

Study of Interconnected Physical Processes in the Magnetic Fluid Sealer

Nesterov S.A., Stradomskii Yu.I. and Belov V.S.

Ivanovo State Power Engineering University,
Ivanovo, Russian Federation

Abstract. The purpose of this work is creation of an interconnected numerical model of the magnetic and hydrodynamic fields of the ferrofluid sealer to analyze the effect of centrifugal forces during shaft rotation on the retained pressure drop. The set goal was achieved by selection of the necessary equations, boundary conditions, assumptions and properties concerning the ferrofluids when building a numerical model of the sealer gap in the Comsol Multiphysics simulation environment. The important results of the work were the obtained and analyzed distributions of the magnetic field and pressure field in the ferrofluid, the evaluation results of the effect of centrifugal forces arising during the shaft rotation, on the pressure drop held by the sealer. It was shown that with a shaft radius of up to 50 mm and speed up to 3000 rpm, the change in the retained pressure drop was insignificant, and it was up to 2 % of the values with a stationary shaft. Significant manifestation of centrifugal force for the investigated shaft radii began at 6000 rpm. It was shown that the decrease in the retained pressure drop with an increase in the working gap was associated with the decrease in the magnetic field gradient. The significance of the results consisted in the possibility of using the developed model for the study of the ferrofluid sealer gap processes. Comparison with the data obtained using the analytical formulas showed that the latter overestimated the retained pressure drop.

Keywords: magnetic fluid, magnetic fluid sealer, pressure drop, numerical simulation, Comsol Multiphysics.

DOI:<https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.3-51.01>

UDC: 62-185.7

Investigarea proceselor fizice interconectate într-un ermetizator magnetofluidic

Nesterov S.A., Stradomsky Yu.I., Belov V.S.

Universitatea de Energetică de Stat V.I. Lenin din Ivanovo
Ivanovo, Federația Rusă

Rezumat. Scopul lucrării este de a crea un model numeric interconectat al câmpurilor magnetice și hidrodinamice ale unui etanșant magnetic-lichid pentru a analiza efectul forțelor centrifuge în timpul rotației arborelui asupra căderii maxime de presiune reținute. Acest obiectiv este atins prin alegerea ecuațiilor necesare, a condițiilor limite, a admitiilor și a proprietăților fizice ale fluidului magnetic atunci când se construiește un model numeric al decalajului de lucru al docului în mediul de modelare a elementelor finite Comsol Multiphysics. Rezultatele importante ale lucrării sunt distribuțiile obținute și analizate ale câmpului magnetic și ale câmpului de presiune în fluidul magnetic, rezultatele evaluării influenței forțelor centrifuge care apar în timpul rotației arborelui asupra căderii de presiune menținută de ermetizator. Se arată că, cu o rază a arborelui de până la 50 mm în domeniul frecvenței de rotație de până la 3000 rpm, modificarea căderii de presiune menținută asociată cu efectele centrifuge este ne semnificativă și nu depășește 2% din valorile care au loc în cazul unui ax staționar. O manifestare semnificativă a forței centrifuge pentru razele arborelui investigat începe de la 6000 rpm. Pentru un arbore cu o rază de 50 mm la o frecvență de rotație de 13500 rpm, fluidul magnetic se va desprinde de la suprafața arborelui și se va defecta agentul de etanșare. Semnificația rezultatelor constă în posibilitatea utilizării modelului numeric dezvoltat în studiul proceselor fizice corelate în decalajul de lucru al etanșantului magnetic-fluid al arborilor rotativi.

Cuvinte-cheie: fluid magnetic, etanșare magnetică, cădere de presiune, simulare numerică, Comsol Multiphysics.

Исследование взаимосвязанных физических процессов в магнитожидкостном герметизаторе

Нестеров С.А., Страдомский Ю.И., Белов В.С.

ФГБОУВО Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина,
г. Иваново, Российская Федерация

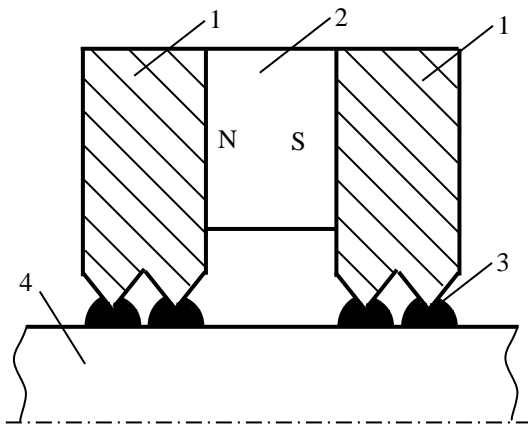
Аннотация. Целью работы является создание взаимосвязанной численной модели магнитного и гидродинамического полей магнитожидкостного герметизатора для анализа влияния центробежных усилий при вращении вала на максимальный удерживаемый перепад давления. Поставленная цель достигается за счёт

выбора необходимых уравнений, граничных условий, допущений и физических свойств магнитной жидкости при построении численной модели рабочего зазора герметизатора в среде конечно-элементного моделирования Comsol Multiphysics. Важными результатами работы являются полученные и проанализированные распределения магнитного поля и поля давления в магнитной жидкости, результаты оценки влияния центробежных усилий, возникающих при вращении вала, на удерживаемый герметизатором перепад давления. Показано, что при радиусе вала до 50 мм в диапазоне частоты вращения до 3000 об/мин изменение удерживаемого перепада давления, связанное с центробежными эффектами, незначительно и не превышает 2 % от значений при неподвижном вале. Значительное проявление центробежной силы для исследованных радиусов вала начинается с 6000 об/мин. Для вала радиусом 50 мм при частоте вращения 13500 об/мин произойдет отрыв магнитной жидкости от поверхности вала и пробой герметизатора. Показано, что снижение удерживаемого перепада давления с ростом величины рабочего зазора в основном связано с уменьшением градиента магнитного поля в зазоре герметизатора, а конструкция магнитожидкостного герметизатора с зубцами на валу имеет повышенную герметичность за счет использования центробежных сил. Значимость результатов состоит в возможности использования разработанной численной модели при исследовании взаимосвязанных физических процессов в рабочем зазоре магнитожидкостного герметизатора вращающихся валов. Проведённое сравнение с данными, полученными по упрощенным аналитическим формулам, показало, что они завышают удерживаемый перепад давления и это необходимо учитывать при проектировании новых устройств.

Ключевые слова: магнитная жидкость, магнитожидкостный герметизатор, перепад давления, численное моделирование, Comsol Multiphysics.

ВВЕДЕНИЕ

Магнитожидкостные герметизаторы (МЖГ) вращающихся валов получили широкое распространение в современной промышленности. Принцип действия уплотнения, принципиальная конструкция которого показана на рис. 1, основан на уникальном свойстве магнитной жидкости (МЖ) удерживаться в зазоре между подвижным и неподвижным узлом с помощью магнитного поля [1].



1 — полюс, 2 — магнит, 3 — МЖ, 4 — вал.

Рис. 1. МЖГ типовой конструкции.

1 — pole, 2 — magnet, 3 — ferrofluid, 4 — shaft.

Fig. 1. The simplest ferrofluid sealer design.

Основными преимуществами МЖГ по сравнению с другими системами динамического уплотнения газов или вакуума являются отсутствие механического износа [2, 3] и очень низкая скорость утечки [4, 5]. При уплотнении жидкостей в настоящее время остаётся до

конца не решенной проблема деградации магнитожидкостной пробки из-за химических реакций или вымывания МЖ из герметизатора уплотняемой средой [6-9].

Основная сложность в экспериментальном исследовании взаимосвязанных магнитных, феррогидродинамических, механических и тепловых процессов в МЖГ связана с тем, что зазор с жидкостью в большинстве уплотнений составляет 0,2-0,4 мм, что сильно затрудняет или делает невозможным многие физические измерения. По этому основным способом изучения процессов внутри устройства остаётся аналитическое и численное математическое моделирование

В последние годы проведено ряд математических исследований МЖГ. Большинство изученных работ ограничивается конечно-элементным расчётом распределения магнитного поля в устройстве и, на основе результатов моделирования, нахождению по известным аналитическим формулам удерживаемого перепада давления [10-14]. Несмотря на то, что данный подход широко используется в силу своей простоты, он не учитывает большинство гидродинамических процессов, происходящих в зазоре МЖГ, но позволяет проводить оптимизацию магнитной системы герметизатора используя в качестве критерия максимальный градиент напряжённости или индукции магнитного поля в зазоре [10, 13, 15-17].

Так, одним из основных факторов, лимитирующих диапазон применимости МЖГ являются центробежные усилия в МЖ, возникающие при вращении вала. Известно, что с ростом частоты вращения они выдавливают

жидкость из зазора, сокращают площадь соприкосновения МЖ с валом и уменьшают максимальный удерживаемый перепад давления. С дальнейшим ростом частоты вращения центробежные силы способны полностью оторвать МЖ от поверхности вала и привести к пробое герметизатора [2, 18], что необходимо учитывать, особенно при создании высокоскоростных МЖГ. Однако, даже существующие аналитические формулы для учёта центробежных усилий [3, 19] большинством исследователей не используется.

Единственным способом получить полное представление о множестве взаимовлияющих физических процессах в герметизаторе является мультифизическое численное моделирование.

Из-за сложности построения модели к настоящему времени выполнено мало работ в этом направлении. Родионов А.В. с соавторами в работах [20, 21] по линиям равной индукции, полученным в результате численного расчёта магнитного поля, задают границы магнитожидкостной пробки в зазоре МЖГ и методом конечных объёмов исследуют гидродинамические процессы в данном объёме МЖ при вращении вала. Yibiao Chen с соавторами в работе [22] аналогичным образом находят первоначальные границы МЖ пробки, а при численном расчёте гидродинамических процессов учитывают деформацию поверхности МЖ под действием приложенного перепада давления и центробежных сил.

Большие перспективы применения и малое количество публикаций о взаимосвязанном численном расчёте физических процессов в МЖУ делают работу в данном направлении актуальной научной задачей.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для исследования выбрано одно зубцовое деление МЖГ, конфигурация и основные размеры которого показаны на рис. 2а.

Задача сформулирована в стационарной двухмерной осесимметричной постановке.

Стационарное, ламинарное течение несжимаемой ньютоновской ($\eta = \text{const}$) МЖ в зазоре МЖГ характеризуется уравнением Навье-Стокса, которое составляется на основании второго закона Ньютона

$$\rho[(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v}] = -\nabla p + \nabla \left(\eta \left(\nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^T \right) \right) + \bar{F}.$$

Здесь: \bar{v} , p , ρ и η — соответственно скорость, давление, плотность и динамическая вязкость МЖ; \bar{F} — внешние силы (тяжести и магнитные)

$$\bar{F} = \rho g + \mu_0 M \nabla \bar{H},$$

где M — намагниченность МЖ; \bar{H} — напряженность магнитного поля. В работе [13] показано, что при малых диаметрах валов сила тяжести не оказывает заметного влияния на процессы в МЖГ и в данной модели не учитывается. Граничные условия, использованные для расчётной области, показаны на рис. 2,б. В качестве допущений при расчёте принято:

- рабочий зазор полностью заполнен магнитной жидкостью;
- вязкость жидкости не зависит от величины магнитного поля и градиента скорости сдвига;
- МЖ находится в состоянии насыщения с относительной магнитной проницаемостью 1.2.
- свойства МЖ не зависят от температуры.

Решение задачи магнитостатики проведено согласно уравнениям

$$\text{rot} \bar{H} = \bar{J}, \quad \bar{B} = \text{rot} \bar{A}, \quad \bar{B} = \mu \bar{H},$$

где \bar{A} — векторный магнитный потенциал, \bar{B} — вектор магнитной индукции, μ — магнитная проницаемость материала. Магнитные свойства стального зубца заданы кривой намагничивания, намагниченность МЖ принята постоянной и равной намагниченности насыщения, что справедливо для величины магнитного поля в зубцовой зоне герметизатора.

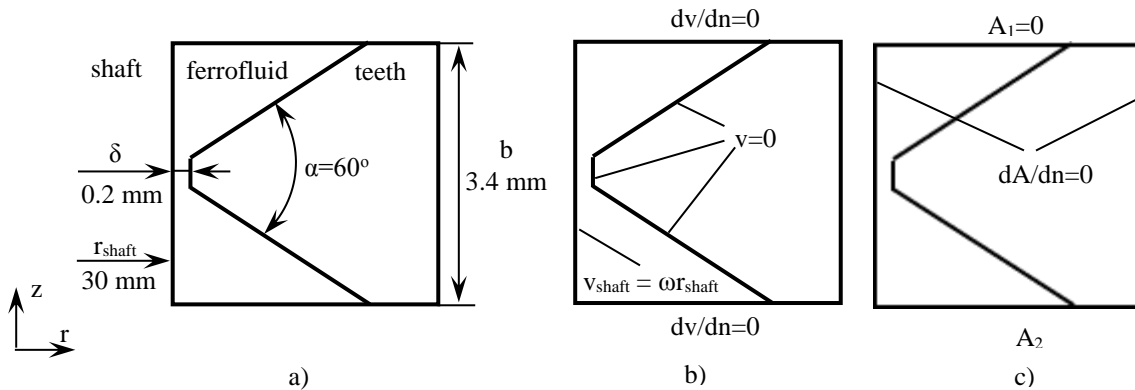
Граничные условия для расчёта магнитного поля показаны на рис. 2,с и задаются через векторный магнитный потенциал. Величина векторного магнитного потенциала меняется прямо пропорционально радиусу вала

$$A_z = \frac{r_{\text{shaft}} B_{\text{mean}} b}{r}.$$

Картина физических процессов, происходящих в МЖ в рабочем зазоре МЖГ, является осесимметричной. Напряженность магнитного поля \bar{H} , давление p , внешние силы \bar{F} в азимутальном направлении \bar{e}_θ не изменя-

ются. Скорость движения МЖ при ламинарном течении и вязкостные силы в МЖ имеют только азимутальные составляющие:

$$\vec{v} = v_{\theta} \cdot \vec{e}_{\theta}, \vec{F}_B = F_{B\theta} \cdot \vec{e}_{\theta}.$$



a — основные размеры, *b* — граничные условия для гидродинамического расчёта, *c* — граничные условия при расчёте магнитного поля.

Рис. 2. Исследуемая область МЖГ.

a — basic dimensions, *b* — boundary conditions for hydrodynamic calculation, *c* — boundary conditions for magnetic field calculation.

Fig. 2. Investigated area of the ferrofluid sealer.

В результате совместного расчета гидродинамического и магнитного полей можно получить распределение в рабочем зазоре МЖГ азимутальной составляющей скорости $v_{\theta} = v$ и давления внутри МЖ. Распределение давления подчиняется уравнению Бернулли

$$\rho \frac{v^2}{2} + p + \rho g z - \mu_0 \int_0^H M dH = const.$$

Свойства МЖ взяты на основе данных из научной лаборатории ИГЭУ: вязкость $\eta = 1.33$ Па·с, плотность $\rho = 1245$ кг/м³, намагниченность $M_s = 38300$ А/м.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Получаемое в результате расчёта распределение магнитной индукции в зазоре МЖГ показано на рис.3.

На рис.3а изображена картина линий равной индукции, по которым будет располагаться свободная поверхность МЖ если зазор заполнен жидкостью не полностью.

Из приведённого на рис. 3б распределения величины магнитной индукции на поверхности вала видно, что её значение изменяется от 1,05 Тл в зоне минимального зазора, до 0,185 Тл в межзубцовом пространстве.

По известной формуле возможно аналитически рассчитать максимально возможный удерживаемый перепад давления [10, 12-14, 17]

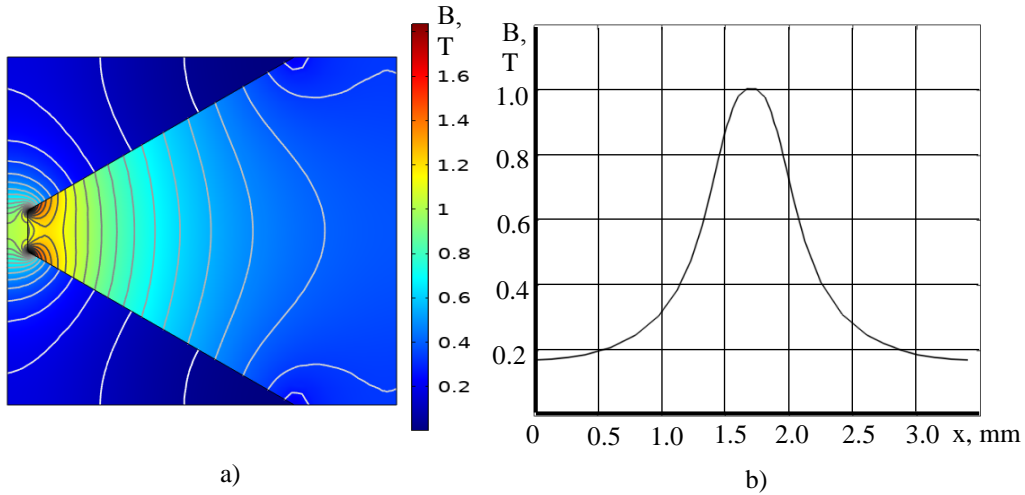
$$\Delta p = M_s (B_{max} - B_{min}) = 38300(1.05 - 0.185) = 31.41 \text{ kPa}.$$

Анализируя значения индукции на поверхности вала можно сделать вывод, что трапециевидальный зубец успешно выполняет роль концентратора магнитного поля в зазоре МЖГ, при этом срезанная вершина зубца позволяет избежать насыщения стали, что привело бы к росту магнитного потока в межзубцовом пространстве, уменьшило разницу между максимальной и минимальной индукцией и снизило максимально возможный удерживаемый перепад давления.

Объёмная сила, возникающая в МЖ, находящейся под воздействием магнитного поля создаёт в жидкости магнитное давление, распределение которое можно получить, если принять поверхность вала неподвижной.

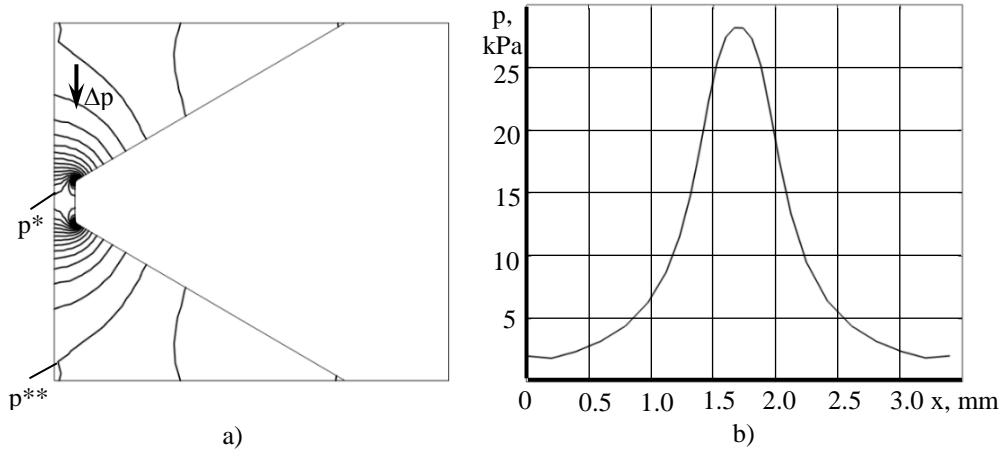
На рис.4. показано распределение давления в рабочем зазоре МЖГ при нулевой частоте вращения вала.

Картина линий равного давления (рис.4а), связанного с объёмной магнитной силой в МЖ, качественно повторяет распределение линий равной индукции в зазоре МЖГ.



a — линии равной индукции, *b* — величина магнитной индукции на поверхности вала.
Рис.3. Магнитное поле в МЖГ с $r_{shaft} = 30 mm$ и $\delta = 0,2 mm$.

a — lines of equal induction, *b* — value of magnetic induction on the surface of the shaft.
Fig.3. Magnetic field in the ferrofluid sealer with $r_{shaft} = 30 mm$ and $\delta = 0.2 mm$.



a — линии равного давления, *b* — распределение давления МЖ на поверхности вала.
Рис. 4. Давление в МЖ при $r_{shaft} = 30 mm$ и $\delta = 0,2 mm$, $n = 0 rpm$.

a — equal pressure lines, *b* — ferrofluid pressure distribution on the shaft surface.
Fig. 4. Pressure in ferrofluid at $r_{shaft} = 30 mm$ and $\delta = 0.2 mm$, $n = 0 rpm$.

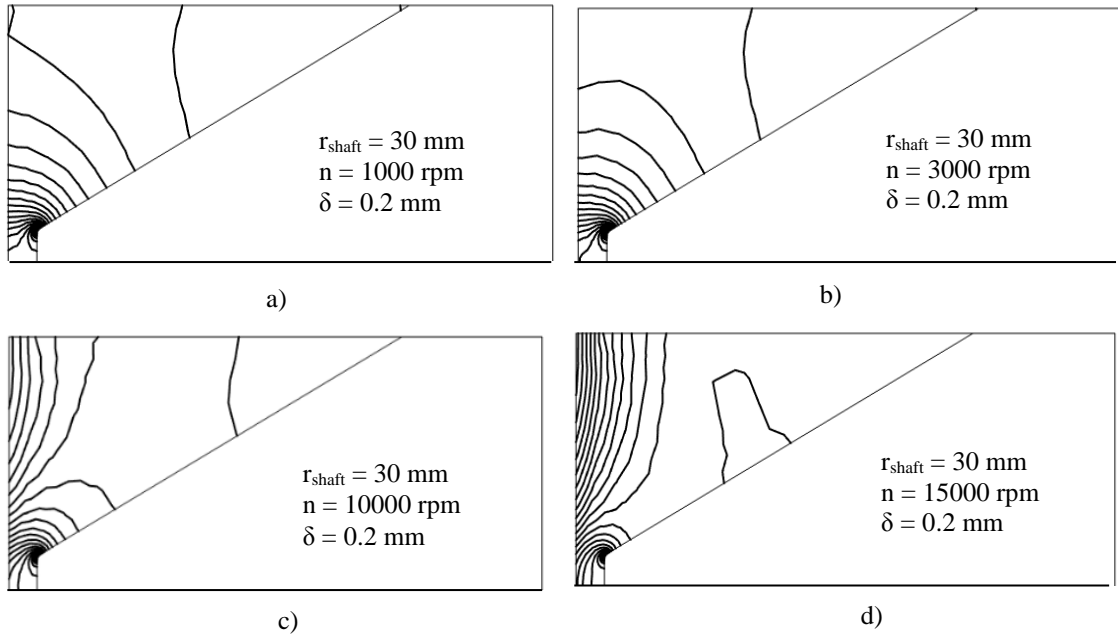
$$\Delta p = p^* - p^{**} = 28.2 kPa - 1.8 kPa = 26.4 kPa$$

Максимальный удерживаемый перепад давления при неподвижном вале определяется разностью между максимальным p^* и минимальным p^{**} магнитными давлениями в жидкости.

Полученный по результатам численного расчёта максимальный перепад давления практически на 16 % меньше рассчитанного аналитически, что следует учитывать при проектировании новых устройств.

По мере увеличения частоты вращения и диаметра уплотняемого вала растут линейная скорость поверхности вала и величина центробежных сил, действующих на элементарные объёмы МЖ.

Эти силы отбрасывают жидкость от поверхности вала, что приводит к уменьшению длины жидкостной уплотняющей пробки, адсорбированной по поверхности вала, и максимального удерживаемого герметизатором перепада давления [2, 3, 19, 23].



a — 1000 rpm, b — 3000 rpm, c — 10000 rpm, d — 15000 rpm.

Рис. 5. Линии равного давления в зазоре МЖГ с $r_{shaft} = 30$ mm and $\delta = 0.2$ mm.

a — 1000 rpm, b — 3000 rpm, c — 10000 rpm, d — 15000 rpm.

Fig. 5. Equal pressure lines in the ferrofluid sealer gap with $r_{shaft} = 30$ mm and $\delta = 0.2$ mm.

Анализ влияния скорости на удерживающую способность МЖГ ведется исходя из картины давлений в МЖ. На рис. 5 показано изменение картины линий равного давления в зазоре МЖГ с ростом частоты вращения вала от 1000 об/мин до 15000 об/мин.

Из рисунков видно, что увеличение линейной скорости поверхности вала приводит к уменьшению количества линий равного давления, связывающих зубец герметизатора с валом, а значит к уменьшению магнитожидкостной пробки в зазоре МЖГ.

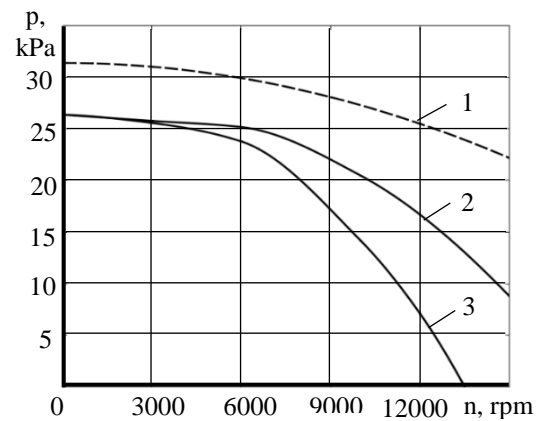
Кроме анализа распределения давления в зазоре МЖГ, изменение удерживаемого перепада давления под действием центробежных усилий можно найти по упрощенной аналитической формуле

$$p_u = \frac{2\rho v_{shaft}^2 \delta}{D_{shaft}},$$

где D_{shaft} — диаметр вала, v_{shaft} — линейная скорость поверхности вала.

Графики рис. 6 показывают изменение максимального удерживаемого перепада давления с ростом частоты вращения для двух значений радиуса вала — 30 и 50 мм.

Штриховой линией изображена зависимость, получаемая по аналитическим формулам для вала радиусом 30 мм.



1 — $r_{shaft} = 30$ mm, аналитический расчёт,
2 — $r_{shaft} = 30$ mm численное моделирование,
3 — $r_{shaft} = 50$ mm численное моделирование.

Рис. 6. Зависимость удерживаемого перепада давления от частоты вращения вала.

1 — $r_{shaft} = 30$ mm, analytical calculation,
2 — $r_{shaft} = 30$ mm FE modeling,
3 — $r_{shaft} = 50$ mm FE modeling.

Fig. 6. Dependence of maximum retained differential pressure on shaft speed.

Анализ результатов аналитического и численного расчёта показывает, что на начальном участке различие в результатах связано с определением максимального перепада давления для неподвижного вала. До 9000 об/мин эта начальная разница давлений остаётся практически неизменной, а разница в падении давления не превышает 4%.

С дальнейшим увеличением частоты вращения аналитическая и численная кривые начинают расходиться и при 15000 об/мин разница между ними достигает 47 %.

До наиболее распространённой частоты вращения 3000 об/мин уменьшение максимального удерживаемого перепада давления незначительно.

Из-за центробежных усилий, пропорциональных квадрату линейной скорости поверхности вала, сильное снижение удерживаемого перепада давления начинается при 6000 об/мин. Для вала радиусом 30 мм при 15000 об/мин уменьшается в три раза по сравнению с неподвижным валом и составляет 8,8 кПа. Для вала с радиусом 50 мм уже при 13500 об/мин произойдёт отрыв МЖ от вала и гарантированный пробой уплотнения.

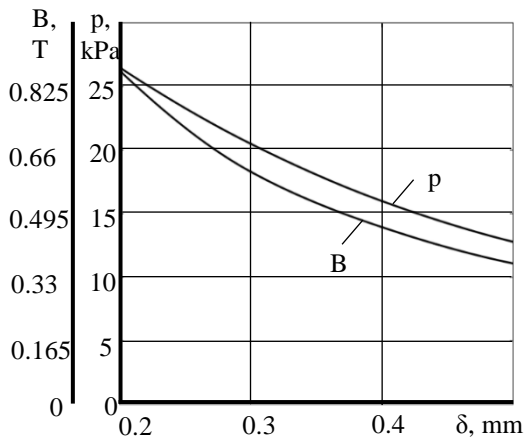


Рис. 7. Зависимость максимального удерживаемого перепада давления и максимальной магнитной индукции от величины зазора для $r_{\text{shaft}} = 30 \text{ mm}$, $n = 0 \text{ rpm}$.

Fig. 7. Dependence of maximum retained pressure drop and maximum magnetic induction on gap size for $r_{\text{shaft}} = 30 \text{ mm}$, $n = 0 \text{ rpm}$.

При производстве МЖГ зазор между валом и зубцами стремятся выполнить минимально возможным. Однако радиальные биения вала и допуски при изготовлении полюсных приставок герметизатора вынуждают завышать рабочий зазор для снижения относительного эксцентриситета при работе. Уменьшение максимального удерживаемого перепада давления при увеличении рабочего зазора герметизатора показано на рис. 7. Из графика видно, что при увеличении зазора от 0,2 мм до 0,5 мм удерживаемый перепад давления снижается на 51%. Это связано с практически аналогичным снижением максимальной индукции в зазоре из-за уменьшения магнитной проводимости системы. Для сохранения удерживаемого

перепада давления неизменным необходимо повышать намагничивающую силу магнитов, что приведёт к росту размеров герметизатора и повышению его стоимости.

Одним из эффективных способов борьбы с центробежными усилиями в высокоскоростных МЖГ является использование обращённой конструкции, у которой зубцы, концентрирующие магнитное поле выполняются на валу, а поверхность полюсной приставки остаётся гладкой [2, 3, 21, 23]. В такой конструкции центробежные силы отбрасывают МЖ к вершине зубца в область максимального магнитного поля, что препятствует снижению удерживаемого давления. На рис. 8 показано изменение максимального удерживаемого перепада давления с ростом частоты вращения вала для МЖГ обращённой конструкции. Видно, что при увеличении частоты вращения до 15000 об/мин удерживаемый перепад давления увеличивается на 48 % по сравнению с неподвижным валом.

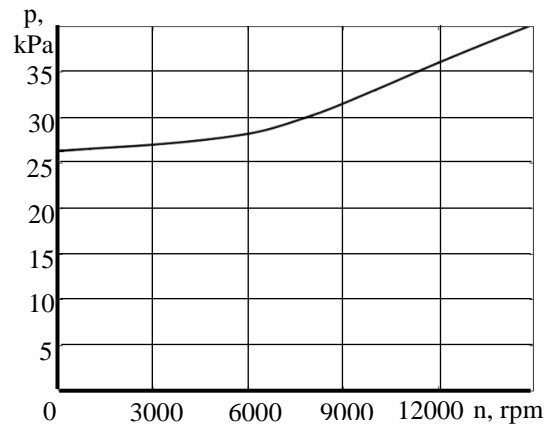


Рис.8. Зависимость максимального удерживаемого перепада давления от частоты вращения для конструкции с зубцами на валу.
Fig.8. Dependence of maximum retained differential pressure on rotational speed for the teeth-on-the-shaft design.

Выводы. Разработанная численная математическая модель для связанного расчёта магнитных и гидродинамических процессов, позволяет оценить влияние центробежных усилий от вращающегося вала на удерживаемый МЖГ перепад давления.

Показано, что при радиусе вала до 50 мм в наиболее распространённом диапазоне частоты вращения до 3000 об/мин изменение удерживаемого перепада давления, связанное с центробежными эффектами, незначительно

и не превышает 2 % от значений при неподвижном вале. Значительное проявление центробежной силы для исследованных радиусов вала начинается с 6000 об/мин.

Удерживаемый перепад давления, получаемый в результате расчёта по аналитическим формулам, на всём диапазоне частот вращения получается выше, чем при численном расчёте. Если при неподвижном вале эта разница составляет допустимые 16%, то при больших частотах вращения результаты отличаются уже в 2,5 раза, что необходимо учитывать соответствующим коэффициентом запаса при герметизации высокоскоростных валов.

Снижение удерживаемого перепада давления с ростом величины рабочего зазора в основном связано с уменьшением градиента магнитного поля в зазоре МЖГ и может быть компенсировано увеличением намагничивающей силы постоянных магнитов.

Конструкция МЖГ, когда зубцы расположены на валу, имеет повышенную герметичность за счет использования центробежных сил, но при дальнейшем увеличении частоты вращения вала МЖ сильно растечётся по поверхностям МЖГ и герметичность всё равно будет нарушена.

В качестве дальнейшего развития работы можно рассматривать учёт деформации свободной поверхности магнитожидкостной пробки, анализ влияния изменения вязкостных и магнитных свойств жидкости из-за разогрева при вращении вала на удерживаемый МЖГ перепад давления.

Литература (References)

- [1] Rosensweig R. E. Magnetic Fluid Seals U.S. Patent no. 3,620,584, 1971.
- [2] Orlov D.V., Mikhalev Yu.O., Myshkin N.K., Podgorkov, V.V., Sizov A.P. *Magnitnye Zhidkosti v Mashinostroenii* [Magnetic Fluids in Mechanical Engineering]. Moscow, 1993. 275 p.
- [3] Morozov N.A., Kazakov Yu.B. *Nanodispersnye Magnitnye Zhidkosti v Tekhnike i Tekhnologiyakh* [Nanodisperse Magnetic Fluids in Machinery and Processes]. Ivanovo, 2011. 264 p.
- [4] Ochofiski W. Dynamic Sealing with Magnetic Fluids. *Wear*, 1989, vol. 130, pp. 261–268.
- [5] Baart P., Lugt P.M., Prakash B. Review of the Lubrication, Sealing, and Pumping Mechanisms in Oil and Grease Lubricated Radial Lip Seals. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J: J. Eng. Tribol.*, 2009, vol. 223, no. 3, pp. 347-358.
- [6] Wang H. Computational Fluid Dynamics Study of Magnetic Liquid Rotary Seal for Sealing Liquid. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, vol. 1699, 012017. doi: 10.1088/1742-6596/1699/1/012017
- [7] Lampaert S. *Magnetic Fluid Bearings and Seals Methods, Design and Application*. PhD thesis. Delft University of Technology, the Netherlands, 2020. 72 p. doi: 10.4233/uuid:361ba18e-298a-483c-bfb9-0528a4ee6119
- [8] Potma O., Lampaert S., Ostayen R. Method for Transport of Ferrofluid in a Liquid Contactless Rotational Seal. *Sealing Technology*, 2018, vol. 10, pp. 7-8. doi: 10.1016/S1350-4789(18)30397-0
- [9] Mitamura Y., Yano T., Nakamura W., Okamoto E. A Magnetic Fluid Seal for Rotary Blood Pumps Behaviors of Magnetic Fluids in a Magnetic Fluid Seal with a Shield. *Magnetohydrodynamics*, 2013, vol. 49, no. 3-4, pp. 525-529. doi: 10.1177/1045389X17754261
- [10] Ming C., Haiying W., Yu D., Penglei D. Coaxial Twin-shaft Magnetic Fluid Seals Applied in Vacuum Wafer-Handling Robot *Chinese journal of mechanical engineering*, 2012, vol. 25, no. 4, pp. 706-714. doi: 10.3901/CJME.2012.04.706
- [11] Zhang H., Li D. Analysis of Split Magnetic Fluid Plane Sealing Performance. *Journal of Magnetism*, 2017, vol.22(1), pp. 133-140. doi: 10.4283/JMAG.2017.22.1.133
- [12] Hao F., Yang X., Sun P. Design of Magnetic Circuit and Simulation of Magnetic Fluid Sealing with Three Magnetic Sources. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, Vol. 740, 012003. doi: 10.1088/1757-899X/740/1/012003
- [13] Zhang H., Li D. Analysis of Split Magnetic Fluid Plane Sealing Performance. *Journal of Magnetism*, 2017, vol. 22(1), pp. 133-140. doi: 10.4283/JMAG.2017.22.1.133
- [14] Li D., Xu H., He X., Lan H. Study on the Magnetic Fluid Sealing for Dry Roots Pump. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2005, vol. 289, pp. 419-422. doi: 10.1016/j.jmmm.2004.11.118
- [15] Li S., Zheng R., Zhang Q., Li S. Numerical Analysis of Magnetic Grease Seal Pole Teeth Optimization Based on Pressure Bearing Capacity. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1081, 012002. doi: 10.1088/1757-899X/1081/1/012002
- [16] Parmar S., Ramani V., Upadhyay R.V., Parekh K. Two Stage Magnetic Fluid Vacuum Seal for Variable Radial Clearance. *Vacuum*, 2020, vol. 172, 109087. doi: 10.1016/j.vacuum.2019.109087
- [17] Urreta H., Aguirre G., Kuzhir P., Norberto L., Laccalle L. Seals Based on Magnetic Fluids for High Precision Spindles of Machine Tools. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Korean Society of Precision Engineering*, 2018, Vol. 19(4), pp. 495-503.

- [18] Horak W., Szczęch M. Experimental and Numerical Determination of the Static Critical Pressure in Ferrofluid Seals. *Journal of Physics: Conference Series*, 2013, vol. 412, 012055. doi: 10.1088/1742-6596/412/1/012055
19. Zoua J., Lib X., Lua Y., Hu J. Numerical Analysis on the Action of Centrifuge Force in Magnetic Fluid Rotating Shaft Seals. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2002, vol. 252, pp.321-323.
- [20] Radionov A., Podoltsev A., Zahorulok A. Finite-Element Analysis of Magnetic Field and the Flow of Magnetic Fluid in the Core of Magnetic-Fluid Seal for Rotational Shaft. *Procedia Engineering*, 2012, vol. 39, pp. 327-338. doi: 10.1016/j.pro-eng.2012.07.038
- [21] Radionov A., Podoltsev A., Peczkis G. The Specific Features of High-Velocity Magnetic Fluid Sealing Complexes. *Open Eng*, 2018, vol. 8, pp. 539-544. doi: 10.1515/eng-2018-0066
- [22] Chen Y., Li D., Li Z., Zhang Y. Numerical Analysis on Boundary and Flow Regime of Magnetic Fluid in the Sealing Clearance With a Rotation Shaft. *IEEE Transactions on magnetics*, 2019, vol. 55, no. 2, 4600207. doi: 10.1109/TMAG.2018.2882162
- [23] Meng Z., Jibin Z., Jianhui H. An Analysis on the Magnetic Fluid Seal Capacity. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2006, vol. 303, pp. 428-431. doi: 10.1016/j.jmmm.2006.01.060

Сведения об авторах.



Нестеров Сергей Александрович, к.т.н., и.о. заведующего кафедрой Электромеханики Ивановского государственного энергетического университета имени В.И. Ленина. E-mail: elmash@em.ispu.ru



Белов Владислав Сергеевич, магистр кафедры Электромеханики Ивановского государственного энергетического университета имени В.И. Ленина. E-mail: elmash@em.ispu.ru



Страдомский Юрий Иосифович, к.т.н., доцент, доцент кафедры Электромеханики Ивановского государственного энергетического университета имени В.И. Ленина. E-mail: elmash@em.ispu.ru