} h_3 = \frac{d^2 h_1}{dz_1^2}; 2h_1 h_2 + \frac{dh_2}{dz_1} h_3 = \frac{d^2 h_2}{dz_1^2}; h_3 \frac{dh_3}{dz_1} = \frac{dh_4}{dz_1} + \frac{d^2 h_3}{dz_1^2}; 2h_2 + \frac{dh_3}{dz_1} = 0, \quad (8)$$

причем граничные условия имеют вид

$$h_1 = 0, h_2 = 1 \text{ и } h_3 = 0 \text{ при } z_1 = 0; h_1 = 0, h_2 = 0 \text{ при } z_1 = (\rho\omega / \eta)^{1/2} h.$$

Суммируя выражения для соответствующих компонент скоростей и давления (6) и (7), получим распределения скоростей и давления в слое рабочей жидкости:

$$v_r = r \left[\frac{3uz(h-z)}{h^3} + \omega h_1(z) \right]; \quad v_\varphi = r\omega h_2(z); \quad v_z = \left(\frac{\eta\omega}{\rho} \right)^{1/2} h_3(z); \quad (9)$$

$$p = p_0 + \frac{3\eta u}{h^3} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right) - \eta\omega h_4(z). \quad (10)$$

Компоненты тензора напряжений:

$$\sigma_{rr} = -p + 2\eta \frac{\partial v_r}{\partial r} = -p_0 - \frac{3\eta u}{h^3} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right) + \eta\omega h_4(z) + \frac{6\eta u}{h^3} z(h-z); \quad (11)$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = -p + 2\eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} \right) = -p_0 - \frac{3\eta u}{h^3} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right) + \eta\omega h_4(z) + 2\eta \left(\frac{3uz(h-z)}{h^3} + \omega h_1(z) \right); \quad (12)$$

$$\sigma_{zz} = -p + 2\eta \frac{\partial v_z}{\partial z} = -p_0 - \frac{3\eta u}{h^3} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right) + \eta\omega h_4(z) + 2\eta^{3/2} \left(\frac{\omega}{\rho} \right)^{1/2} \frac{dh_3(z)}{\partial z}; \quad (13)$$

$$\sigma_{r\varphi} = \eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right) = 0; \quad (14)$$

$$\sigma_{\varphi z} = \eta \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} \right) = \eta r \omega \frac{dh_2(z)}{\partial z}; \quad (15)$$

$$\sigma_{zr} = \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = \eta r \left[\frac{3u(h-2z)}{h^3} + \omega \frac{dh_1(z)}{\partial z} \right]. \quad (16)$$

Число Рейнольдса течения жидкости в рабочем слое

$$Re = \frac{2D \cdot h_e \cdot v_s \cdot \rho}{\eta(D + h_e)}, \quad (17)$$

где h_e – толщина слоя рабочей жидкости в рассматриваемый момент времени, м; v_s – средняя скорость течения жидкости в рабочем слое в рассматриваемом объеме жидкости.

Выражения (5)–(10) являются новыми, полученными автором в соответствии с поставленной задачей, с их учетом получена также новая форма записи выражений (11)–(17) путем подстановки указанных выраже-

ний в известные выражения для компонент тензора напряжений и известное выражение для числа Рейнольдса. То же самое касается граничных условий для выражения (6), которые получены в соответствии с поставленной задачей.

Были проведены натурные эксперименты по исследованию уровня шума, вибрации и износа рабочих поверхностей фрикционных пар масляной фрикционной муфты на полноразмерных муфтах традиционной и новой конструкции [3; 5]. Условия для проведения экспериментов были близки к типовым импульсным и циклическим нагрузкам при переменной скорости вращения, высоких крутящих моментах и ви-

брационных нагрузках, сопровождающих механическую обработку крупных изделий на металлорежущих станках тяжелой серии. Для измерений использовались следующие сенсоры: конденсаторный микрофон Bruel & Kjaer 4938-A-011 Type 4938 с предварительным усилителем Type 2670 для измерения уровня акустического шума в соответствии со стандартами IEC 61672-1, ANSI S1.40 и пьезоэлектрический акселерометр Bruel & Kjaer Type 4524 для измерения уровня вибрации в соответствии со стандартами IEC 60534-16, ISO 5348. Акселерометр крепился непосредственно на корпус масляной фрикционной муфты. Сенсоры одновременно подключались через указанные широкополосные усилители к звуковой карте ноутбука, после чего оцифрованные сигналы обрабатывались с использованием алгоритма быстрого преобразования Фурье, реализованного в распространенной для предварительной обработки данных среде MATLAB, часто входящей в состав сертифицированных измерительных систем, и отображались на мониторе в виде спектрограмм, выводимых в виде водопада. Спектрограммы позволяли с высокой точностью отслеживать изменение условий взаимодействия рабочих фрикционных пар масляной фрикционной муфты.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты численного эксперимента по исследованию движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте металлорежущего станка получены для следующих исходных данных: ω – угловая

скорость вращения ведущего диска, с^{-1} , $\omega = 25 \text{ с}^{-1}$; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; ν – кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$, $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$; η – динамическая вязкость жидкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$, $\eta = 0,018 \text{ Па}\cdot\text{с}$; u – скорость поступательного перемещения ведомого фрикционного диска, м/с , $u = 0,1 \text{ м/с}$; p_0 – давление в рабочей жидкости до момента включения фрикционной муфты, Па , $p_0 = 10^5 \text{ Па}$; D – диаметр фрикционного диска, м , $D = 0,1 \text{ м}$. Численное решение находится с использованием пространственной и временной дискретизации. Используется метод конечных объемов, традиционно используемый для решения дифференциальных уравнений в частных производных, в том числе уравнения Навье – Стокса. Для проверки валидности численных решений используется сравнение с аналитическим решением для двумерного стационарного ламинарного течения вязкой жидкости между двумя параллельными пластинами. По результатам численного эксперимента получены графические зависимости, представленные на рис. 1–3. На рис. 1 показаны зависимости функции координат $h_1(z)$ и $h_1(z_1)$ из которых видно, что функция $h_1(z_1)$ получена из функции $h_1(z)$ путем увеличения масштаба в 300 раз по оси абсцисс.

На рис. 2 приведены распределения давления $p(r,z)$ (рис. 2, а) и скорости течения $v(r,z)$ (рис. 2, б) рабочей жидкости в слое между фрикционными дисками и компоненты σ_{rr} и $\sigma_{\varphi\varphi}$ тензора напряжений (рис. 2, в, г). Нарис. 3 показаны распределения компонент σ_{zz} , $\sigma_{\varphi z}$ и σ_{zr} тензора напряжений (рис. 3, а–в) и зависимость числа Рейнольдса $Re(v_s, h_e)$ от скорости течения и толщины слоя рабочей жидкости (рис. 3, г).

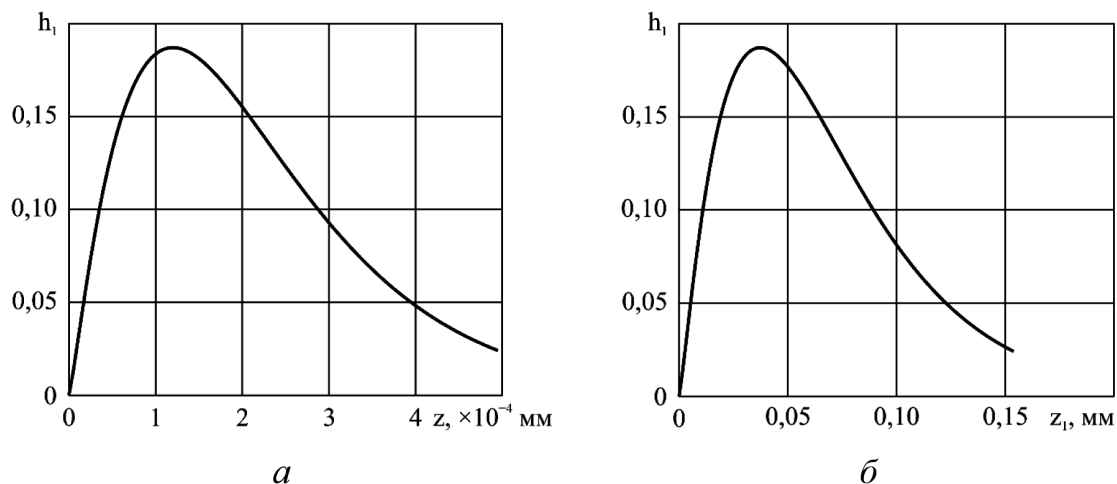


Рис. 1. Зависимости функций координат: а – $h_1(z)$; б – $h_1(z_1)$
Примечание: составлен автором по результатам данного исследования

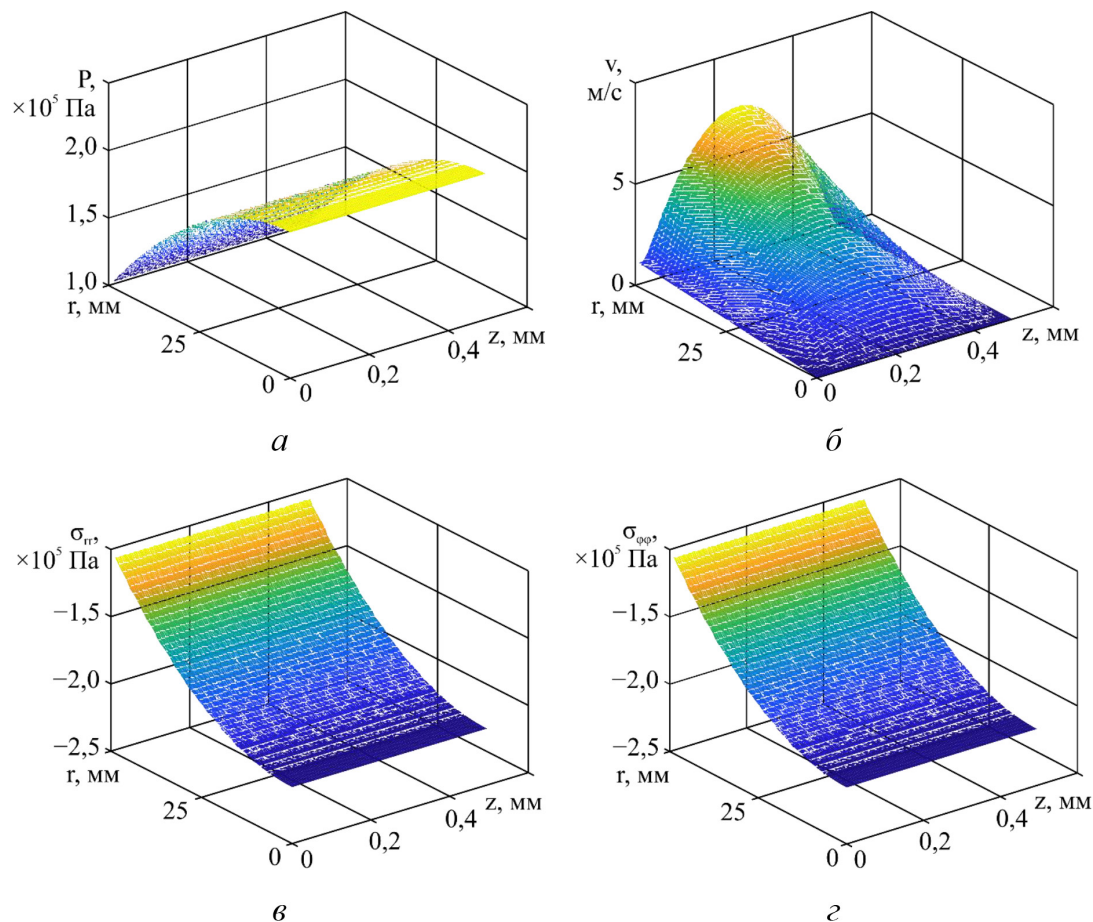


Рис. 2. Распределения параметров рабочей жидкости: а – давления $p(r,z)$; б – скорости течения $v(r,z)$ рабочей жидкости в слое между фрикционными дисками; в, г – компоненты σ_{rr} и $\sigma_{\phi\phi}$ тензора напряжений
Примечание: составлен автором по результатам данного исследования

Из рис. 2, а, следует, что давление рабочей жидкости уменьшается около двух раз от оси к периферии фрикционных дисков, причем давление слабо зависит от толщины слоя рабочей жидкости в заданном диапазоне значений. На рис. 2, б, наблюдается экстремум, соответствующий середине диапазона изменения толщины слоя рабочей жидкости и периферии фрикционных дисков. На рис. 2, в, г, компоненты σ_{rr} и $\sigma_{\phi\phi}$ тензора напряжений увеличиваются от центра к периферии фрикционных дисков, практически не зависят от толщины слоя рабочей жидкости, находящейся между рабочими поверхностями фрикционных дисков.

На рис. 3, а, компонент σ_{zz} тензора напряжений возрастает до двух раз от центра к периферии фрикционных дисков и мало зависит от толщины зазора между рабочими поверхностями фрикционных дисков. На рис. 3, б, компонент $\sigma_{z\phi}$ тензора напряжений изменяется до 10 раз при изменении зазора между фрикционными дисками.

На рис. 3, в, компонент σ_{zr} тензора напряжений изменяет знак на противоположный в направлении от центра к периферии фрикционного диска и при изменении толщины зазора между фрикционными дисками. Из рис. 3, г, виден переход ламинарного в турбулентный режим течения жидкости в слое между рабочими поверхностями фрикционных дисков.

В табл. 1 и 2 приведены зависимости максимальных параметров рабочей жидкости соответственно от скорости движения штока включения муфты и от диаметра ведомого диска масляной фрикционной муфты. При увеличении скорости движения штока фрикционной муфты наблюдается увеличение максимальной скорости v_{max} рабочей жидкости в зазоре между фрикционными дисками, а также увеличение максимального давления p_{max} в рабочей жидкости. Причем максимальные значения указанных параметров наблюдаются на периферии фрикционных дисков.

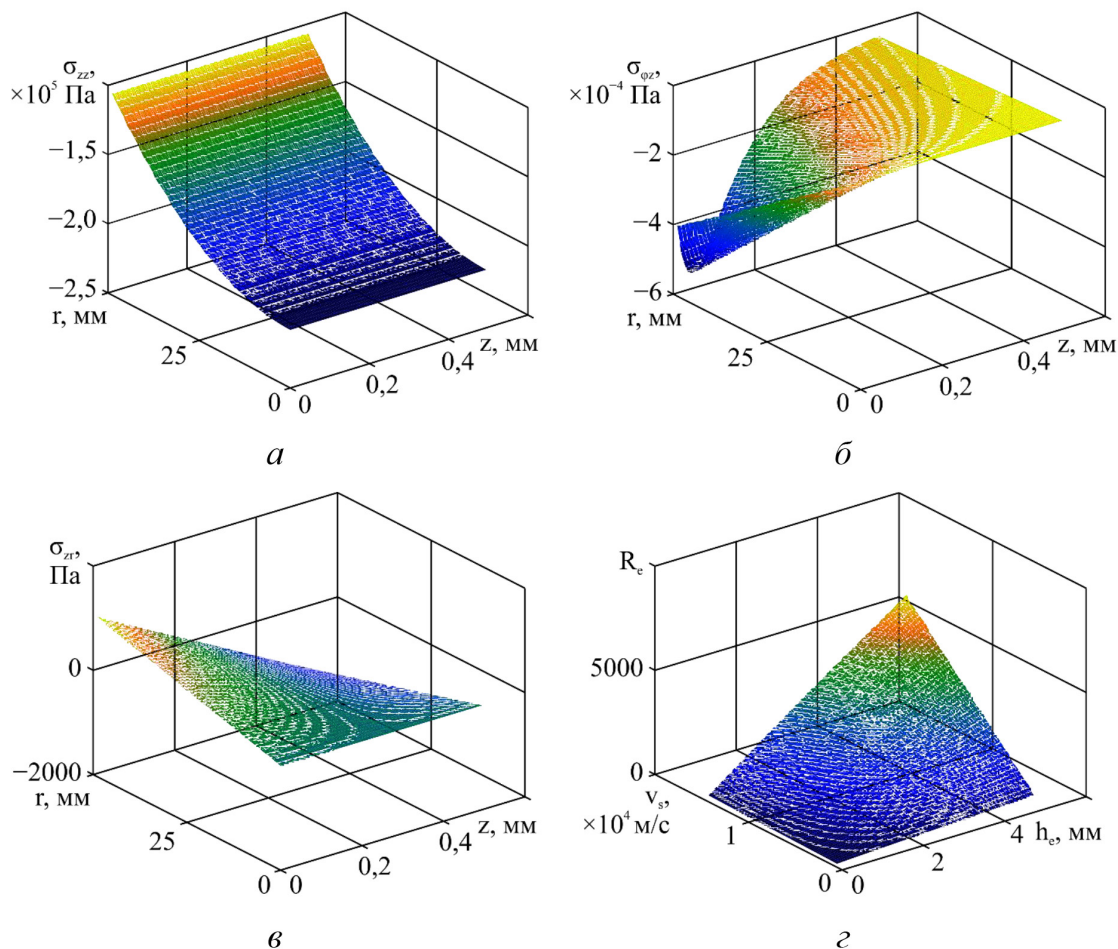


Рис. 3. Распределения компонент σ_{zz} , $\sigma_{\phi z}$ и σ_{rr} тензора напряжений и зависимость числа Рейнольдса $Re(v_s, h_s)$ от скорости течения и толщины слоя рабочей жидкости
Примечание: составлен автором по результатам данного исследования

В табл. 3 приведена зависимость максимальных значений числа Рейнольдса Re_{max} и максимального давления p_{max} в рабочей жидкости от кинематической вязкости ν рабочей жидкости, причем максимальное давление в рабочей жидкости увеличивается, а число Рейнольдса уменьшается с увеличением кинематической вязкости рабочей жидкости. Изменение величины числа Рейнольдса свидетельствует о наличии перехода между ламинарным и турбулентным режимами течения рабочей жидкости в зазоре между рабочими поверхностями фрикционных дисков, который наблюдается при использовании масел с кинематической вязкостью $\nu > 24 \text{ мм}^2/\text{с}$. Это приведет к образованию завихрений на периферии фрикционных дисков, распространяющихся к их центру и, как следствие, ожидаемому увеличению уровня шума, вибрации и повышению износа рабочих поверхностей фрикционных пар. Поэтому целесообразно ис-

пользовать рабочие жидкости с параметром $\nu < 24 \text{ мм}^2/\text{с}$, о чем также свидетельствуют результаты натурных экспериментов по исследованию уровня шума, вибрации и износа рабочих поверхностей фрикционных пар масляной фрикционной муфты при ее заправке маслами с различной кинематической вязкостью ν . Могут быть рекомендованы масла с классом вязкости SAE от 0W до 20 и от 20 до 50 для масляных фрикционных муфт, работающих при температурах до 100°C , при значениях коммутируемых вращающих моментов более $150 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При рабочих температурах масляной фрикционной муфты до 40°C и коммутируемых вращающих моментах $80\text{--}150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ могут быть рекомендованы масла с классом вязкости SAE от 0W до 20.

Экспериментальные исследования, проведенные на полноразмерных фрикционных масляных муфтах традиционной и новой конструкции, предложенной

автором [3; 5], позволили определить условия перехода течения жидкости между рабочими поверхностями фрикционных пар масляной фрикционной муфты из ламинарного режима в турбулентный по изменению уровня шума и вибрации. Сопоставляя экспериментальные данные с результатами моделирования, можно сделать вывод, что изменение величины числа Рейнольдса, согласно модели, при переходе течения жидкости из ламинарного режима в турбулентный, при использовании рабочих жидкостей с различной кинематической вязкостью, хорошо согласуется

с результатами измерений уровня вибрации и шума. При этом для масел с разной кинематической вязкостью погрешность в среднем составляет не более 13,2 %. Учитывая, что в трибологии считается весьма хорошим совпадение результатов моделирования с результатами экспериментов в пределах погрешности до 30 %, можно считать предложенную математическую модель вполне адекватной, дающей достоверные данные, пригодные для выбора рабочей жидкости по величине ее кинематической вязкости с учетом конструкции и размеров масляной фрикционной муфты.

Таблица 1

Зависимость максимальных параметров рабочей жидкости от скорости движения штока

u , м/с	v_{max} , м/с	p_{max} , $\times 10^5$ Па	u , м/с	v_{max} , м/с	p_{max} , $\times 10^5$ Па
0,1	7,51	2,08	0,6	44,30	7,48
0,2	14,90	3,16	0,7	51,60	8,56
0,3	22,20	4,24	0,8	59,00	9,64
0,4	29,60	5,32	0,9	66,30	10,70
0,5	36,90	6,40	1,0	73,70	11,81

Примечание: составлена автором на основе полученных данных в ходе исследования.

Таблица 2

Зависимость максимальных параметров рабочей жидкости от диаметра ведомого диска

D , м	v_{max} , м/с	p_{max} , $\times 10^5$ Па	D , м	v_{max} , м/с	p_{max} , $\times 10^5$ Па
0,05	3,75	1,27	0,10	7,51	2,08
0,06	4,50	1,39	0,11	8,26	2,31
0,07	5,25	1,53	0,12	9,01	2,56
0,08	6,00	1,69	0,13	9,76	2,89
0,09	6,75	1,87	0,14	10,50	3,12

Примечание: составлена автором на основе полученных данных в ходе исследования.

Таблица 3

Зависимость максимальных значений числа Рейнольдса и максимального давления в рабочей жидкости от кинематической вязкости рабочей жидкости

ν , мм ² /с	Re_{max} , $\times 10^3$	p_{max} , $\times 10^5$ Па	ν , мм ² /с	Re_{max} , $\times 10^3$	p_{max} , $\times 10^5$ Па
4,1	33,9	1,22	24,0	5,79	2,30
7,0	19,8	1,38	41,0	3,39	3,21
11,0	12,6	1,59	73,5	1,89	4,97
13,5	10,3	1,73	84,5	1,64	5,56

Примечание: составлена автором на основе полученных данных в ходе исследования.

Заключение

Предложенная математическая модель движения рабочей жидкости в масляной фрикционной муфте для металлорежущего станка, описывающая динамические процессы, протекающие в муфте при ее включении с учетом физических свойств рабочей жидкости, конструкции масляной муфты, упрощает выбор параметров рабочей жидкости и геометрии фрикционной пары. Полученные при разработке математической модели новые выражения позволяют выполнять численное моделирование масляных фрикционных муфт как традиционной, так и новой конструкции, сочетающей в своей работе силы трения скольжения и силы трения вращения, действующие вследствие сложного относительного движения точек рабочих поверхностей фрикционных пар масляных фрикционных муфт нового типа, предложенных автором, что не позволяют современные узкоспециализированные модели. Поэтому разработанная математическая модель и приведенные результаты численных экспериментов являются новыми и не имеют прямых аналогов в мире. Результаты численных экспериментов, выполненных с применением предложенной математической модели, демонстрируют изменение физических величин в рабочей жидкости в процессе работы масляной фрикционной муфты металлорежущего станка, наличие экстремумов указывает на возможность выбора оптимальных параметров изменения зазора между рабочими поверхностями фрикционных дисков муфты с учетом диаметров фрикционных дисков и физических свойств рабочей жидкости. Погрешность математической модели не превышает 13,2 %, чего вполне достаточно для обоснованного выбора масла для масляной фрикционной муфты с учетом ее конструкции и размеров. Так, применение рабочих жидкостей с кинематической вязкостью $\nu < 24 \text{ мм}^2/\text{с}$ будет способствовать снижению уровня шума, вибрации и меньшему износу рабочих поверхностей фрикционных пар масляных фрикционных муфт металлорежущих станков тяжелой серии. При рабочих температурах до 40 °С и коммутируемых вращающих моментах до 150 Н·м рекомендуется использование масел с классом вязкости SAE от 0W до 20; при рабочих температурах до 100 °С и коммутируемых вращающих моментах более 150 Н·м рекомендуется использование масел с классом вязкости SAE от 20 до 50. Также следует учитывать, что увеличение скорости перемещения штока включения муфты приводит к увеличению максимального дав-

ления в рабочей жидкости и увеличению максимальной скорости рабочей жидкости в зазоре между фрикционными дисками, что приведет к увеличению динамических нагрузок на рабочие поверхности фрикционных пар масляной фрикционной муфты. Предложенная математическая модель также будет способствовать дальнейшим исследованиям масляных фрикционных муфт традиционного и нового типов для металлорежущих станков и улучшению их рабочих характеристик за счет обоснованного выбора кинематической вязкости рабочей жидкости, с учетом конструкции и размеров масляной фрикционной муфты.

Список литературы

1. Liu L. F., Li W., Tan Z. H., Zhang M., Bo M. Z. Model design and analysis improvement of CNC Lathe Based on Ergonomics // 7th International Forum on Industrial Design (17–19 May 2019, Luoyang, China). IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 573. 012045. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/573/1/012045> (дата обращения: 15.06.2026). DOI: 10.1088/1757-899X/573/1/012045.
2. Qiang L. Development History and Future Trends of Numerical Control Machine Tools // China Mechanical Engineering. 2021. Vol. 32. Is. 7. P. 757–770. DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2021.07.001.
3. Войтенко В. А. Плавный пуск дискового режущего инструмента за счет применения фрикционной муфты со сложным относительным движением поверхностей фрикционной пары // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. 2021. № 2 (35). С. 39–49. EDN: XLMBBZ.
4. Cameron T. M., Tersigni S. H., McCombs T., Jao T.-C. ATF effects on friction stability in slip-controlled torque converter clutches // SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, Pittsburgh, Pennsylvania, United States, October 27, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-3255.
5. Войтенко В. А. Улучшение эксплуатационных характеристик металлорежущих станков за счет применения новой перспективной конструкции фрикциона // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. 2019. № 4 (29). С. 36–44. EDN: CKCGEU.
6. Xue J., Ma B., Chen M., Zhang Q., Zheng L. Experimental Investigation and Fault Diagnosis for Buckled Wet Clutch Based on Multi-Speed Hilbert Spectrum Entropy // Entropy. 2021. Vol. 23. Is. 12. DOI: 10.3390/e23121704.
7. Mott R. L., Vavrek E. M., Wang J. Machine elements in mechanical design: New York, 2018. 856 p. ISBN: 978-0-13-444118-4.
8. Yu Liang, Biao Ma, Il Yong Kim, Li Heyan. Influences of the uneven contact pressure and the initial temperature on the hot judder behavior in a multi-disc clutch // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2019. Vol. 234. Is. 4. P. 500–514. DOI: 10.1177/1350650119869450.
9. Yang L.-K., Li H., Ma B. Friction-induced vibration of wet clutches // Journal of Vibration and Shock. 2016. Vol. 35. Is. 9. P. 117–122. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2016.09.018.
10. Hoić M., Miklik A., Kostelac M., Deur J., Tissot A. Analysis of the accuracy of mass difference-based measurement of dry clutch friction material wear // Materials. 2021. Vol. 14. Is. 18. 5356. DOI: 10.3390/ma14185356.
11. Fernandes G. P., Zanotto P. S., Sinatora A. Contribution on understanding the friction film development in the

- performance of a dry automotive clutch system // *Wear*. 2015. Vol. 342–343. P. 364–376. DOI: 10.1016/j.wear.2015.09.007.
12. Minas I., Morris N., Theodossiadis S., O'Mahony M., Theodossiadis S. Influence of clutch tribodynamics on drivetrain noise, vibration and harshness, (NVH), phenomena // *SAE Technical Paper*. 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1537.
13. Della Gatta A., Iannelli L., Pisaturo M., Senatore A., Vasca F. A survey on modeling and engagement control for automotive dry clutch // *Mechatronics*. 2018. Vol. 55. P. 63–75. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2018.08.002.
14. Peng H., Song N., Fei L., Tang S. A mechanistic-based data-driven approach for general friction modeling in complex mechanical system // *Journal of Applied Mechanics*. 2022. Vol. 89. Is. 7. 071005. DOI: 10.1115/1.4054484.
15. Yuan R., Wu G. Dynamic analysis of vehicle start-up judder based on elasto-plastic friction model and dry clutch maneuvering characteristic // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2019. Vol. 233. Is. 2. P. 455–469. DOI: 10.1177/1464419318768157.
16. Yuan R. F., Wu G. Q. Mechanism analysis of vehicle start-up judder based on gradient characteristic of Stribeck effect // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2020. Vol. 234. Is. 2–3. P. 505–521. DOI: 10.1177/0954407019859820.
17. Hao Y. D., He Z. C., Li G. Y., Li E., Huang Y. Y., Lian C. C. Analysis and optimization of clutch judder based on a hybrid uncertain model with random and interval variables // *Engineering Optimization*. 2018. Vol. 50. Is. 11. P. 1894–1913. DOI: 10.1080/0305215X.2018.1426758.
18. Li L. P., Lu Z. J., Liu X. L., et al. Modeling and analysis of friction clutch at a driveline for suppressing car starting judder // *Journal of Sound and Vibration*. 2018. Vol. 424. P. 335–351. DOI: 10.1016/j.jsv.2018.03.011.
19. Yang L. K., Heyan L., Ahmadian M., Ma B. Analysis of the influence of engine torque excitation on clutch judder // *Journal of Vibration and Control*. 2015. Vol. 23. Is. 4. P. 645–655. DOI: 10.1177/1077546315582291.
20. Li L., Singh R. Analysis of start-up transient for a powertrain system with a nonlinear clutch damper // *Mechanical Systems & Signal Processing*. 2015. Vol. 62–63. P. 460–479. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.03.001.
21. Войтенко В. А. Моделирование тепловых процессов и процессов изнашивания фрикционной муфты нового типа для машиностроения // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение*. 2021. Т. 23. № 4. С. 93–101. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.4.11. EDN: DGWSOC.
22. Шаповалов В. В., Саямова Т. Л., Горин С. Л., Рябыш Д. А., Коваленко О. И. Разработка фрикционной многодисковой соединительной муфты для передвижных электростанций // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2024. № 4. С. 60–69. DOI: 10.46973/0201-727X_2024_4_60.
23. Шишкарёв М. П., Гавриленко М. Д. Синтез и анализ модернизированной адаптивной фрикционной муфты с положительной обратной связью // *Транспортное машиностроение*. 2023. № 1 (13). С. 35–45. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-1-35-45.
24. Шишкарёв М. П., Гавриленко М. Д. Повышение точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт с положительной обратной связью // *Транспортное машиностроение*. 2022. № 6 (6). С. 11–20. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-6-11-21.
25. Bao H., Xu T., Jin G., Huang W. Analysis of Dynamic Engaged Characteristics of Wet Clutch in Variable Speed Transmission of a Helicopter // *Processes*. 2020. Vol. 8 (11). Is. 1474. DOI: 10.3390/pr8111474.
26. Wang Y., Li Y., Liu Y., Zhang W. Modeling and Experimental Research on Engaging Characteristics of Wet Clutch // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2018. Vol. 71 (1). P. 94–101. DOI: 10.1108/ILT-12-2017-0383.
27. Deur J., Petric J., Asgari J., Hrovat D. Modeling of Wet Clutch Engagement Including a Thorough Experimental Validation // *SAE 2005 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, United States, April 11, 2005*. DOI: 10.4271/2005-01-0877.
28. Rao F., Zhang S. Heat-fluid-solid coupling model for turbulent forced convection within porous media // *Physical Review Fluids*. 2025. Vol. 10. 064502. DOI: 10.1103/67vg-cfqb.
29. Rao F., Jin Y. Possibility for survival of macroscopic turbulence in porous media with high porosity // *Journal of Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 937. A17. DOI: 10.1017/jfm.2022.87.
30. Zhang Y., Chen R., Zhang C., Wang S., Han H. Dynamic coupling analysis of oil film in slipper pair of axial piston pump // *CSAA/IET International Conference on Aircraft Utility Systems (16–19 Aug. 2024, Xi'an, China)*. IET Conference Proceedings. Vol. 2024. Is. 13. P. 1546–1551. DOI: 10.1049/icp.2024.3112.
31. Liu S., Gao L., Xing M., Cui Y., Meng X. A new 3-D multi-physics coupling model for lubricated piston-liner systems // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2024. Vol. 272. 109194. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2024.109194>.
32. Zhao B., Dai X.-D., Zhang Z.-N., Xie Y.-B. A new numerical method for piston dynamics and lubrication analysis // *Tribology International*. 2016. Vol. 94. P. 395–408. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.09.037.
33. Li Y., Ji Z., Yang L., Zhang P., Xu B., Zhang J. Thermal-fluid-structure coupling analysis for valve plate friction pair of axial piston pump in electrohydraulic actuator (EHA) of aircraft // *Applied Mathematical Modelling*. 2016. Vol. 47. P. 839–858. DOI: 10.1016/j.apm.2016.08.015.
34. Wu J., Cui J., Shu W., Wang L., Li H. Coupling mechanism and data-driven approaches for high power wet clutch torque modeling and analysis // *Tribology International*. 2024. Vol. 191. 109166. DOI: 10.1016/j.triboint.2023.109166.

Конфликт интересов: Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest: The author declares that there is no conflict of interest.

Финансирование: Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования.

Financing: The research was performed without external funding.