

$$c_{ж} = \sum_{i=1}^n c_i \left(\frac{ds_i}{ds} \right)^2 + \sum_{j=1}^m C_j \left(\frac{d\varphi_j}{ds} \right)^2.$$

Демпфирующая сила зависит от скорости деформации поверхности движения, которая может быть представлена уравнением вида:

$$T \cdot \dot{F}_д + F_д = k_д \cdot \dot{s}, \quad (15)$$

где: $k_д$ – приведенный коэффициент демпфирования, равный:

$$k_д = \sum_{i=1}^n k_i \left(\frac{ds_i}{ds} \right)^2 + \sum_{j=1}^m K_j \left(\frac{d\varphi_j}{ds} \right)^2.$$

Инерционная сила пропорциональна ускорению системы:

$$F_и = m \cdot \ddot{s}, \quad (16)$$

где: m – приведенная масса движущейся системы.

Из совместного решения уравнений (13), (14), (15) и (16) получим общее дифференциальное уравнение движения системы «колесо-опорная поверхность»:

$$T \cdot m \cdot \ddot{s} + m \cdot \dot{s} + (k_д + T \cdot c_{ж}) \cdot \dot{s} + c_{ж} = T \cdot \dot{F}_с + \bar{F}_с, \quad (17)$$

откуда ее передаточная функция имеет вид:

$$W(p) = \frac{|s(p)|}{F_с(p)} = \frac{T \cdot p + 1}{T \cdot m \cdot p^3 + m \cdot p^2 + (k_д + T \cdot c_{ж}) \cdot p + c_{ж}}, \quad (18)$$

где: p – оператор преобразования Лапласа;

T – постоянная времени, сек.

Таким образом, зная передаточную функцию, можно спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и т.д.).

Литература

1. Сергеев А.И. Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011.
2. Сергеев А.И. Стенд для определения коэффициента сопротивления качению и тягово-сцепных свойств колесных шасси // Автоматизация и комплексная механизация производственных процессов лесопромышленных предприятий: Сб. научн. тр. / МЛТИ. - М., 1982. - № 142. -с.99-104.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1977г., 872 с.
4. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа. Известия МГТУ «МАМИ» № 2 (6), 2008. С. 74-78.

Применение электрогидродинамического двигателя на транспортных средствах

д.т.н. проф. Соковиков В.К.
 Университет машиностроения
 (495)2230523*1444

Аннотация. В статье рассматривается электрогидродинамический двигатель, для работы которого не требуется углеводородное топливо. Работа двигателя основана на электрическом разряде в незамерзающей жидкости, расположенной в надпоршневой полости цилиндра. По данным расчетов КПД такого двигателя мо-

жет достигать 68 - 72%.

Ключевые слова: электрогидродинамический эффект, двигатель, поршень, давление, электрод

Целью исследования данной статьи является определение максимального КПД электрогидродинамического двигателя, сравнение с КПД ДВС и получение рекомендаций по использованию его в гибридных двигателях.

Рассматривается принципиальная схема электрогидродинамического двигателя, на который получен патент [1]. Отличительной особенностью двигателя по сравнению с ДВС является то, что в нем не используется углеводородное топливо.

Работа электрогидродинамического двигателя (ЭГДД) заключается в следующем (рисунок 1).

Объемы цилиндров двигателя выше верхней мертвой точки заполняются жидкостью, которая должна обеспечивать хорошие смазывающие свойства и не замерзать при минусовой температуре. Поршни цилиндров соединены с коленчатым валом двигателя и должны создавать высокую герметичность. В этих объемах устанавливаются электроды 1 и 2 с определенным зазором между ними, образуя канал разряда. На один из электродов подается высокое напряжение от электронного блока управления 3, в результате чего между этим и заземленным электродом создается плазменный разряд, испарение жидкости и повышение давления. Парожидкостная смесь перемещает поршень и связанный с ним коленчатый вал. При движении поршня давление падает и при принудительном охлаждении в районе нижней мертвой точки происходит релаксация парожидкостной смеси, создается вакуум, и поршень с большой скоростью перемещается к верхней мертвой точке. Далее снова подается электрический разряд на электроды и процесс повторяется.

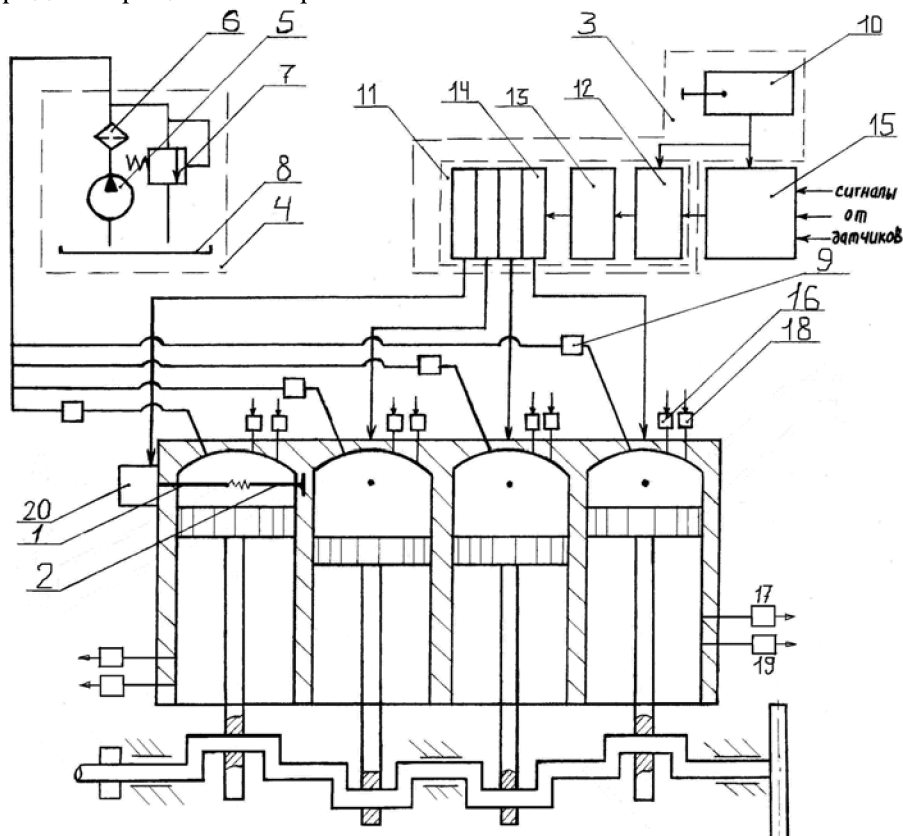


Рисунок 1 – Схема электрогидродинамического двигателя

Из описания работы ЭГДД следует, что он является двухтактным двигателем.

Для длительной исправной работы двигателя имеется компенсационная система 4, которая включает насос подпитки низкого давления 5, фильтр 6, переливной гидроклапан 7 и сливной бак 8. Последовательность и необходимость подачи жидкости в цилиндры компен-

сационной системой обеспечивают электромагнитные клапаны 9.

Электронный блок управления 3 объединяет источник электрической энергии 10 и блок формирования высоковольтных импульсов 11, в последний входят генератор импульсов 12, транзисторный коммутатор 13 и многосекционный повышающий трансформатор 14. Электрические сигналы от датчиков суммируются на сумматоре электрических сигналов 15. В качестве основных датчиков двигателя используются датчики температуры 16, 17 и датчики давления 18, 19, установленные в районах верхней и нижней мертвой точки. На сумматор могут также подаваться сигналы от разных устройств, транспортных систем и других датчиков.

Величина зазора между электродами 1 и 2 может регулироваться механизмом 20, что обеспечивает различную скорость испарения жидкости и частоту вращения коленчатого вала двигателя. Указанные параметры могут также изменяться в зависимости от величины и частоты подаваемого на электроды напряжения.

Из описания ЭГДД следует, что в нем отсутствуют клапаны, привод к ним, выхлопная труба и целый ряд устройств и систем, необходимых для работы ДВС. Однако для работы ЭГДД необходимы электрический источник питания, система охлаждения парожидкостной смеси в районе нижней мертвой точки и система охлаждения жидкости и парожидкостной смеси, находящихся в цилиндрах двигателя и обеспечивающих поддержание нормального теплового режима его работы. Работа системы охлаждения осуществляется по показаниям датчиков температуры 16 и 17. Системы охлаждения жидкости и парожидкостной смеси на рис.1 не показаны.

Проведем оценку основных характеристик электрогидродинамического двигателя.

Из рисунка 1 следует, что электрогидродинамический двигатель включает два основных элемента – электронный блок управления 3 с выходом в виде электродов 1 и 2 и блок цилиндров двигателя, выходом которого является коленчатый вал двигателя.

Работа электронного блока управления зависит от величины и сочетания индуктивности цепи разряда L и емкости конденсаторов C , которые оказывают существенное влияние на создание давления между электродами и давления в нижней мертвой точке.

Важным элементом блока цилиндров двигателя являются электроды. Их конструкция определяет время и величину разряда, а также возможность настройки оптимального зазора между ними. Характер изменения вольт-секундной характеристики в функции промежутков между электродами и времени пробоя зазора представлен на рисунке 2, [2].

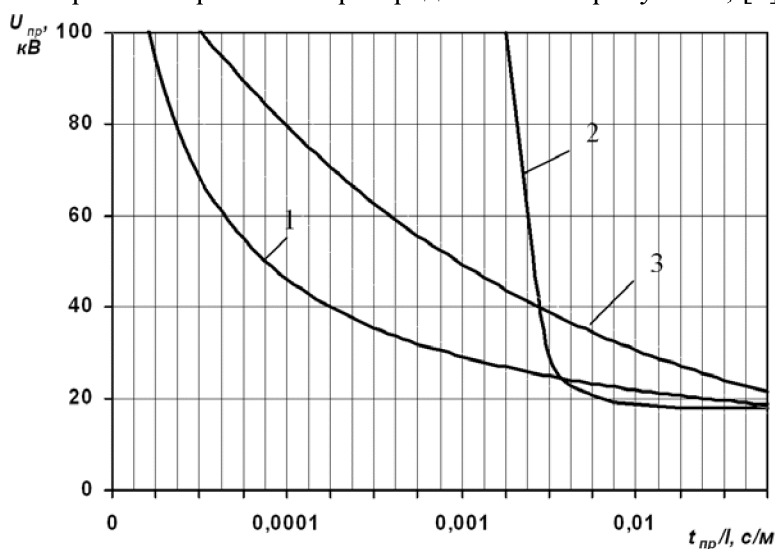


Рисунок 2 - Зависимость вольт-секундной характеристики системы от отношения времени пробоя к зазору между электродами и типа электродов

На рисунке 2 обозначено:

$U_{пр}$ – вольт-секундная характеристика зазоров в однородном поле с учетом перегрева жид-

кости (напряжение пробоя), кВ;

$t_{пр}$ – время пробоя зазора;

l – расстояние между электродами.

Электроды могут быть: отрицательно заряженный стержень – положительно заряженная плоскость, кривая 1; положительно заряженный стержень – отрицательно заряженная плоскость, кривая 2; и два стержня с разными зарядами, кривая 3.

Для работы двигателя наиболее целесообразен второй случай, когда положительно заряженный стержень и отрицательно заряженная плоскость, соединенная с корпусом цилиндра и транспортного средства.

При значении параметра $R_{отн} = \frac{R_a}{2} \cdot \sqrt{\frac{L}{C}}$ на активном сопротивлении канала разряда

R_a развивается предельно возможная мощность. Удельная крутизна этой мощности, передаваемой между электродами в жидкость, определяется по следующему уравнению [2]:

$$\frac{dN_{max}}{dt} = 3,4 \cdot 10^7 \cdot U_{пр}^2 \cdot C^{-\frac{1}{4}} \cdot L^{-\frac{3}{4}} \quad (1)$$

Напряжение пробоя между зазорами электродов $U_{пр}$ задается по данным рисунка 2.

От параметров, представленных в уравнении (1), зависит оптимальная длина промежутка между электродами:

$$l_{опт} = 8 \cdot 10^{-9} \cdot U_{пр}^{1,5} \cdot \left(\frac{C}{L}\right)^{1,4} \quad (2)$$

Результаты расчета удельной крутизны электрической мощности $\frac{dN_{max}}{dt}$, передаваемой между электродами, и оптимальной длины промежутка $l_{опт}$ от напряжения пробоя $U_{пр}$ при $C = 0,25 \cdot 10^{-6} \Phi$ и $L = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}$ представлены в таблице 1.

Таблица 1

Изменение удельной крутизны электрической мощности и оптимальной длины промежутка между электродами от напряжения пробоя

$U_{пр}, \text{кВ}$	20	40	50	60
$\frac{dN_{max} \cdot 10^{10}}{dt} \frac{\text{кВт}}{\text{с} \cdot \text{м}}$	2	3,06	3,3	3,7
$l_{опт} \cdot 10^{-3}, \text{м}$	2,24	6,4	8,9	11,75

Из таблицы 1 следует, что чем больше напряжение пробоя, тем больше удельная крутизна электрической мощности и оптимальная длина промежутка между электродами.

Для напряжения пробоя $U_{пр} = 20 \dots 40 \text{ кВ}$ оптимальный зазор между электродами изменяется от $2,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $6,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, т.е. зазоры достаточно большие и легко регулируемые.

Давление в канале разряда в результате испарения жидкости зависит от удельной крутизны электрической мощности и определяется по формуле:

$$p_a = \frac{0,45 \cdot \left(\frac{dN_{max}}{dt}\right)^{\frac{2}{3}}}{4,3 + 0,039 \cdot \left(\frac{dN_{max}}{dt}\right)^{\frac{1}{6}}} \quad (3)$$

Приведенные формулы показывают, что удельная крутизна электрической мощности

dN_{\max}/dt , оптимальная длина промежутка между электродами $l_{\text{опт}}$ и давление в канале разряда p_a зависят от емкости конденсатора C и индуктивности цепи разряда L электронного блока питания. Изменяя емкость C и индуктивность L , можно добиться увеличения прежде всего удельной крутизны электрической мощности dN_{\max}/dt и остальных параметров двигателя.

На рисунке 3 приведен график изменения давления p_a в канале разряда в функции индуктивности $L \cdot 10^{-3}$ Гн при напряжении пробоя $U_{\text{пр}} = 40$ кВ и емкости $C = 0,01 \cdot 10^{-6}$ Ф. Из рисунка 3 видно, что уменьшение индуктивности L от $2,2 \cdot 10^{-3}$ до $0,02 \cdot 10^{-3}$ Гн приводит к увеличению давления p_a от 62 до 130 МПа.

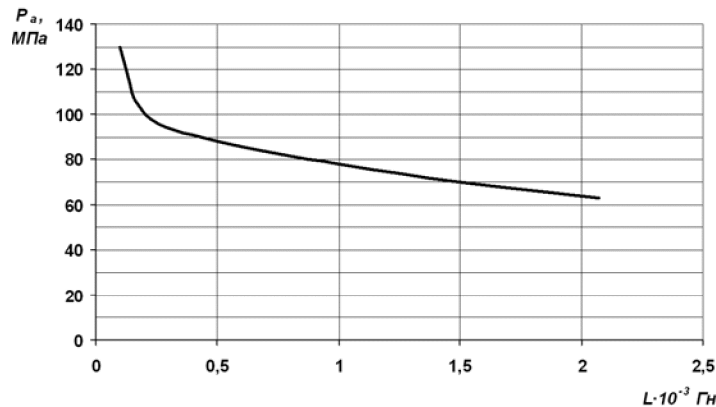


Рисунок 3 - Зависимость давления в канале разряда от индуктивности цепи разряда

Аналогично влияние и емкости C . На рисунке 4 показано изменение давления p_a при напряжении пробоя $U_{\text{пр}} = 40$ кВ и индуктивности $L = 2,2 \cdot 10^{-3}$ Гн в функции емкости C . При уменьшении емкости C с $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $0,01 \cdot 10^{-6}$ Ф давление p_a возрастает до 62 МПа.

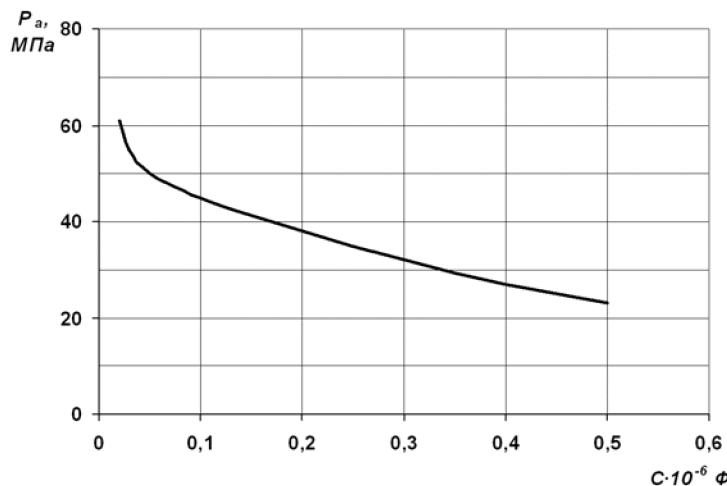


Рисунок 4 - Зависимость давления в канале разряда от емкости конденсатора

Следовательно, для увеличения давления p_a целесообразно уменьшение индуктивности L и емкости конденсатора C . Однако влияние этих параметров на давление p_a различно, поэтому целесообразно рассмотреть изменение давления p_a в канале разряда в функции C/L . На рисунке 5 представлены графики давления p_a при изменении C/L от $0,01 \cdot 10^{-3}$ до

$$0,2 \cdot 10^{-3} \frac{\Phi}{\Gamma \text{н}}$$

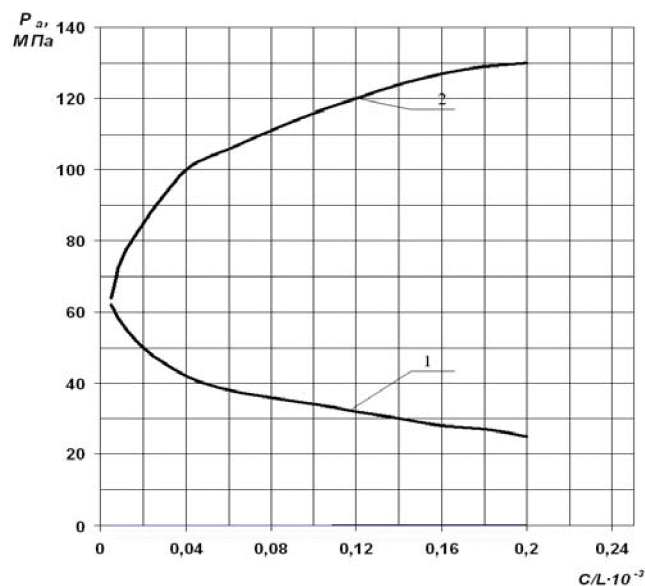


Рисунок 5 – Зависимость давления в канале разряда от отношения емкости конденсатора C к индуктивности канала разряда L

Кривая 1 получена в результате увеличения емкости C , а кривая 2 – уменьшения индуктивности L . Рисунок 5 показывает, что целесообразно уменьшать индуктивность при сохранении электроемкости C . Вместе с тем существенное уменьшение индуктивности (рисунок 3) приводит к значительному росту давления p_a в канале разряда.

При электрическом разряде между электродами в канале разряда в процессе испарения жидкости происходят потери энергии, которые оцениваются акустическим кпд η_a . При дальнейшем движении парожидкостной смеси по объему цилиндра возникают гидравлические потери, рассматриваемые в виде гидравлического кпд η_r . Это два вида основных потерь, которые имеют место в цилиндре двигателя при движении поршня. Оценим их значения.

Акустический кпд определяет долю выделившейся в канал разряда электрической энергии, переходящей в энергию пробоя между электродами и энергию, затраченную на испарение жидкости. По данным [3], этот кпд в больших объемах максимально равен 0,36. Однако некоторые конструктивные изменения разрядной камеры [4] могут его повысить до 0,6 и более. Приведенные значения акустического кпд характерны для больших объемов и значительных расстояниях между электродами, $l > 30 \text{ см}$. В незначительных объемах рабочих камер цилиндров двигателя с ограниченными расстояниями между электродами преобладает лидерный, или тепловой режим разрядов, и практически вся электрическая энергия преобразуется в энергию пробоя. При этом различие между лидерным и тепловым режимами пробоя заключается в том, что при лидерном пробое энергия движения парожидкостной смеси (больше 50%) преобладает над энергией ударной волны. Такой пробой наиболее целесообразен, т.к. перемещение поршня цилиндра двигателя в основном происходит за счет движения парожидкостной смеси, а ударная волна создает дополнительные нагрузки на механические элементы двигателя. Тепловой режим пробоя возникает при сравнительно низких напряженностях поля, не превышающих 36 кВ/см (для воды), при этом пробой межэлектродного промежутка происходит по газовому мостику, образуемому в результате разогревания и испарения жидкости током проводимости.

Граница, разделяющая лидерный и тепловой режимы пробоя, при использовании в качестве рабочей жидкости воды может быть оценена по эмпирической зависимости [5], где переменной является длина зазора l между электродами:

$$l = 60 \cdot U_{\text{пр}}^2 \cdot \sqrt[3]{C}$$

Ограниченность объема рабочих камер цилиндров двигателя оказывает также существенное влияние на развитие плазменного канала между электродами при высоковольтном электрическом пробое жидкости. Наличие металлического экрана в виде стенок цилиндра приводит к стабилизации плазменного канала разряда при лидерном или тепловом режимах пробоя вследствие образования индуцированного соленоидального магнитного поля. Если в больших объемах жидкости электрический пробой водного промежутка при напряженности электрического поля не более 3,5 кВ/см является маловероятным, то в условиях сильно стесненного пространства тепловой режим пробоя при столь низкой напряженности поля достаточно надежно воспроизводится.

Вместе с тем незначительный объем жидкости в цилиндрах двигателя при сравнительно большом выделении энергии обуславливает рост температуры жидкости и статического давления внутри цилиндра. Следовательно, существуют оптимальные условия, при которых наилучшим образом осуществляется электрический разряд с максимально полным выделением энергии разряда в жидкость, а значит, с максимальным акустическим кпд. Оптимальные условия разряда зависят от объема рабочих камер цилиндра, гидростатического давления, времени гидродинамического процесса при движении парожидкостной смеси, скорости звука при прохождении его в парожидкостной смеси, энергии разряда, времени выделения энергии в канал разряда, длины зазора между электродами и т.д. Т.е. определение оптимальных условий, при которых происходит максимальное выделение электрической энергии в жидкость с минимальными ее потерями при движении парожидкостной смеси и обеспечивается максимальный гидравлический и акустический кпд, является сложной гидродинамической задачей.

Стабилизирующее влияние стенок цилиндра двигателя на электрический разряд обеспечивает надежное воспроизведение лидерного режима разряда, при котором по экспериментальным данным [5] в канале разряда может выделиться более 85% энергии, подведенной к электродам, т.е. при этом $\eta_a \geq 0,85$.

При дальнейшем движении парожидкостной смеси в результате трения между слоями смеси происходит уменьшение давления. Поэтому уменьшение трения должно привести к росту давления $p_{\text{ф}}$, действующего на поршень цилиндра, и гидравлического кпд двигателя. Трение между слоями жидкости может быть уменьшено в результате использования жидкости DOW Corning 200 вместо воды или в сочетании с водой. Эта жидкость имеет вязкость в два раза меньшую, чем вода и, как следствие, меньшее трение между слоями смеси. Температурный диапазон ее применения от -40°C до $+200^\circ\text{C}$. Аналогично использование силиконовой (кремнеорганической) жидкости полиметилсилоксана (ПМС) с вязкостью 0,65 сСт. Она также имеет широкий температурный диапазон.

Хороший эффект дает применение в качестве рабочей жидкости минеральных масел. Так, авторами [4] было получено увеличение гидравлического кпд в два и более раза при использовании минеральных масел по сравнению с гидравлическим кпд в воде при удалении от канала разряда на $12 \cdot 10^{-2}$ м (таблицу 2).

Таблица 2

Изменение гидравлического кпд в разных жидкостях

№№ п/п	жидкость	$\eta_{\text{гmax}}$
1	антифриз	0,25
2	вода	0,35-0,4
3	машинное масло	0,5-0,6
4	трансформаторное масло	0,7-0,8

Наибольший гидравлический кпд имеет трансформаторное масло, равный 0,7-0,8, что в два раза больше гидравлического кпд воды.

С увеличением относительной длительности разряда наибольшее значение гидравлического КПД перемещается из зоны, соответствующей предельному лидерному разряду, в зону предельного теплового разряда. При этом наибольшее значение КПД достигается при следующих значениях параметров: $X_1 = 10$, $X_2 = 1,3$, $X_3 = 0,0358\sqrt{X_1}$, где:

$$X_1 = \frac{E_0}{p_0 V}; \quad X_2 = \frac{a_0 \tau}{\sqrt[3]{V}}; \quad X_3 = \frac{l}{\sqrt[3]{V}}.$$

Здесь: E_0 – энергия разряда; p_0 – гидростатическое давление; V – объем рабочей камеры цилиндра двигателя; a_0 – скорость звука в парожидкостной смеси; $\tau = \sqrt[3]{V}/a_0$ – время гидродинамического процесса; l – зазор между электродами.

Вместе с тем экспериментальные исследования [5], проведенные авторами в широком диапазоне значений емкости электрической цепи (от 6 до 100 мкФ), объема рабочей камеры (от 130 до 1600 см³), напряжения пробоя (от 2 до 20 кВ), зазора между электродами (от 1 до 20 мм) с пятикратным воспроизведением опытной точки, показали, что в малых объемах гидравлический КПД может достигать в воде $\eta_r = 0,7 \dots 0,8$ и более при зазоре между электродами $l = 4,5 - 7$ мм. Отсюда следует, что при селективном подборе жидкости можно подобрать для использования в двигателях такую жидкость с соответствующими присадками, в которой был бы минимальный коэффициент трения между слоями и достаточно высокий гидравлический КПД, равный 0,9 – 0,95. Следует учитывать, что максимальный гидравлический и акустический КПД могут быть получены при потребных значениях емкости конденсатора и индуктивности цепи разряда электронного блока питания, а также при нормальном гидростатическом давлении и температуре жидкости.

Увеличение гидростатического давления при прочих равных условиях согласно параметру X_1 эквивалентно уменьшению энергии E_0 , т.е. приводит к уменьшению гидравлического КПД. Увеличение температуры парожидкостной смеси и жидкости в районе нижней мертвой точки перемещения поршня также приводит к уменьшению гидравлического КПД. Чем ниже температура жидкости, тем выше технические показатели электрогидродинамического двигателя.

Исследованиями [6] было также установлено, что величина гидравлического КПД зависит от площади поверхности жидкости и ее объема. Так, для больших объемов, используемых в гидравлических прессах, гидравлический КПД значительно ниже указанных. Расчет уменьшения давления по уравнениям для больших объемов показывает, что гидравлический КПД при электрическом разряде $U_{пр} = 40$ кВ не превышает $\eta_r \approx 0,36$, что значительно ниже, чем в объемах цилиндров двигателя.

Некоторое приближенное оценочное исследование параметров электрогидродинамического двигателя при электрическом разряде между электродами может быть получено из решения следующей системы дифференциальных уравнений [5].

1. Выделяемая энергия разряда, соответствующая заданному закону: $E(t) = \frac{E_0 \cdot t}{\tau}$.

2. Уравнение гидродинамики сжимаемой жидкости:

- уравнение ускорения движения $\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{\partial p_a}{\partial r}$;

- уравнение связи перемещения частиц парожидкостной смеси со скоростью $v = \frac{\partial R}{\partial t}$;

- уравнение неразрывности парожидкостной смеси $\frac{\partial(\rho \cdot \Delta)}{\partial t} = 0$,

где: R – эйлерова пространственная координата;
 r – лагранжева пространственная координата;
 v – скорость движения парожидкостной смеси;
 x – перемещение поршня;
 ρ – плотность парожидкостной смеси в данном месте поля;
 p_a – давление в жидкости в канале разряда;
 Δ – плотность кольцевой ячейки лагранжевой сетки.

3. Уравнение состояния парожидкостной смеси (уравнение Тэта):

$$p_a = p_o + B \left[\left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^n - 1 \right],$$

где: $B = 3,047 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, $n = 7,15$, p_o и ρ_o – давление и плотность жидкости в невозмущенной среде.

4. Условие сохранения энергии, вводимой в канал разряда, на границе раздела жидкости и газовой полости:

$$E_B + A = E,$$

здесь: $E_B = p_a \cdot V_o (\gamma - 1)$ – внутренняя энергия газовой полости при испарении жидкости;

E – энергия, выделяемая в канал разряда;

$\gamma = 1,26$ – показатель адиабаты газа в канале разряда;

A – работа, совершаемая парожидкостной смесью,

$$A = \int_{V_o}^{V_k} p_\phi dV_k;$$

V_k – объем рабочей камеры цилиндра двигателя;

V_o – объем жидкости между электродами.

5. Внешнее граничное условие движения поршня гидроцилиндра двигателя:

$$\frac{d^2 R_n}{dt^2} = \frac{p_\phi}{\rho_c x},$$

где: R_n – радиус поршня;

ρ_c – плотность парожидкостной смеси у поршня в нижней мертвой точке;

p_ϕ – давление в парожидкостной смеси в данном месте поля.

Начальные условия имеют вид: $t = 0$; $R = r$; $\frac{\partial r}{\partial t} = 0$.

Точное решение данной системы уравнений представляет определенную сложность, поэтому для ее решения следует использовать численно конечно-разностный метод с использованием разностной схемы второго порядка точности. Неявные граничные условия могут быть получены итерационным методом Ньютона-Рафсона.

Проведенные исследования показали следующие показатели работы электрогидродинамического двигателя: гидравлический КПД двигателя $\eta_r \approx 0,9 - 0,95$; акустический КПД $\eta_a \geq 0,85$. При $\eta_r = 0,92$, $\eta_a = 0,92$ с учетом механического КПД двигателя при движении

поршня и кпд вспомогательных устройств общий кпд двигателя может ориентировочно достигать $\eta = 0,68 - 0,72$. Полученный кпд электрогидродинамического двигателя выше кпд ДВС и может с ним конкурировать на транспортных средствах. Электрогидродинамический двигатель, используемый совместно с ДВС (гибридный двигатель) может широко применяться на транспортных средствах как в городских, так и в полевых условиях. Он является экологически чистым, поэтому его эксплуатация предпочтительнее, чем ДВС. Дальнейшие работы по электрогидродинамическому двигателю должны еще больше повысить его экономические показатели и технические возможности.

Литература

1. Соковиков В.К., Строков П.И. и др. Поршневой электрогидравлический двигатель. Патент на изобретение № 2278297, бюл. № 17 от 20.06.2006г.
2. Электротехнический справочник. Под общей редакцией профессоров МЭИ В.Г. Герасимова, П.Г. Грудинского и др. М., Энергоатомиздат, 1988, с. 616.
3. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта. / Г.А. Голый, П.П. Малышевский, Е.В. Кривицкий и др. М.: Машиностроение, 1977, 320с.
4. Об оценке полного гидродинамического кпд электрического разряда в воде. / Г.Н. Гаврилов, А.Г. Рябинин, Г.А. Рябинин и др. // Журн. техн. Физики. 1977, т. 47, вып. 7, с. 1506-1509.
5. Богдавленский К.Н., Вагин В.А., Кобышев А.Н. и др. Гидропластическая обработка металлов. Ленинград «Машиностроение» Ленинградское отделение 1988г., София Техника 1988, 256с.
6. Соковиков В.К. Электрогидродинамический двигатель. Автомобильная промышленность № 5, 2008г., с. 11-14.

Форма контакта эластичного колеса с деформируемым грунтом и расчет глубины колеи

к.т.н. Соловьев В.И., д.т.н. проф. Шухман С.Б., Капралова М.А.
ОАО «НАМИ-сервис»

8(499)153-75-16, ns-engineer@yandex.ru

Аннотация. В работе рассматривается влияние расчетной формы контакта эластичного колеса при взаимодействии с деформируемым грунтом на глубину колеи. Решаются проблемы адекватности принятых теоретических моделей, приводятся расчетные уравнения и графики.

Ключевые слова: эластичное колесо, форма контакта, глубина колеи, грунт.

Для эксплуатации автомобилей в тяжелых условиях бездорожья все большее распространение получает использование шин большого диаметра и сверхнизкого давления, имеющих значительную деформацию. Для расчетного определения глубины колеи, образуемой такими шинами, нередко используют формулы для определения глубины колеи при проходе жесткого колеса, радиус которого равен так называемому «эквивалентному радиусу» $r_{\text{эkv}}$. Напомним, что в подавляющем большинстве случаев при выводе этих формул предполагается следующая взаимосвязь между вертикальной составляющей давления dF_z в произвольной точке контакта и глубиной ее погружения в грунт h :

$$dF_z = c \cdot h^\mu \cdot \cos \alpha \cdot dS, \quad (1)$$

где: c и μ - параметры деформации грунта;

dS и α - длина элементарной площадки колеса в контакте с грунтом и угол ее наклона к горизонтали.

Поскольку для жесткого колеса угол θ между радиусом r , проведенным в данную