РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ и ГАЗА
имени И. М. ГУБКИНА
Базовый ВУЗ нефтегазового комплекса России

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОДНОВИНТОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН С УЧЕТОМ УПРУГИХ СВОЙСТВ ОБКЛАДКИ СТАТОРА

Исполнитель: **Коваленок А.Е.**

Научный руководитель: **Балденко Ф.Д.**

Работа выполнена по гранту компании British Petroleum

Москва, 2011 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
Условные обозначения 4
1. Особенности характеристик одновинтовых гидравлических машин (ОГМ) 6
2. Факторы, влияющие на характеристики ОГМ 7
3. Упругие свойства эластомера обкладки статора как один из основных факторов, определяющих характеристики ОГМ 8
4. Анализ исследований физических свойств эластомеров статоров винтовых забойных двигателей (ВЗД) 12
5. Построение универсальной зависимости «деформация – нагрузка» 14
6. Моделирование характеристик ОГМ с учетом упругих свойств обкладки статора 19
7. Методика определения среднего зазора по длине проточной части контактной линии в заданном режиме 20
8. Влияние движения контактной линии на характеристики ОГМ 21
9. Установление закономерности изменения коэффициента расхода утечек 25
10. Алгоритм расчета характеристики ОГМ 29
11. Экспериментальный стенд для исследования характеристик ОГМ 33
Заключение 34
Список литературы 35

Введение

В последние годы всё большее распространение в нефтегазовой промышленности получают одновинтовые гидравлические машины (ОГМ), используемые в качестве насосов для добычи нефти в осложненных условиях и гидромоторов для бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин. Эффективность применения ОГМ, относящихся к классу объемных роторно-вращательных гидромашин, во многом связана со знанием их характеристик, которые необходимы для выбора оптимальных режимов эксплуатации и определения путей дальнейшего совершенствования конструкций ОГМ и технологических процессов с их использованием.

В настоящее время внимание к характеристикам ОГМ еще более повышается в связи с внедрением автоматизированных регулируемых приводов и средств управления, для эффективного использования которых точный расчет или пересчет характеристик гидромашины (в том числе прогнозирование их изменения в ходе эксплуатации) становится непременным условием, распространением инновационных технологических процессов (газожидкостных, колтюбинговых, бурение с регулированием давления и др.), чувствительных к изменению режимов работы гидравлического оборудования, а также с появлением новых конструкционных материалов для изготовления рабочих органов.

Рабочим органом ОГМ является винтовой героторный механизм – зубчатая косозубая пара внутреннего циклоидального зацепления, состоящая из z_2-заходного металлического ротора (винта) и z_1-заходного статора (обоймы) с эластичной внутренней обкладкой ($z_1 = z_2 + 1$), между винтовыми поверхностями которых образуются рабочие камеры. В общем случае различают традиционные (с однозаходным ротором и двухзаходным статором) и многозаходные ($z_2 \geq 2$) одновинтовые гидромашины.

Ведущие фирмы-производители ОГМ проводят стендовые испытания каждого насоса или гидродвигателя с целью получения их фактических характеристик при определенном натяге в паре и физико-механических свойствах эластомера обкладки статора, что позволяет в дальнейшем наиболее эффективно использовать гидромашину или рабочую пару в заданном технологическом процессе. Однако это приводит к дополнительным затратам и усложняет процесс проектирования систем ОГМ в целом. Кроме того, в процессе эксплуатации характеристики ОГМ постоянно изменяются вследствие износа рабочих органов (РО), изменения условий и режимов эксплуатации. Таким образом, актуальной становится проблема идентификации текущих характеристик ОГМ с целью оперативной корректировки их режимных параметров.

Для повышения эффективности проектирования, исследования и эксплуатации ОГМ необходимо создание адекватных (но при этом приспособленных для практического использования) математических моделей для расчета их фактических характеристик, оценки влияния на них различных факторов и степени износа РО в процессе эксплуатации, а также для создания оптимальных алгоритмов автоматизированного управления ОГМ в различных технологических процессах.

Условные обозначения

B – критерий влияния движения контактных линий;
C – коэффициент гидромеханических потерь;
c_θ – относительный средний зазор;
$D_к$ – контурный диаметр;
$D_{раст}$ – диаметр расточки остова статора;
$D_{ср}$ – средний диаметр винтовой поверхности статора (диаметр выступов ротора – расчетный диаметр);
E – равновесный модуль упругости резины;
e – эксцентриситет;
$F_Г$ – главный вектор радиальных гидравлических сил;
H – твердость резины;
$h_{ср}$ – средняя толщина деформируемого кольца резины (расчетная толщина обкладки);
$h_{\min}$ – минимальная толщина обкладки статора;
i – кинематическое отношение;
j – возможное число точек контакта с образованием зазора;
k – число шагов РО;
L – длина РО;
$L_к$ – длина контактных линий;
$L_{к_1}$ – длина первой контактной линии;
M – крутящий момент винтового забойного двигателя (ВЗД);
$M_{инд}$ – индикаторный (идеальный) крутящий момент ВЗД;
n – частота вращения ВЗД;
n_x – частота вращения ВЗД в холостом режиме;
P – перепад давления в ВЗД;
$P_к$ – межвитковый перепад давления;
Q – объёмный расход жидкости;
$_\Delta Q$ – объёмные потери;
$_\Delta Q_n$ – объёмные потери за счет движения контактных линий;
$_\Delta Q_P$ – объёмные потери за счет перепада давления;
S – площадь живого сечения РО;
S_θ – площадь винтообразной щели по контактной линии;
t – шаг ротора; T – шаг статора;
u – смещение ротора относительно статора;
V – расчетный рабочий объём ВЗД;
x – число расчетных точек контакта в характерном сечении;
z_2 – число зубьев ротора; z_1 – число зубьев статора;
δ – диаметральный натяг в паре;
ε – деформация обкладки статора;
γ – угол подъёма винтовой линии по диаметру выступов ротора;
$\theta_{ср}$ – средний расчетный зазор по длине первой контактной линии;
θ_i – радиальный зазор в i-ой точке контакта;
μ – коэффициент расхода утечек;
ν – кинематическая вязкость жидкости;
$\Pi_{F_Г}$ – критерий нагрузки;
π_M – критерий момента;
ρ – плотность жидкости.

1. Особенности характеристик одновинтовых гидравлических машин

В идеальной объемной гидромашине характеристики Q-P, n-M - абсолютно жесткие (рис. 1а), в реальной гидромашине эти зависимости представляются слегка падающими линиями (рис. 1б), что объясняется увеличением объёма жидкости, перетекающей через неплотности рабочих камер с ростом перепада давления

Исключением являются ОГМ, у которых реальные характеристики (рис. 1в) в отличие от объемных гидромашин других типов существенно отличаются от идеальных, построенных без учета потерь.

По мере роста давления (крутящего момента) подача (частота вращения) насоса (двигателя) вначале снижается незначительно, а при приближении к режиму предельного давления (тормозному режиму) – резко. Кривые полезной мощности и КПД имеют экстремальный характер. Таким образом, по своим характеристикам ОГМ – особый вид объёмной гидромашины.

Данная особенность ОГМ обусловлена нестандартным конструктивным исполнением их РО, а именно наличием эластичной обкладки статора, что приводит к явлению непостоянной ориентации ротора при его движении внутри статора и сопровождается смещением центра ротора относительно его номинального положения в соответствие с идеальной геометрией циклоидального зацепления РО, и появлением одностороннего зазора, образующегося между ротором и статором по длине контактной линии, который в свою очередь определяет расход утечек и предельное давление гидромашины.

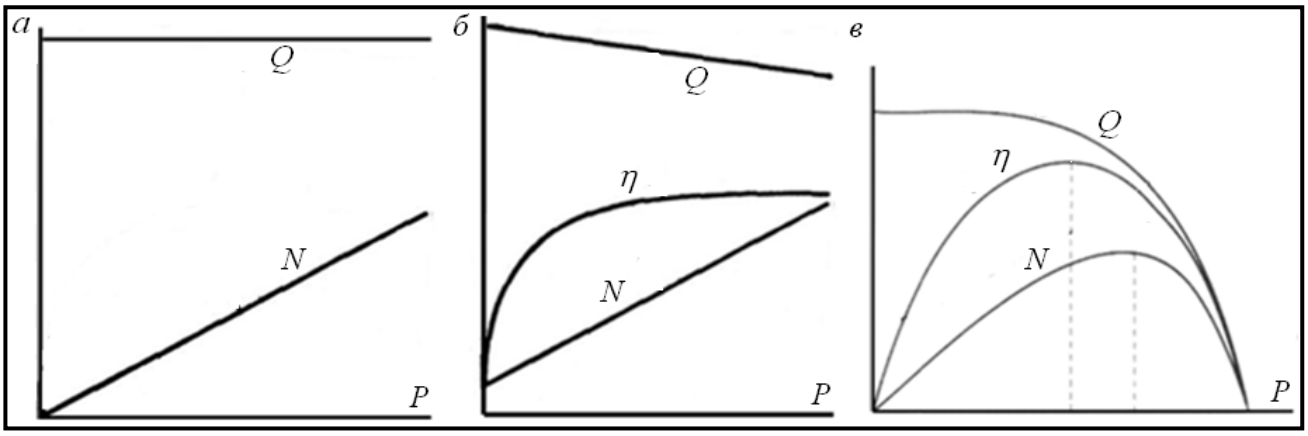


Рис. 1. Характеристики объёмных насосов:
а – идеальная, б – реальная, в – реальная одновинтового насоса

2. Факторы, влияющие на характеристики ОГМ

В общем случае при определенном режиме эксплуатации характеристики ОГМ зависят от:

- геометрических параметров РО (кинематического отношения i, формы профиля, контурного диаметра $D_к$, шага T, числа шагов k, натяга δ, толщины эластичной обкладки статора);
- показателей свойств рабочей жидкости на входе в ОГМ (плотности ρ, вязкости ν, газосодержания β, давления насыщения);
- давления жидкости на входе гидромашины;
- физико-механических свойств материалов пары ротор-статор (плотности, модуля упругости, твердости);
- степени износа и набухания РО;
- режимных параметров (для насоса - частота вращения n, для двигателя – объемный расход Q жидкости);
- конструктивных особенностей (РО, соединение ротора и выходного вала, общая компоновка).

3. Упругие свойства эластомера обкладки статора как один из основных факторов, определяющих характеристики ОГМ

Для ОГМ одним из основных факторов, определяющих особенности рабочего процесса и характеристики гидромашины, являются физико-механические свойства обкладки статора, которая выполняет также и функцию радиальной опоры, воспринимая нагрузки от гидравлических и инерционных сил.

Упругие свойства эластомера, как было отмечено ранее, существенным образом влияют на размеры зазора, образующегося на проточной части линии контакта РО, что определяет объёмный КПД и нагрузочную способность гидромашины.

Кроме того, упругие свойства эластомера оказывают влияние на механические потери при относительном движении РО на уплотнительной части линии контакта, что определяет механический КПД и пусковые свойства гидромашины.

В связи с этим, установление точных аналитических зависимостей для описания характеристик ОГМ во многом зависит от возможностей моделирования упругих свойств эластомера с учетом конструктивных особенностей статора как сборочной единицы в зависимости от плоской и пространственной геометрии РО, толщины эластомера и разнотолщинности обкладки во впадине и выступе профиля.

Влияние твердости и толщины эластичной обкладки статора на характеристики ОГМ во многом тождественно увеличению числа шагов или натяга в паре, поскольку от твердости и толщины обкладки статора зависит радиальная деформация статора и, в конечном счете, фактический натяг (зазор) в паре.

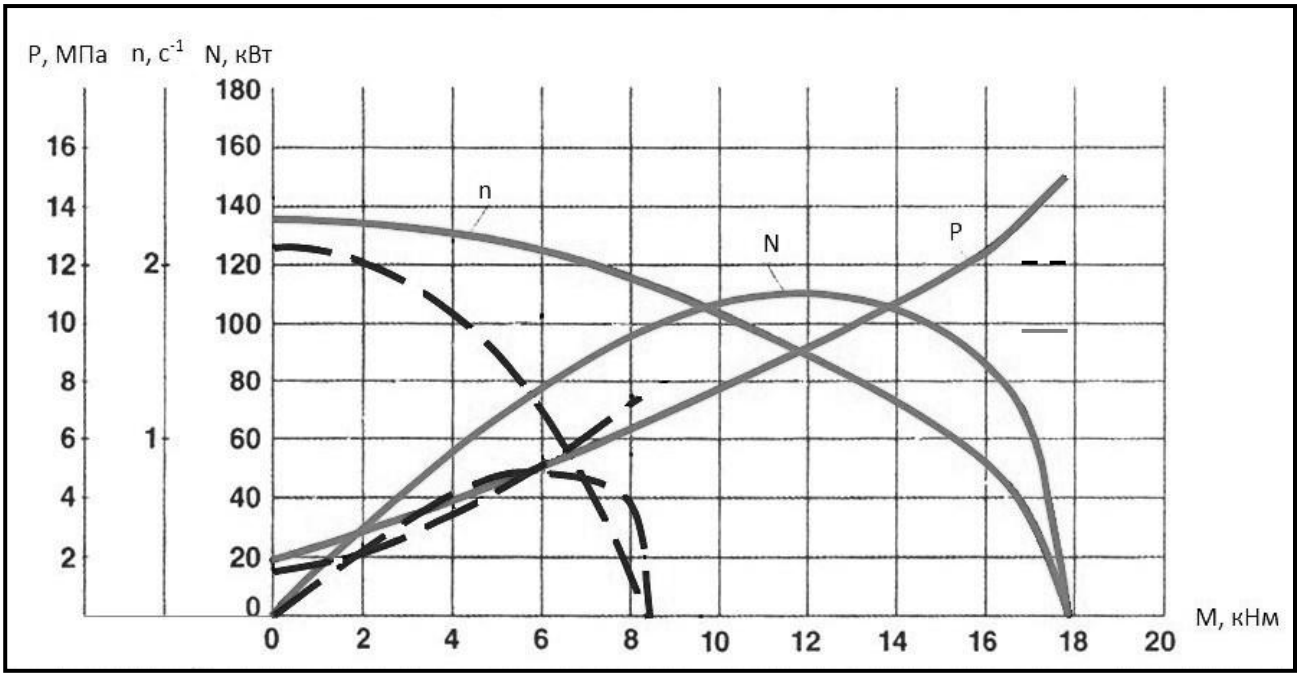


Рис. 2. Влияние неравномерности толщины обкладки статора на характеристику ВЗД (Q=30 л/с, i=9:10, δ=0,1 мм, длина активной части статора 1800 мм): I – Д2-195, II – Д2-195П

Наглядным подтверждением существенности влияния упругих свойств эластомера на характеристики ОГМ является сопоставление характеристик винтовых забойных двигателей (ВЗД) с традиционной конструкцией статора (Д2-195) и профилированным статором (Д2-195П) (рис. 2), находящим все большее распространение в конструкциях ОГМ.

На основании сравнительного анализа представленных характеристик ВЗД можно сделать следующие выводы:

- при переходе на схему РО с равномерной толщиной обкладки статора перепад давления в холостом режиме незначительно возрастает, что свидетельствует о росте гидромеханических потерь вследствие увеличения жесткости обкладки статора;
- несмотря на увеличение перепада давления в холостом режиме частота вращения ВЗД увеличивается, что можно объяснить снижением расхода утечек в РО за счет уменьшения зазора, образующегося между ротором и статором вследствие повышенной жесткости обкладки статора;
- благодаря уменьшению расхода утечек в РО, повышению объемного КПД и допускаемого межвиткового перепада давления значительно (в два раза) возрастают тормозной момент и максимальная мощность ВЗД.

Как видно из вышеприведенного анализа, использование только равновесного модуля эластомера при оценке упругих свойств обоймы как цельного резинометаллического изделия является недостаточным. Необходимо ввести понятие и выработать методику определения ***эквивалентного модуля упругости обоймы*** с учетом, как физических свойств, так и разнотолщинности эластичной обкладки. Данный показатель будет определять упругие свойства обоймы как сборочной единицы, отражая, в частности, различие характеристик ОГМ, оснащенных обоймами различных конструкций (традиционной и с равномерной толщиной обкладки).

Для введения в теорию ОГМ данного показателя проанализируем основные положения теории вязкоупругих свойств эластомеров и резинометаллических изделий, получивших распространение в технике, а также фундаментальные работы, проведенные в ходе теоретических и экспериментальных исследований рабочего процесса одновинтовых насосов и ВЗД.

В общем случае деформация резины состоит из двух слагаемых: упругой деформации, обусловленной изменением средних расстояний между атомами, и высокоэластичной деформации, обусловленной изменением формы цепей.

Вторая составляющая во много раз превосходит первую, поэтому упругой деформацией, подчиняющейся закону Гука, можно пренебречь за исключением низкотемпературных режимов. При этом зависимость напряжения σ от деформации ε можно представить в известном виде:

$$\sigma = E\varepsilon, \qquad (1)$$

где E – модуль упругости, зависящий от деформации и определяемый в дифференциальной форме.

В общем случае деформации резины высокоэластичный модуль упругости состоит из двух составляющих

$$E = E_\infty + E_1, \qquad (2)$$

где E_∞ – условно равновесный модуль, определяющий вклад эластичных сил, E_1 – неравновесная часть модуля, определяющая влияние внутреннего трения и сил сопротивления резин к деформированию.

При эксплуатации реальных изделий эластомер обычно не подвергается большим деформациям, превышающим нескольких десятков процентов, поэтому в инженерных расчетах нет необходимости учитывать изменение поперечного сечения и расчет напряжения можно вести по удельной нагрузке, отнесенной к площади начального сечения (в нашем случае к условной площади поверхности контакта ротора и статора).

Различают равновесные модули эластомеров в статическом (при медленном однократном нагружении) и динамическом (с заданной частотой нагружения) режиме.

В динамических режимах нагружения, соответствующих условиям эксплуатации обкладок статоров ОГМ, требуется переход от статического (полученного при стендовых испытаниях) к динамическому модулю упругости. Как показывают экспериментальные исследования для резин в зависимости от твердости и частоты циклов нагружения динамический модуль на (20–30)% превышает статический модуль, т. е. в расчетах можно принять, что $E_{\text{дин}} = (1{,}2 – 1{,}3)\, E_{\text{ст}}$.

В динамических режимах модуль упругости значительно больше зависит от температуры, поэтому увеличение температуры и снижение скорости деформации способствуют снижению напряжения деформации. Таким образом, при работе в условиях многократного деформирования форма эластомера должна выбираться из условия минимального роста температуры нагрева. При этом высокоэластичная деформация будет отставать по фазе от приложенной нагрузки с образованием петли гистерезиса, которая играет отрицательную роль как с точки зрения КПД, так и в отношении долговечности.

Для эластомеров кривые деформации растяжения и сжатия существенно различаются (рис. 3), причем кривая сжатия резины не имеет перегиба, а асимптотически приближается к вертикали, поэтому данные по условно равновесным модулям, полученным при испытании эластомеров на растяжение (по ГОСТ 11053-75) в полной мере не могут быть использованы в расчетах эластичных конструкций, подверженных сжимающим напряжениям как в случае обкладки статора ОГМ или подпятника резинометаллической опоры забойного двигателя. В отсутствии данных по испытанию эластомера на сжатие, что часто имеет место на практике, информация по равновесным модулям эластомеров при растяжении может быть использована только как справочная при пересчете деформационных характеристик при изменении их физико-механических свойств эластомеров.

При переходе от деформационной характеристики эластомера к аналогичной характеристики резинометаллического изделия в целом или другими словами для связи модуля упругости эластомера и изделия (конструкции) Г.М. Бартеневым предложена зависимость

$$E_{\text{изд}} = E(1 + a\Phi), \qquad (3)$$

где a – коэффициент, зависящий от условий трения торцов, Φ – коэффициент формы, выражающий отношение поверхности резины, находящейся в сцеплении с металлом, к свободной поверхности резины.

Применение данной формулы в расчетах требует точного определения коэффициентов a и Φ, что в случае математического моделирования ОГМ является затруднительным. В этой связи необходимо подробно проанализировать результаты экспериментальных исследований упругих свойств эластичных обкладок статоров ОГМ и их влияние на характеристики гидромашин, проведенных за 60-летнюю историю разработки и исследования ОГМ в нашей стране.

В теории одновинтовых насосов радиальная деформация обоймы, обусловливающая явление непостоянной ориентации винта и образование утечек по длине контактных линий, зависит от перепада давления в РО, первоначального натяга в паре, твердости резины, внутреннего и наружного диаметров эластичной поверхности обоймы. Экспериментальные исследования показали, что величина радиальной деформации может достигать значений, соизмеримых с первоначальным натягом. Для насосов с кинематическим отношением 1:2 разработана методика определения радиальной деформации обоймы, положения центра ротора при его движении и длины проточной части контактной линии. Однако представленная методика относится только к определенному типоразмеру РО насоса и не может быть перенесена на общий случай расчета характеристик ОГМ.

Более полномасштабные экспериментальные исследования упругих свойств эластичной обкладки статора проведены при конструировании и исследовании характеристик ВЗД для бурения и ремонта скважин.

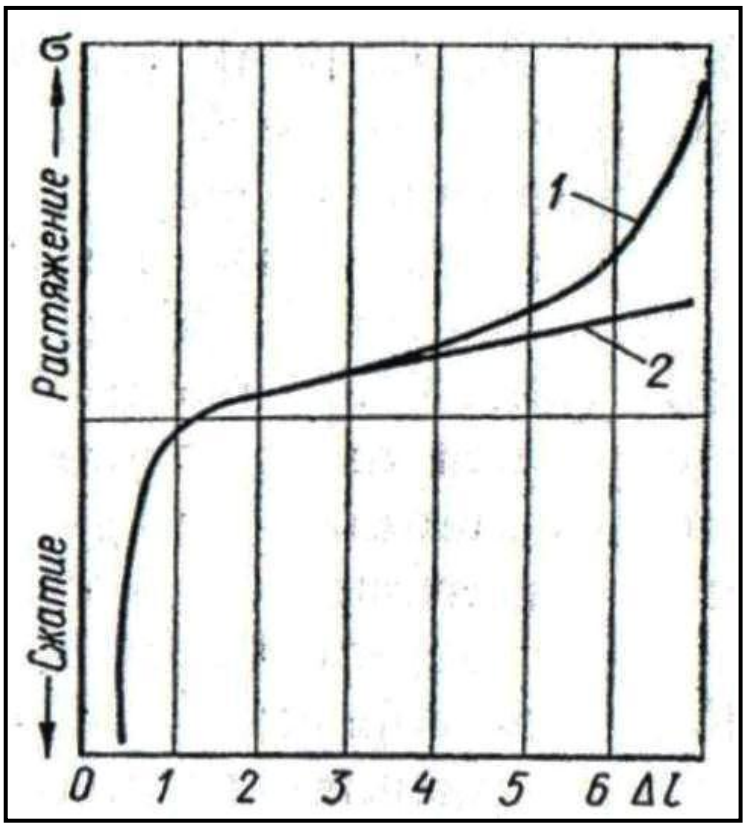


Рис. 3. Типовые кривые растяжения – сжатия эластомера:
1 – экспериментальная кривая;
2 – кривая по закону Гука

4. Анализ исследований физических свойств эластомеров статоров ВЗД

В теории ВЗД большой комплекс экспериментальных исследований физических свойств эластомеров статоров проведен в Пермском филиале ВНИИБТ на специальных стендах.

Модель статора *1* устанавливалась на роторе *2*, закрепленном в специальных опорах *3* (рис. 4). Смещения ротора относительно статора замерялись с помощью трех индикаторов *4* типа ИЧ, установленных на модели статора. Нагружение поперечной силой *F* осуществлялось через динамометр сжатия (на схеме не показан). По разности показаний индикаторов до нагружения и после определялось смещение ротора относительно статора.

Исследовались РО двигателей наружным диаметром 85 и 172 мм. Материал обкладки – резина ИРП-1226, твердость 70-80 условных единиц по Шору. В качестве моделей статора использовались обрезки статоров уменьшенной длины. С целью уменьшения погрешности, возникающей за счет изгиба ротора, расстояние между опорами принималось минимальным (200 мм для двигателя Д-85 и 400 мм для ВЗД диаметром 172 мм).

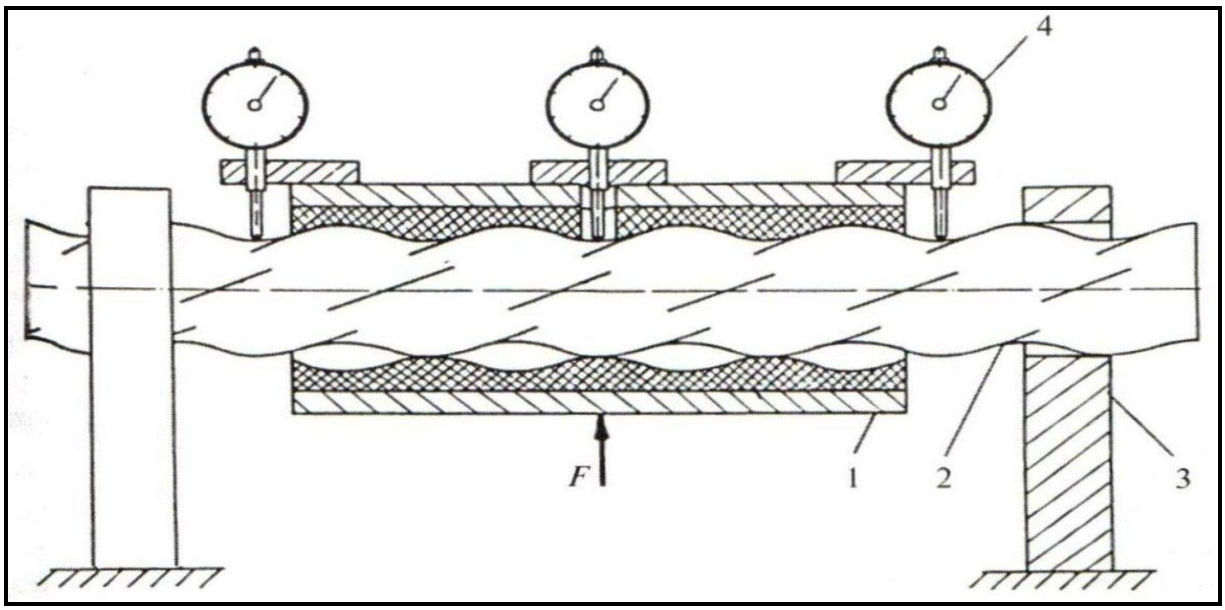


Рис. 4. Стенд для исследования упругих свойств обкладки статора:
1 – статор, 2 – ротор, 3 – опора, 4 – индикатор

Действие поперечной силы происходило в плоскости эксцентриситета (проходящей через оси ротора O_2, статора O_1 и полюс зацепления P) и моделировалось как в прямом (положительное смещение u), так и в обратном (отрицательное смещение) направлениях.

Результаты исследований показывают, что зависимость смещения от нагрузки при малых нагрузках нелинейна, но по мере увеличения нагрузки стремится к линейной (рис. 5). Жесткость обкладки при нагружении в прямом (к полюсу зацепления) и обратном (от полюса зацепления) направлениях различна и отличается в 2-4 раза.

Жесткость обкладки статора двигателя диаметром 172 мм больше жесткости обкладки двигателя диаметром 85 мм (примерно в 1,5 раза). Вместе с тем, нагрузки, воспринимаемые двигателем диаметром 172 мм, в 5-10 раз больше. Следовательно, нарушение геометрии зацепления в рабочей паре возрастает при увеличении диаметральных размеров.

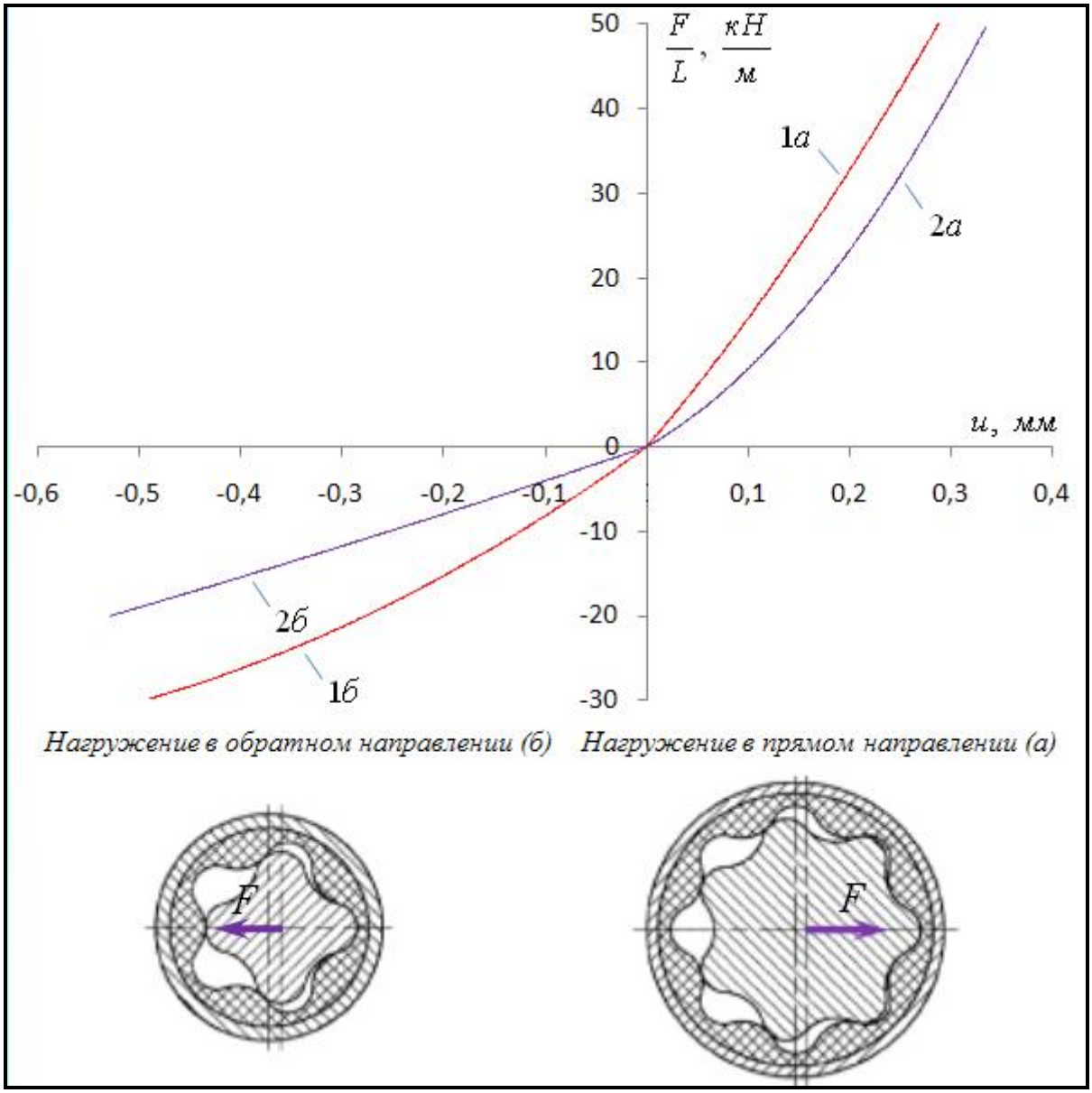


Рис. 5. Зависимость смещения ротора относительно статора и от погонной нагрузки F/L:
1а - $D_{ср}$=125,2 мм (нагружение в прямом направлении - к полюсу);
1б - $D_{ср}$=125,2 мм (нагружение в обратном направлении - от полюса);
2а - $D_{ср}$=53,7 мм (нагружение в прямом направлении);
2б - $D_{ср}$=53,7 мм (нагружение в обратном направлении)

Поскольку данные зависимости получены для конкретных типоразмеров РО, а именно для винтовых пар со средним диаметром винтовой поверхности статора 53,7 мм и 125,2 мм соответственно и кинематическим отношением 9:10, ими нельзя воспользоваться при расчете смещения ротора для РО других типоразмеров. Таким образом, необходимо привести эти зависимости к универсальному безразмерному виду, исключив влияние на них диаметральных размеров РО.

5. Построение универсальной зависимости «деформация – нагрузка»

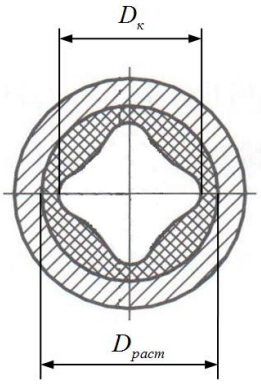
В общем случае напряженно-деформированное состояние эластичной обкладки статора с недеформируемым металлическим остовом, соответствующее условиям эксперимента ПФ ВНИИБТ, можно представить следующей многофакторной зависимостью:

$$f(u, F, z_1, z_2, D_к, e, \delta, D_{раст}, T, L, E) = 0, \quad (4)$$

где $D_к$ – контурный диаметр винтовой поверхности статора, e – эксцентриситет зацепления, $D_{раст}$ – диаметр расточки остова статора, z_1 – число зубьев статора, z_2 – число зубьев ротора, δ – первоначальный диаметральный натяг в паре, T – шаг статора, L – длина РО, E – равновесный модуль упругости резины,

или восемью (8 =11–3) безразмерными критериями, в качестве которых целесообразно использовать:

1) $\varepsilon = \dfrac{u}{h_{ср}}$ – условная деформация обкладки статора,

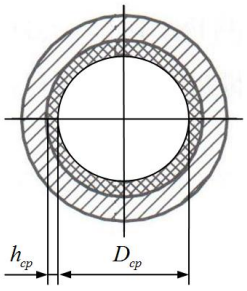


2) $\Pi_F = \dfrac{F}{D_{ср}{}^2 E}$ – критерий нагрузки,

3) $i = \dfrac{z_2}{z_1}$ – кинематическое отношение РО,

4) $c_\delta = \dfrac{\delta}{D_{ср}}$ – относительный первоначальный натяг в паре,

5) $a_h = \dfrac{h_{ср}}{D_{ср}}$ – относительная толщина деформируемого кольца,



6) $c_h = \dfrac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{ср}} = \dfrac{2e}{h_{ср}}$ – коэффициент неравномерности толщины обкладки,

7) $c_T = \dfrac{T}{D_{ср}}$ – коэффициент формы винтовой поверхности РО,

8) $k = \dfrac{L}{T}$ – число шагов РО,

где $D_{ср}$ – средний диаметр винтовой поверхности статора (расчетный диаметр обкладки), $D_{ср} = D_к - 2e$;

$h_{ср}$ – средняя толщина деформируемого кольца резины (расчетная толщина обкладки),

$$h_{ср} = \frac{h_{\min} + h_{\max}}{2} = \frac{D_{раст} - D_{ср}}{2};\ h_{\min} = \frac{D_{раст} - D_к}{2};\ h_{\max} = h_{\min} + 2e.$$

В частном случае статора с равномерной толщиной обкладки:

$$h_{ср} = h_{\min} = h_{\max}$$

Безразмерная зависимость

$$F(u, \Pi_F, i, c_\delta, \alpha_h, c_h, c_T, k) = 0 \quad (5)$$

представляет полную критериальную характеристику упругих свойств эластичной резинометаллической обкладки статора. Для ее определения необходимо проведения большого комплекса экспериментов при различных сочетаниях геометрических параметров РО и физико-механических свойств эластомера, что крайне затруднительно.

В этой связи для практических расчетов целесообразно на основе реальных физических процессов контактного взаимодействия пары ротор-статор ОГМ упростить критериальную зависимость (5) и представить ее в виде простой зависимости, выражающей деформационные процессы в обкладке в координатах «удельная нагрузка – деформация», т.е. перейти от восьмикритериальной зависимости к двухкритериальной, объединив в критерии удельной нагрузки несколько безразмерных параметров из вышеприведенного перечня. В результате для построения универсальной кривой сжатия эластичной обкладки было предложено использовать два критерия, качественно характеризующих деформационные процессы в обкладке статора:

по оси *x*: $\varepsilon = \dfrac{u}{h_{cp}}$ – деформация обкладки статора (безразмерная величина).

по оси *y*: $\Pi_F^* = \sigma = \dfrac{F}{L_K D_{cp}} = \dfrac{F \sin\gamma}{z_2 L D_{cp}}$ - критерий нагрузки (имеет размерность напряжения),

где L_K – длина линии контакта РО, γ – угол подъема винтовой линии РО, $\gamma = f\left(c_T\right)$.

Критерий удельной нагрузки (условное напряжение) представляет собой радиальную нагрузку, приходящуюся на единицу площади опорной (контактной) поверхности РО и характеризует среднее напряжение сжатия в зоне контакта зубьев РО. Знаменатель критерия нагрузки представляет величину пропорциональную площади контакта, если предположить, что средняя ширина контактной линии пропорциональна масштабному фактору ($D_{\text{ср}}$), а длина – числу заходов ротора.

Таким образом, критерий напряжения можно рассматривать как характерный параметр, учитывающий кинематическое отношение, форму винтовой поверхности, диаметр и длину РО. Подобный выбор критерия напряжения позволяет исключить влияние геометрических параметров на исследуемые процессы.

Обработка экспериментальных данных двух типоразмеров ВЗД в предложенных координатах выявила их полную идентичность (кривые практически сливаются в одну линию независимо от размеров, несмотря на то, что относительные толщины деформируемых колец a_h двигателей Д-85 и Д2-172М существенно отличаются и составляют соответственно 0,15 и 0,09), что позволяет с достаточной степенью точности использовать полученные зависимости при расчете координат центра ротора внутри упругого статора в заданных условиях нагружения.

Для инженерных расчетов и математического моделирования кривые сжатия обкладки статора (см. рис. 6) с достаточной степенью точности можно привести к линеаризованному виду (рис. 7) с определенным углом наклона линий нагрузки и разгрузки (соответственно 26 и 62° для рассматриваемых конструкций статоров).

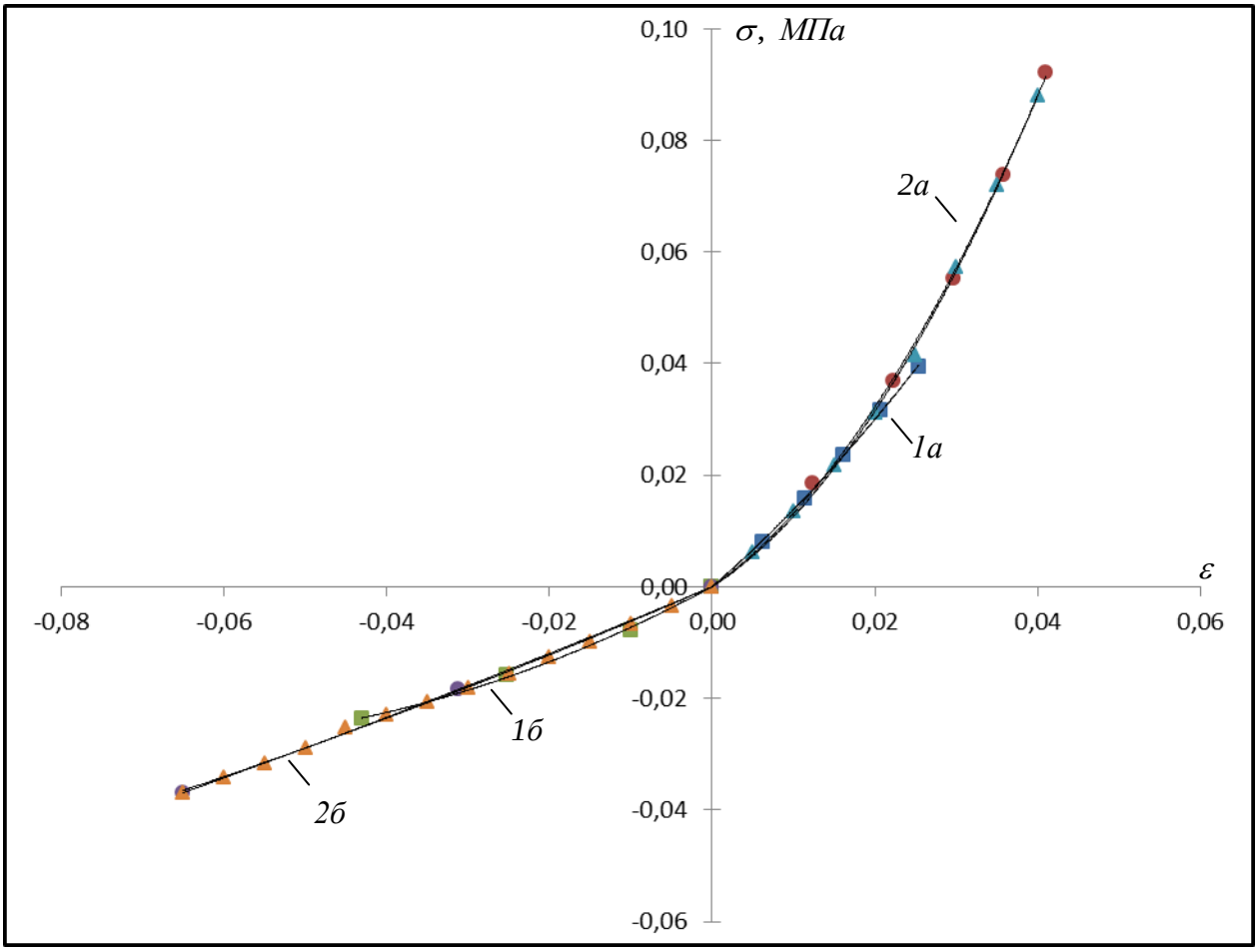


Рис. 6. Кривые сжатия обкладки статора:
а - $D_{ср}$=125,2 мм (нагружение в прямом направлении);
б - $D_{ср}$=125,2 мм (нагружение в обратном направлении);
2а - $D_{ср}$=53,7 мм (нагружение в прямом направлении);
2б - $D_{ср}$=53,7 мм (нагружение в обратном направлении)

Поскольку в рабочем процессе ОГМ направление действия главного вектора радиальных гидравлических сил перпендикулярно направлению действия сил при прямом и обратном нагружении, соответствующему условиям эксперимента, обобщенную зависимость деформации обкладки статора от удельной контактной нагрузки, где роль сжимающей силы играет гидравлическая сила, можно представить как среднеарифметическое двух представленных выше зависимостей.

Данная зависимость (рис. 8), демонстрирующая, что если удельная нагрузка имеет размерность МПа, то угол наклона диаграммы сжатия (как константа для данной марки эластомера ИРП-1226 и типовой конструкции обоймы) составляет приблизительно 39°, может использоваться для определения величины аналогичной условно-равновесному модулю обкладки при сжатии под действием радиальной силы в заданном направлении для РО с любым кинематическим отношением, контурным диаметром и шагом винтовой поверхности.

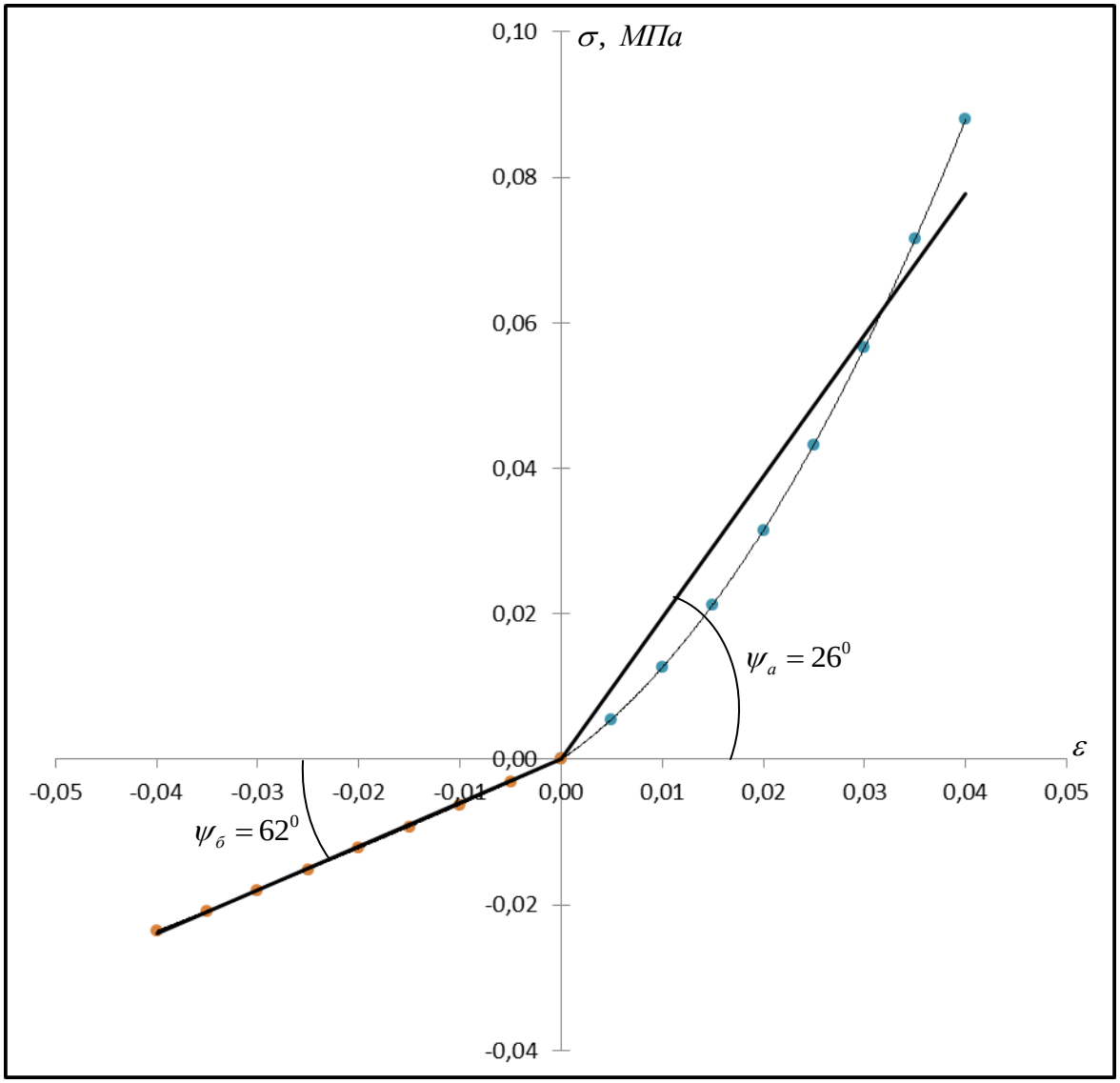


Рис. 7. Линеаризованные графики сжатия эластичной обкладки статора

Данная величина выражает эквивалентный статический модуль упругости обкладки статора, учитывающий ее свойства и конструктивные особенности. При моделировании режимов работы ОГМ и построении их характеристик для заданных физико-механических свойств эластомера, толщины обкладки и масштабного фактора условием упругого подобия является постоянство радиальной деформации эластичной обкладки (ε = idem), что обеспечивает идентичность натягов и зазоров в паре и, как следствие, постоянство объемного КПД гидромашины.

Интересно отметить, что подобные диаграммы сжатия характерны также для подпятников резинометаллических осевых подшипников скольжения турбобуров (рис. 9), причем в этом случае значение условно-равновесного модуля зависит от конструкции подпятника: стандартного типа или с «утопленной» резиной. Вторая конструкция, обладающая наибольшей долговечностью вследствие минимальной деформации при нагружении, является аналогом статора ВЗД с равномерной толщиной эластичной обкладки. Кроме того, деформация подпятника зависит от скоростного режима: при неподвижном диске (кривая 2) деформация уменьшается и диаграмма сжатия приобретает нелинейный вид.

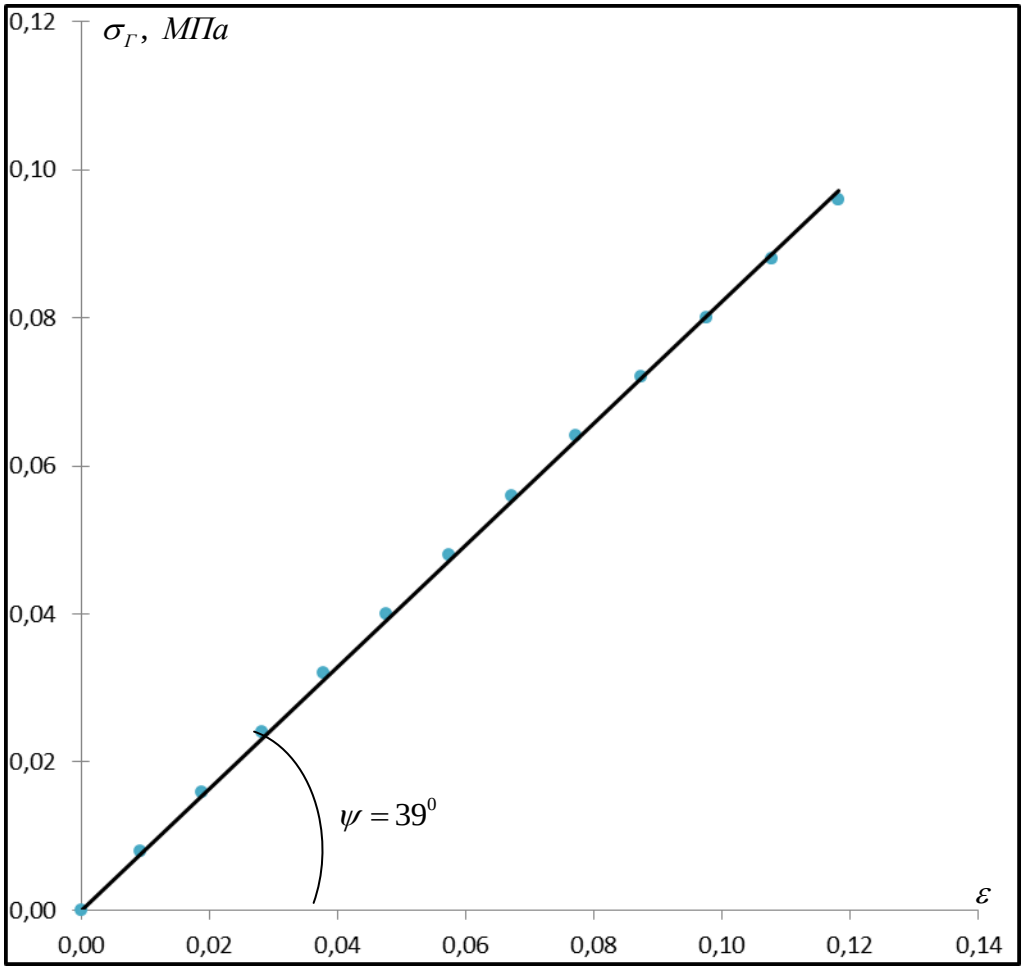


Рис. 8. Обобщенный график сжатия эластичной обкладки статора (нагрузка приложена в направлении действия вектора гидравлической силы)

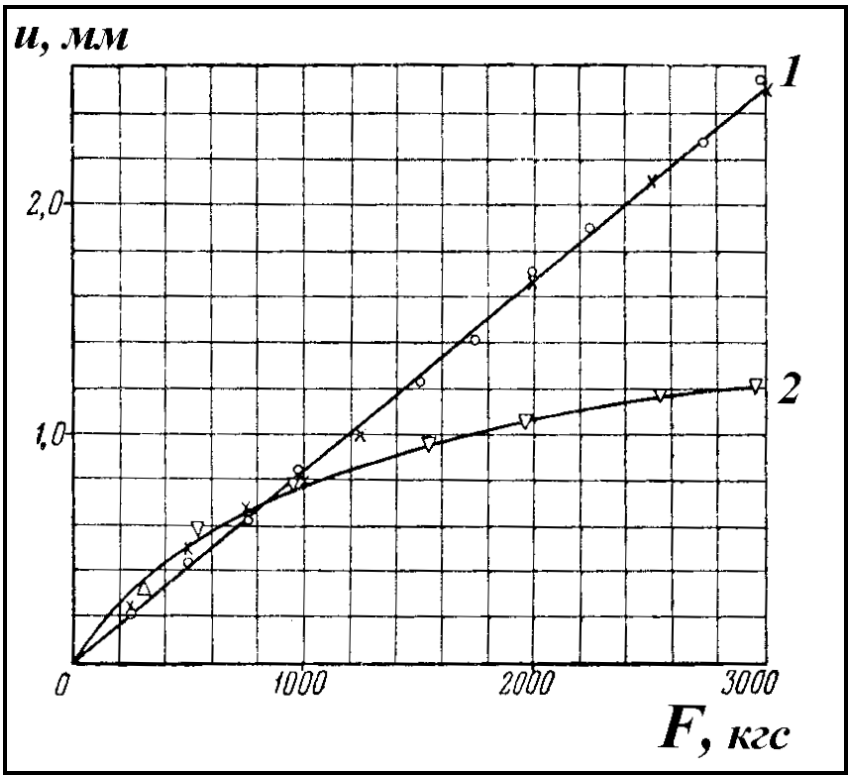


Рис. 9. Зависимость осевой деформации в пяте и от нагрузки F (стендовые испытания ВНИИБТ, резина марки 93): 1- вращение диска; 2 – неподвижный диск

6. Моделирование характеристик ОГМ с учетом упругих свойств обкладки статора

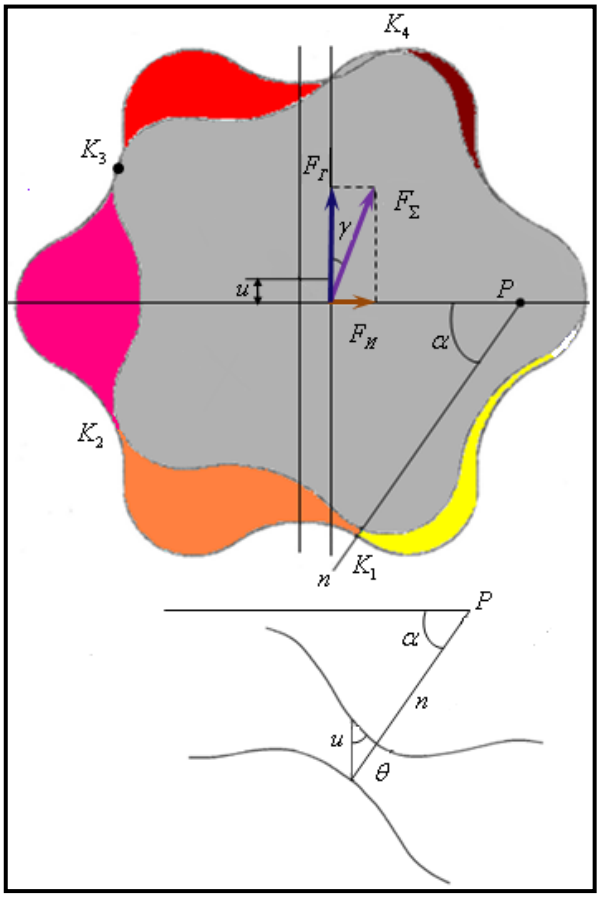
В общем случае при моделировании характеристик ОГМ с учетом упругих свойств обкладок их статоров необходима постановка и решение четырех основных задач:

1) определение смещения центра ротора при данном натяге, перепаде давления и частоте вращения;
2) разделение контактной линии на проточную и уплотнительную части, выявление закономерности распределения радиального зазора по длине проточной части контактной линии;
3) выявление механизма утечек через проточную часть линии контакта с учетом перепада давления и частоты вращения (установление закономерности изменения коэффициента расхода утечек);
4) установление механизма трения РО на уплотнительной части контактной линии с учетом деформации, контактных напряжений и частоты вращения.

В данном отчете на основе предложенных универсальных относительных координат «деформация-нагрузка» рассматриваются три первые задачи, решение которых позволяет моделировать характеристики $Q\text{-}P,\ n\text{-}M$ соответственно насосов и гидродвигателей.

7. Методика определения среднего зазора по длине проточной части контактной линии в заданном режиме

На рис. 10. представлена схема действия сил для характерного сечения РО, а на рис. 11 – схема определения углов наклона нормалей в точках касания профилей.



Число расчетных точек контакта в характерном сечении:

$x = z_2 - 1$

Возможное число точек контакта с образованием зазора:

$j = x/2$

Радиальный зазор в i-ой точке контакта:

$$\theta_i = u \sin \alpha_i - \frac{\delta}{2},$$

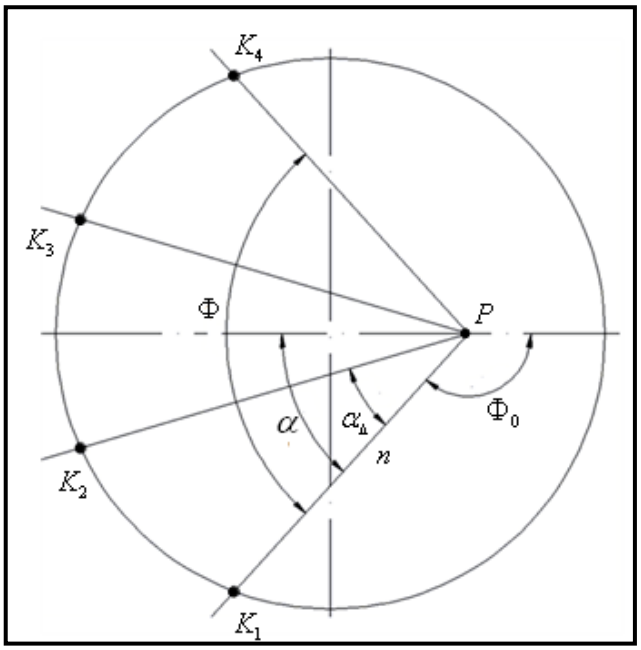
где u – смещение ротора относительно статора,

δ – диаметральный натяг в паре.

Средний расчетный зазор по длине первой контактной линии:

$$\theta_{cp} = \frac{\sum_1^j \theta_i}{x}$$

Рис. 10. Схема к расчету радиального зазора



Угол сдвига между нормалями в точках касания:

$$\alpha_\Delta = \frac{\pi}{z_2}$$

Угол между нормалями в точках касания крайних зубьев:

$\Phi = (z_2 - 2)\alpha_\Delta$

Углы наклона нормалей в точках касания к оси x:

$$\Phi_0 = \frac{2\pi - \Phi}{2}$$

$\alpha_1 = \pi - \Phi_0$

$\alpha_{i+1} = \alpha_1 - \alpha_\Delta$

Рис. 11. Схема к расчету углов наклона нормалей в точках касания

8. Влияние движения контактной линии на характеристики ОГМ

В теории ОГМ фактические величины подачи насоса и частоты вращения двигателя определяются, соответственно, следующим образом:

$$Q = Q_И - \Delta Q \qquad (6), (7)$$

$$n = \frac{Q - \Delta Q}{V}$$

где $Q_И$ – идеальная (геометрическая) подача насоса, ΔQ – расход утечек, V – рабочий объём ОГМ.

Объёмные потери в РО возникают вследствие утечек жидкости из камер в направлении области низкого давления через образующийся на контактной линии односторонний зазор в паре “ротор-статор” (рис. 12). Разделение контактной линии на уплотнительную (где РО испытывают контактные напряжения) и проточную (через которую происходят утечки) части обусловлено деформацией эластичной обкладки статора, перераспределением натяга в паре и смещением ротора в радиальном направлении под действием силовых факторов.

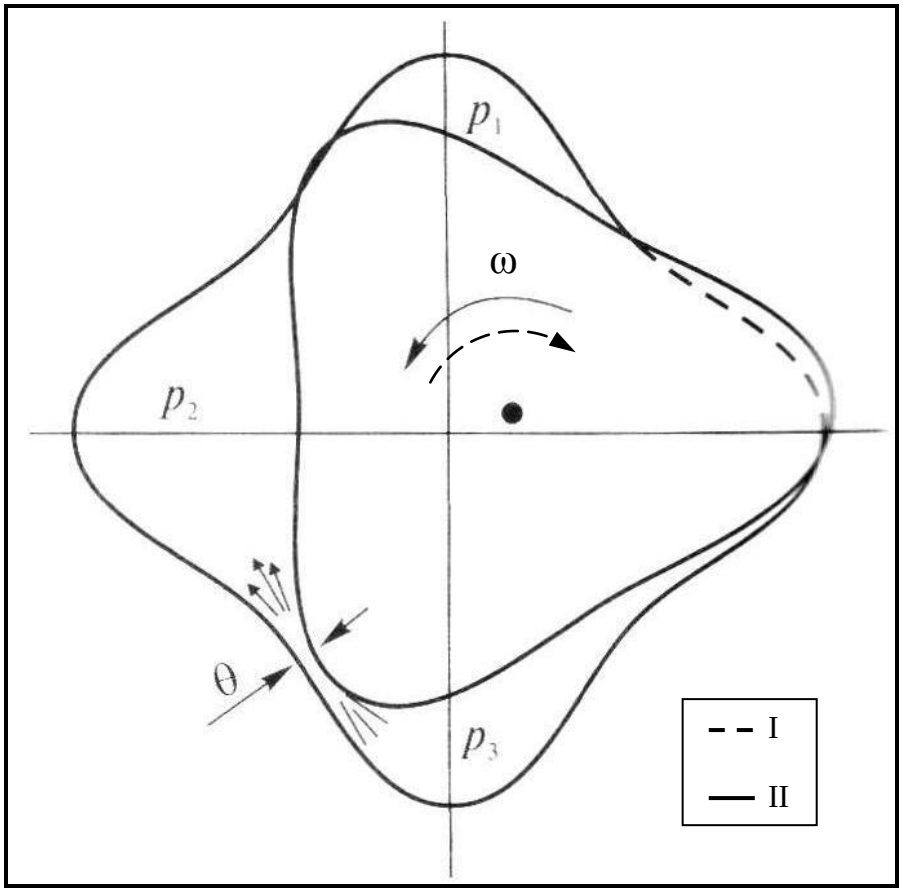


Рис. 12. К расчету объёмных потерь в РО ОГМ (i=3:4):
I – ВЗД, II – ОВН
θ – радиальный зазор;
p_1, p_2, p_3 – давление жидкости в рабочих камерах ($p_1 < p_2 < p_3$);
$P_K = p_3 - p_2$ – межвитковый перепад давления

Для определенной геометрии РО ОГМ, заданных свойств эластомера статора (твердость, модуль упругости) и жидкости (ρ,v) объёмные потери зависят от межвиткового перепада давления P_K и частоты вращения n ротора:

$$Q=f(P_K, n). \quad (8)$$

Так как ширина щели (зазора) θ в поперечном сечении весьма незначительна, то процесс утечки следует рассматривать как истечение жидкости из диафрагмы протяженной винтообразной конфигурации. В этом случае скорость истечения в зазоре

$$\upsilon = \mu\sqrt{\frac{2P_K}{\rho}}, \quad (9)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от конфигурации щели и характера течения жидкости, $\mu = \varphi$, так как сжатие потока утечек не учитывается.

Поскольку объёмные потери определяются утечками через контактные линии, необходимо принимать во внимание, что контактные линии в рабочем цикле двигателя или насоса при вращении ротора непрерывно перемещаются от входа к выходу со скоростью

$$w = z_2 Tn, \quad (10)$$

где T – шаг винтовой поверхности статора.

Эта скорость достигает больших значений (15-25 м/с – у двигателей; 5-10 м/с – у насосов), и пренебрегать ею нельзя. В этой связи движение жидкости в щели происходит в результате суммарного эффекта – от перепада давления и фрикционного воздействия подвижной линии.

С учетом влияния фрикционного воздействия линии контакта скорость утечки представляет собой скорость истечения жидкости относительно подвижной контактной линии:

$$\vec{u} = \vec{\upsilon} \pm \vec{w} \quad (11)$$

Знак (-) соответствует двигательному режиму, когда направление движения контактной линии (от высокого давления к низкому) совпадает с направлением течения жидкости в зазорах, знак (+) соответствует насосному режиму, при котором контактная линия движется навстречу потоку истечения через щель.

Вследствие этого с увеличением частоты вращения расход утечек $\Delta Q = uS_\theta$ у двигателя падает, а у насоса – растет.

“Эффект попутного (встречного) движения” контактной линии является одной из причин (наряду с набуханием резины, неточностью изготовления РО и др.) того, что скорость холостого вращения ВЗД (подача насоса в холостом режиме) оказывается выше (ниже) расчетной “геометрической”.

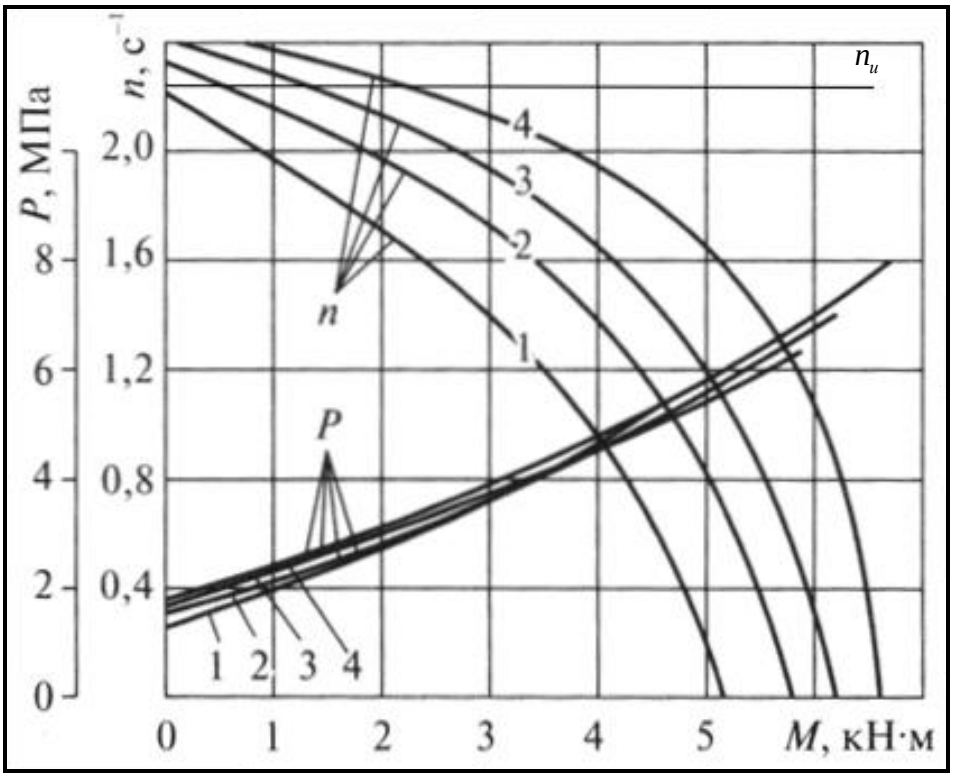


Рис. 13. Характеристика винтового забойного двигателя Д1-195 (Q=32 л/с, i=9:10, длина активной части статора 1800 мм): 1 – δ=-0,6 мм; 2 – δ=-0,3 мм; 3 – δ=0 мм; 4 – δ=0,3 мм

Так фактическая частота вращения ВЗД Д1-195 (δ=0,3 мм) в холостом режиме составляет 2,46 $с^{-1}$, а расчетная геометрическая – 2,24 $с^{-1}$ (рис. 13). И фактическая подача лабораторного насоса в холостом режиме составляет 1,05 л/с, а идеальная – 1,13 л/с (рис. 14).

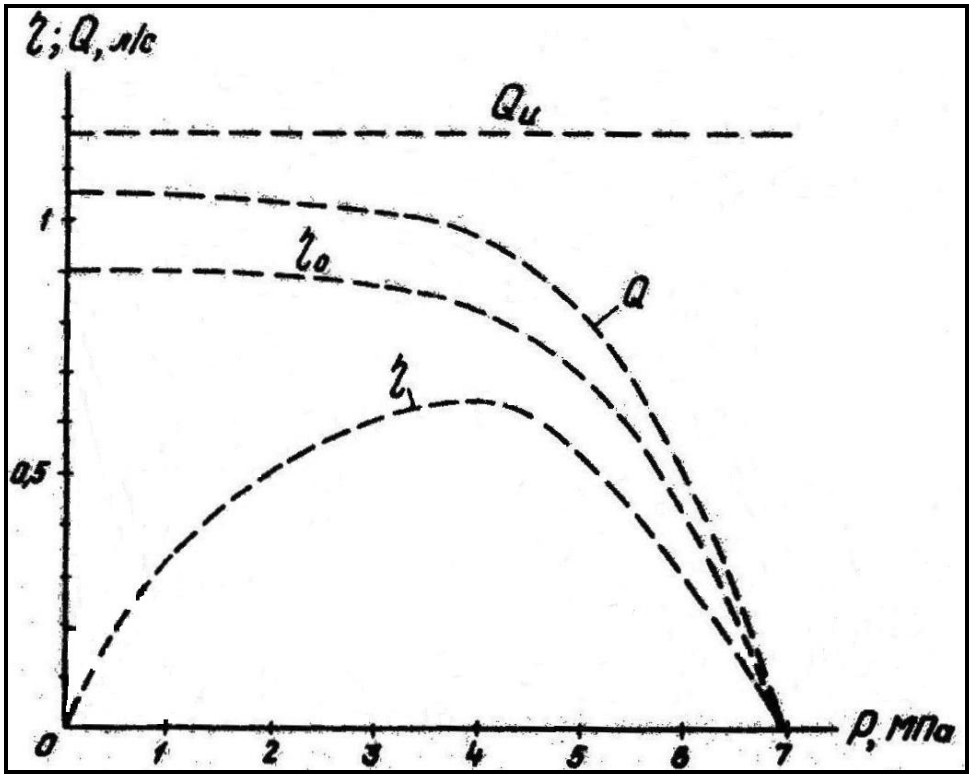


Рис. 14. Характеристика лабораторного насоса (n=300 об/мин)

Данные эффекты в разрабатываемой модели учитываются с помощью критерия влияния движения контактных линий B, определяемого на основе анализа стендовых характеристик.

При анализе характеристик винтовых забойных двигателей ДРУ-240РС, ДРУ-127РС в холостом режиме на различных расходах была выявлено, что величина объёмных потерь прямо пропорциональна частоте вращения ротора ОГМ (табл. 1): $_{\Delta}Q = Bn$. Кроме того, было замечено, что величина коэффициента пропорциональности B существенно зависит от величины диаметрального натяга (зазора) в паре, что позволяет оценивать степень износа РО ВЗД при их тестировании на устье скважины в процессе эксплуатации (рис. 15).

Таблица 1

	Q, л/с	n_x, с$^{-1}$	B, л
ДРУ-240РС	*32*	*1,60*	*-0,86*
	50	*2,50*	*-0,86*
ДРУ-127РС	*12*	*2,48*	*-0,40*
	16	*3,28*	*-0,36*

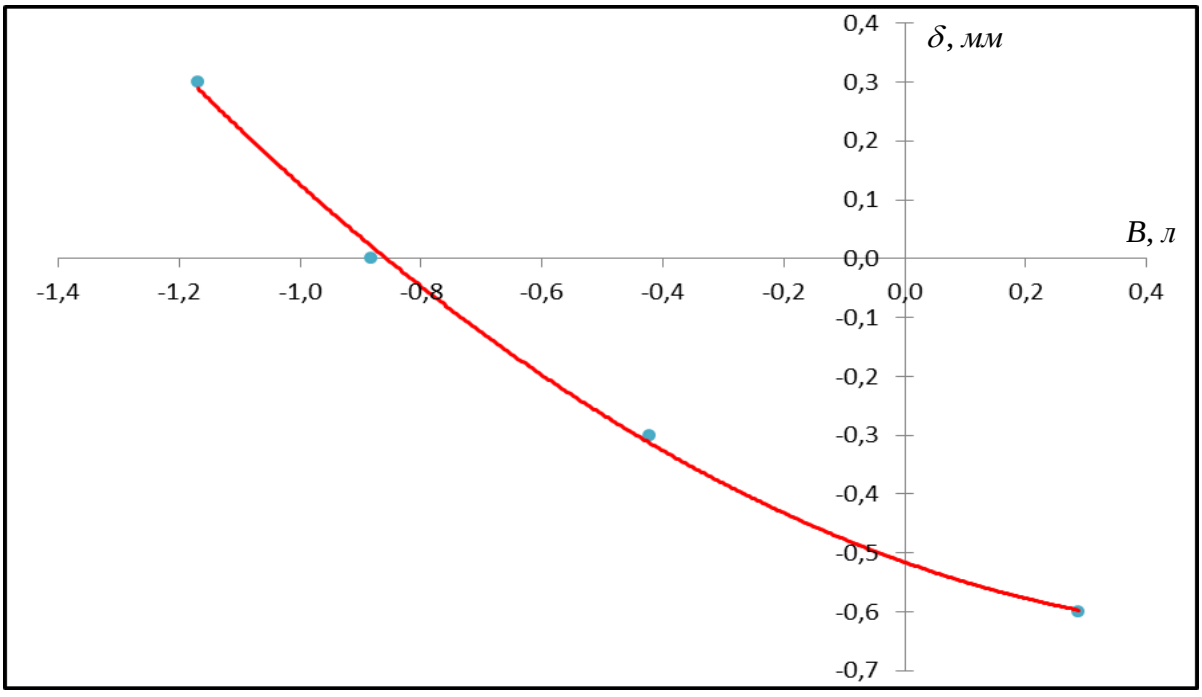


Рис. 15. Зависимость критерия влияния движения контактных линий от натяга (двигатель Д1-195)

Подобная зависимость наблюдается и для одновинтовых насосов (табл. 2). Однако, для ВЗД коэффициент пропорциональности отрицательный (эффективный рабочий объём меньше расчетного), а для ОВН – положительный (эффективный рабочий объём больше расчетного).

Таблица 2

	Q_x, л/с	n, об/мин	B, л
1В 50/5	*5,54*	*700*	*0,048*
	7,88	*1000*	*0,049*
	9,51	*1200*	*0,047*

9. Установление закономерности изменения коэффициента расхода утечек

Коэффициент расхода при истечении жидкости из протяженной винтообразной диафрагмы зависит в общем случае от конфигурации щели и характера течения жидкости. Одна из основных задач, решаемых при моделировании характеристик ОГМ с учетом упругих свойств обкладок их статоров, – установление закономерности изменения коэффициента расхода утечек от режимных параметров.

При исследовании характеристик ВЗД разных типоразмеров анализировалась зависимость коэффициента расхода утечек от следующих безразмерных критериев:

1) критерия момента $\pi_M = \dfrac{M}{\rho Q \nu \cdot 10^5}$;

2) коэффициента быстроходности $n_S = \dfrac{Qn^{1/5}}{\left(\dfrac{M}{\rho}\right)^{3/5}}$;

3) относительного среднего зазора $c_\theta = \dfrac{\theta_{cp}}{D_{cp}}$.

На примере двигателя Д1-195 видно (рис. 16 – 21), что зависимость коэффициента расхода от рассматриваемых безразмерных критериев существенно зависит от первоначального натяга в паре, который определяет фактический зазор, образующийся при смещении ротора относительно статора, и конфигурацию щели. Кроме того, необходимо отметить, что при учете движения контактной линии кривые для различных натягов расположены гораздо ближе друг к другу, чем без учета движения линии, что повышает точность пересчета характеристик. Сравнение расчетных зависимостей коэффициента расхода от различных критериев показывает, что при моделировании характеристик ОГМ целесообразно использовать осредненную зависимость коэффициента расхода от относительного среднего зазора с учетом движения контактных линий (см. рис. 22).

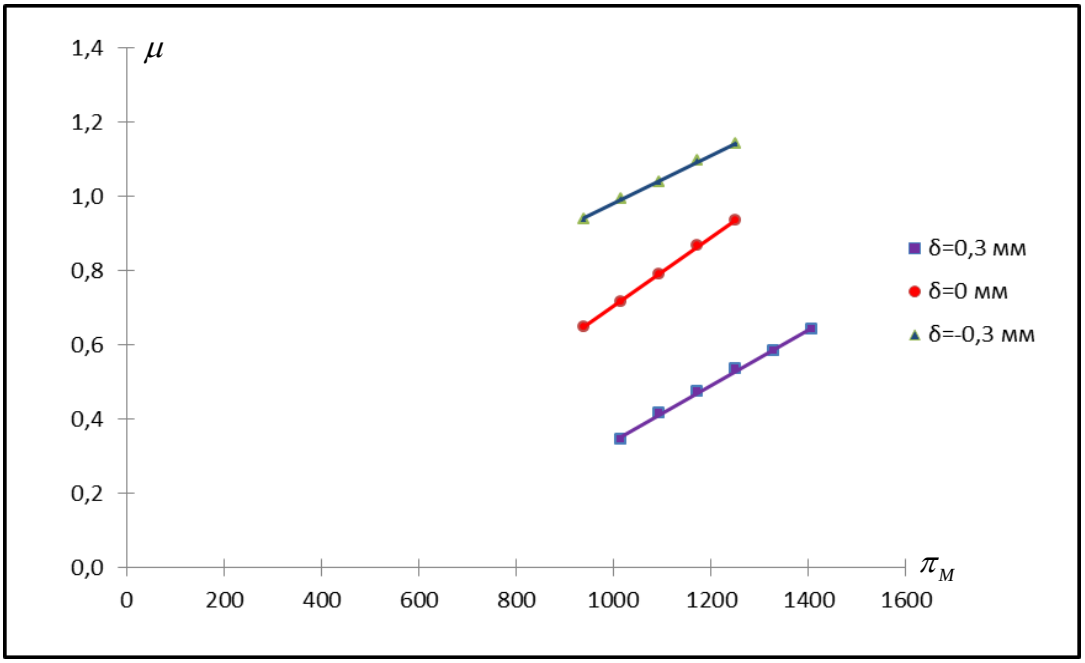


Рис. 16. Зависимость коэффициента расхода от критерия момента для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (без учета движения контактных линий)

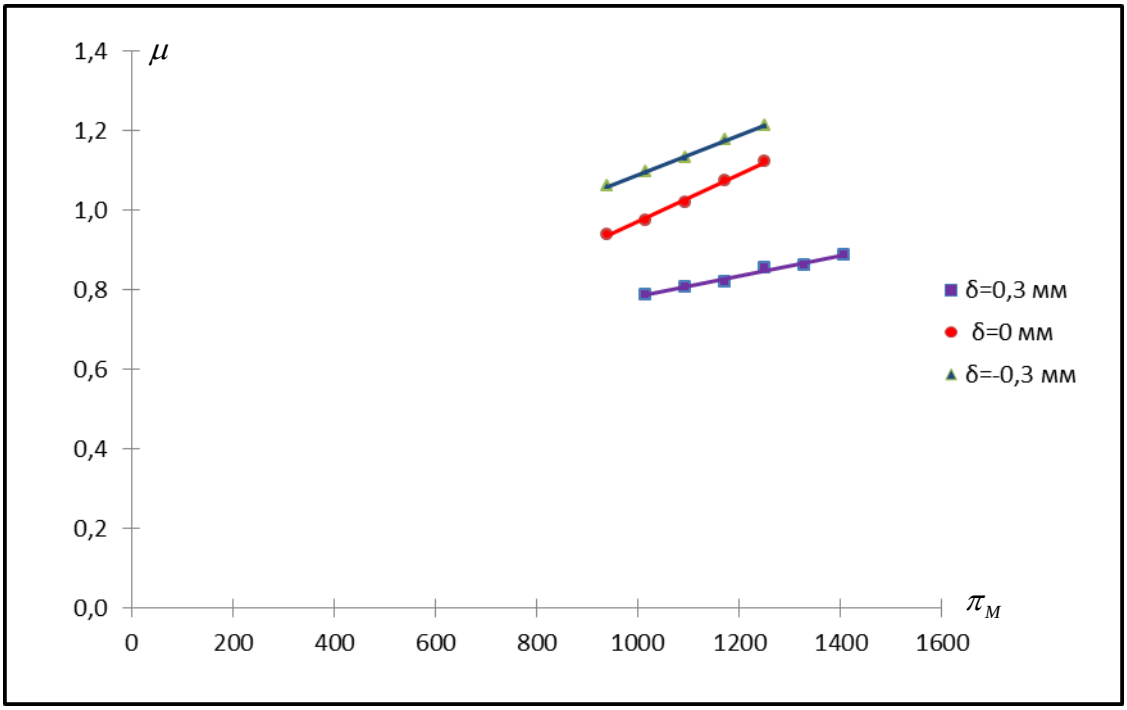


Рис. 17. Зависимость коэффициента расхода от критерия момента для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (с учетом движения контактных линий)

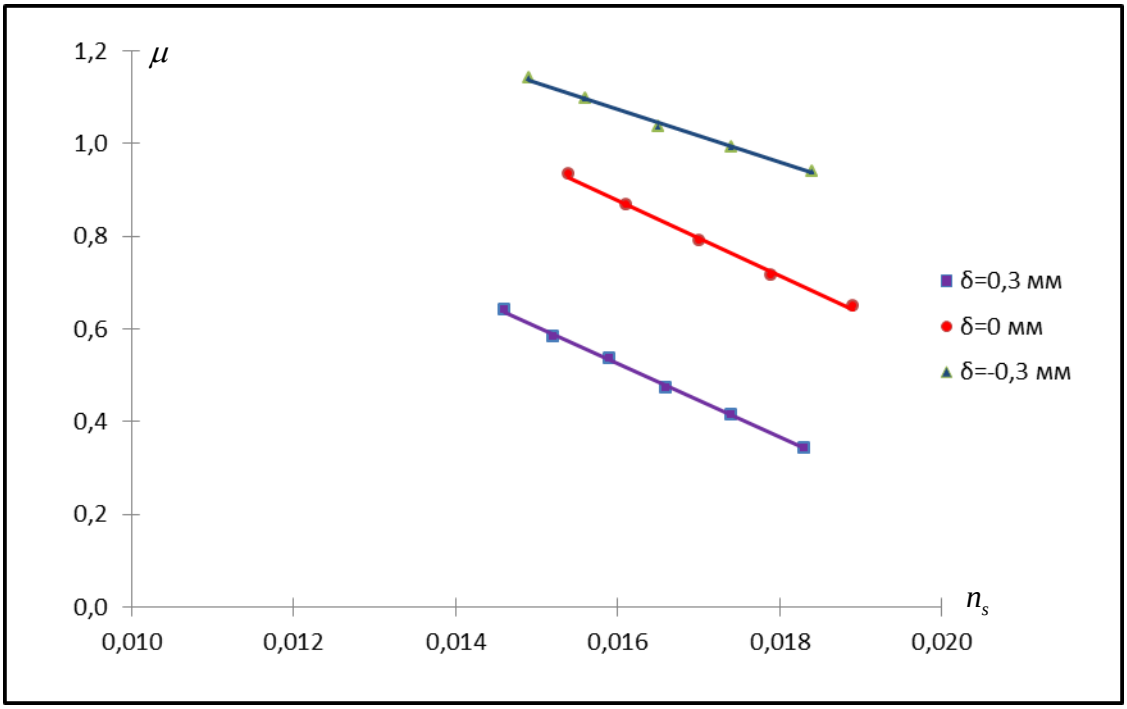


Рис. 18. Зависимость коэффициента расхода от коэффициента быстроходности для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (без учета движения контактных линий)

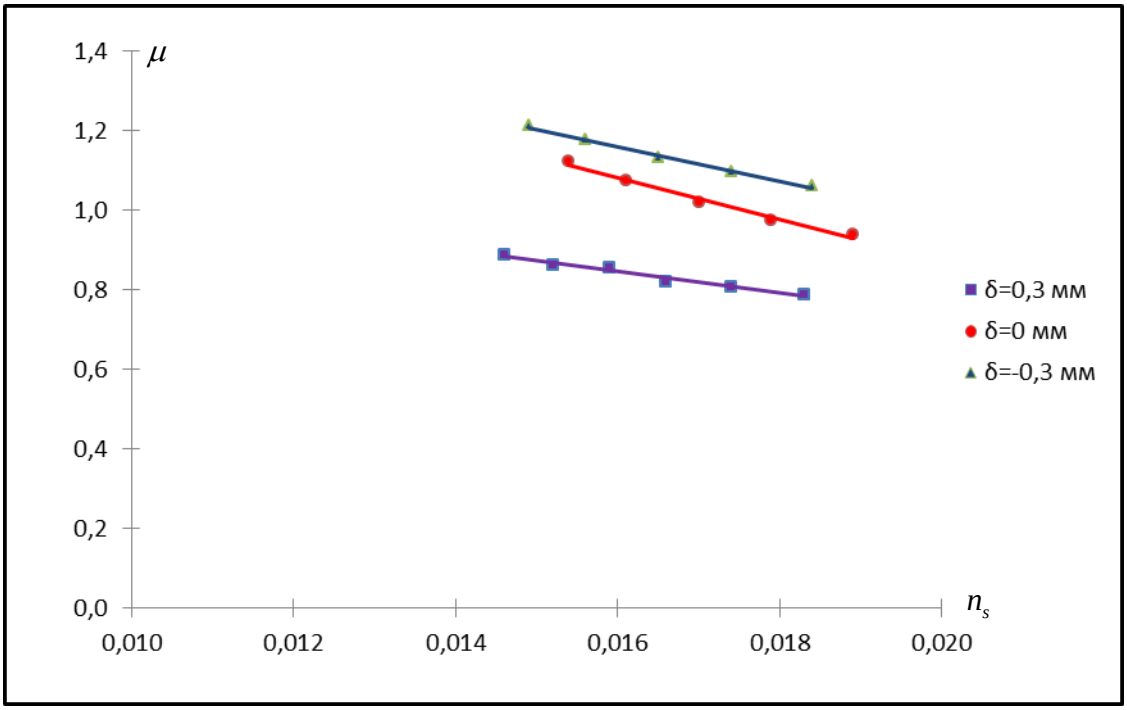


Рис. 19. Зависимость коэффициента расхода от коэффициента быстроходности для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (с учетом движения контактных линий)

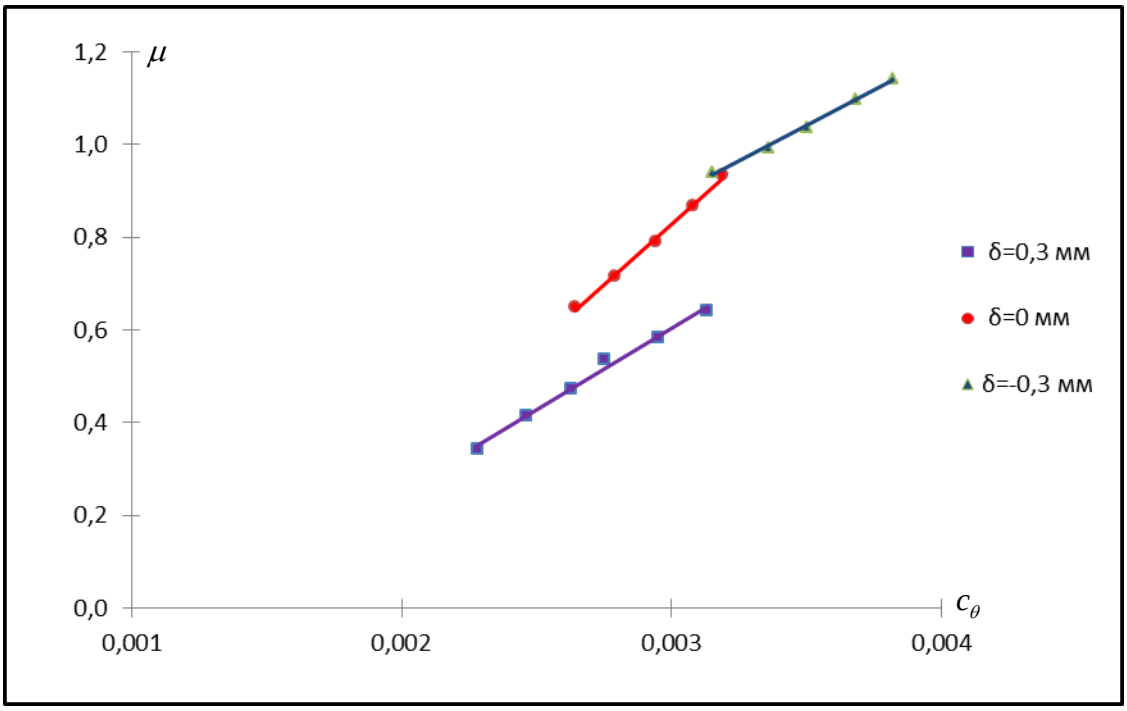


Рис. 20. Зависимость коэффициента расхода от относительного среднего зазора для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (без учета движения контактных линий)

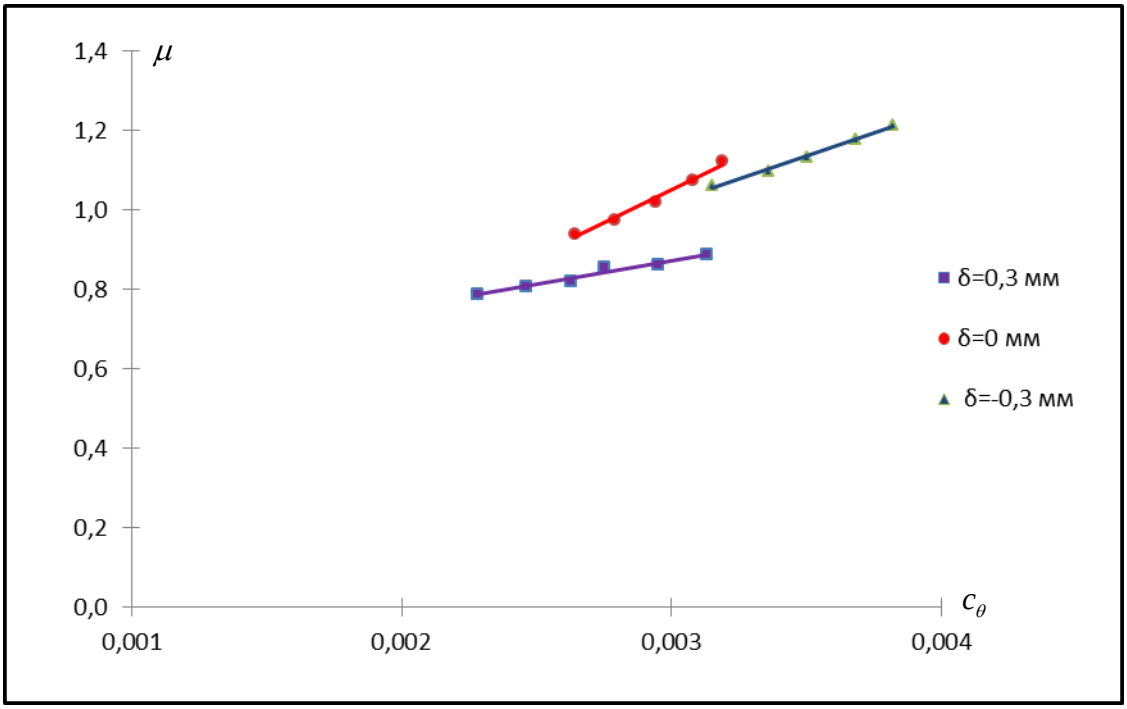


Рис. 21. Зависимость коэффициента расхода от относительного среднего зазора для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 при различных натягах в паре (с учетом движения контактных линий)

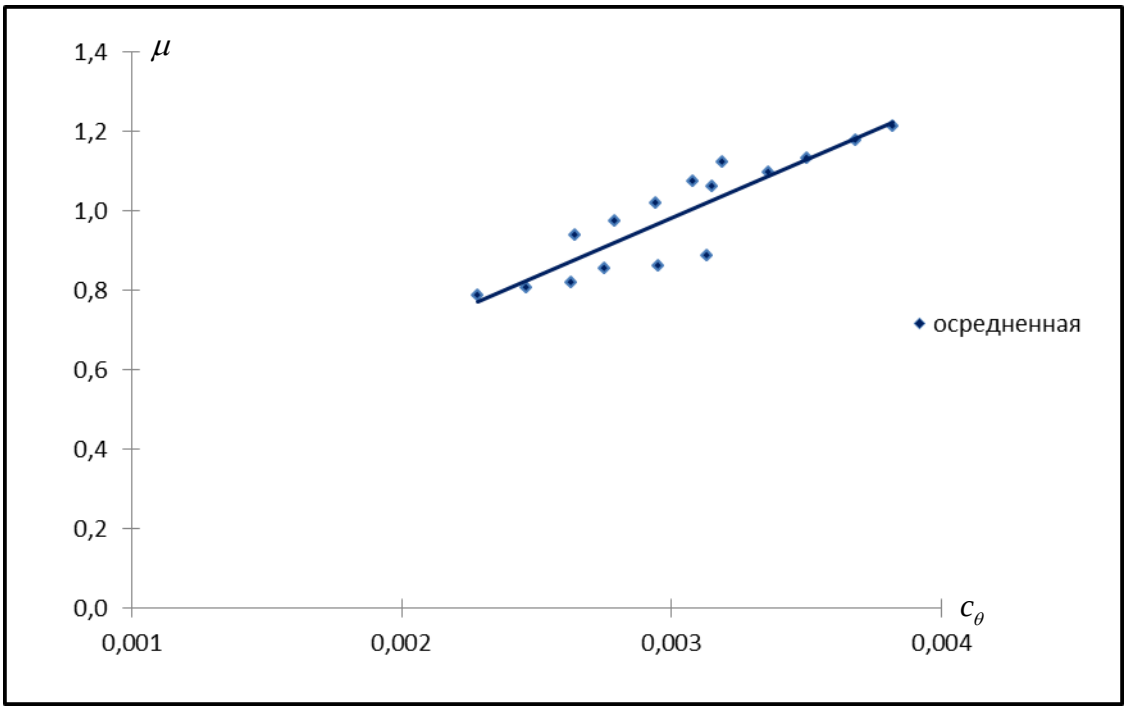


Рис. 22. Осредненная зависимость коэффициента расхода от относительного среднего зазора для рабочей части характеристики двигателя Д1-195 (с учетом движения контактных линий)

10. Алгоритм расчета характеристики ОГМ

Алгоритм расчета характеристики ОГМ с учетом упругих свойств обкладки статора, основанный на разработанной математической модели, представлен в двух вариантах: с учетом и без учета движения контактной линии (рис. 24 – 25).

В данных алгоритмах средний зазор по длине проточной части контактной линии рассчитывается по вышеприведенным методикам (раздел 7).

При построении характеристик по данному алгоритму (рис. 26) для определения коэффициента расхода использовалась осредненная зависимость коэффициента расхода от относительного среднего зазора с учетом движения контактных линий (см. рис. 27).

Численный расчет реализован в программе Mathcad.

Для реализации расчетного цикла $M+_{\Delta}M$ необходимо определить зависимость гидромеханических потерь от режимных параметров ВЗД. При анализе характеристик двигателя Д1-195 было установлено, что зависимости коэффициента $C = \frac{M_{гм}}{PD_к^3}$ от критерия момента π_M практически идентичны при различных натягах в паре (рис. 23), что позволяет с достаточной степенью точности получить универсальную зависимость C от π_M и использовать ее при определении величины гидромеханических потерь в различных режимах работы ВЗД (причем при $\pi_M > 1100$ $C \approx 0{,}58 = idem$).

Влияние физико-механических свойств эластомера в разрабатываемой модели учитывалось с помощью эмпирического коэффициента k_1, зависящего от отношения равновесных модулей упругости базовой резины (ИРП-1226) и исследуемого эластомера.

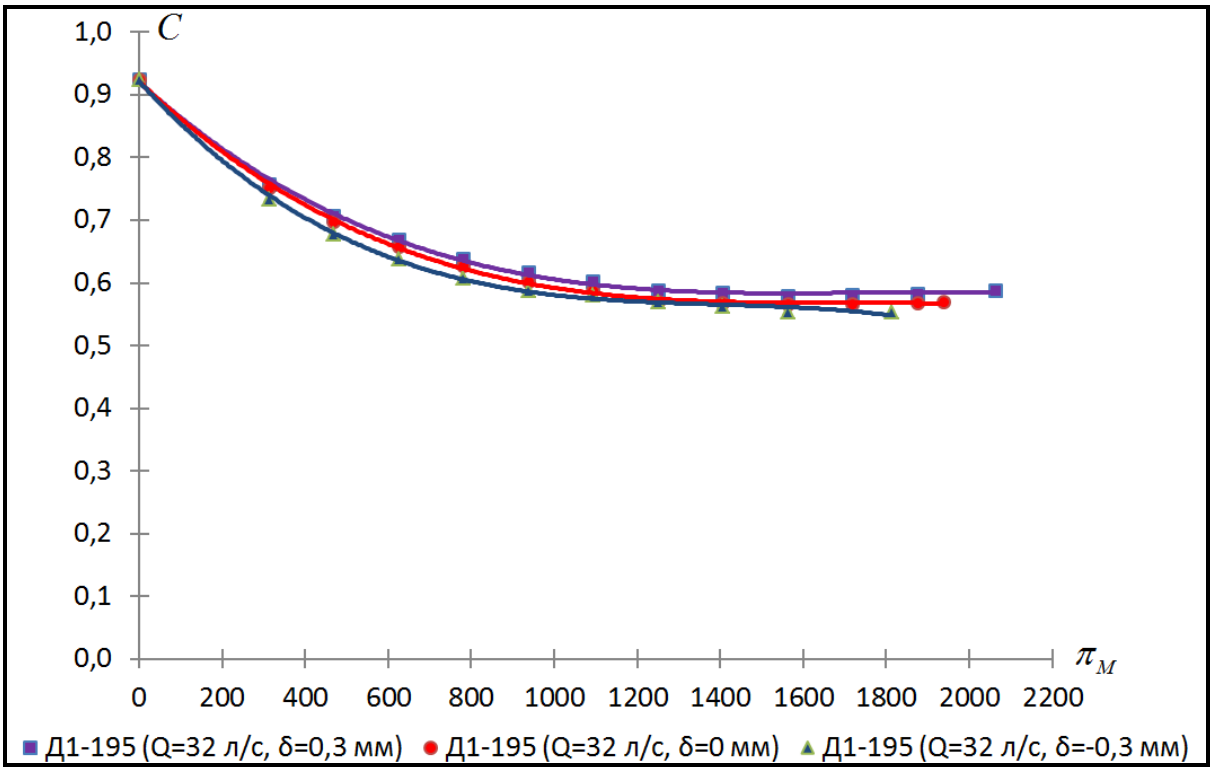


Рис. 23. Зависимость коэффициента гидромеханических потерь от критерия момента при различных натягах в паре (двигатель Д1-195)

Для резин гидравлических систем взаимосвязь модуля упругости при сжатии и твердости может быть определена по результатам испытаний, обобщенных в табл. 3.

Таблица 3

Соотношения единиц твердости и модуля при сжатии

Твердость по Шору, прибор ТМ-2	Твердость по прибору ТШМ-2 в $кГ/см^2$	Твердость по СИ (JRHD)	Модуль при сжатии в $кГ/см^2$
40	6,4—4,7	40	15
50	7,3—5,5	50	25
60	10,0—7,2	60	45
70	11,4—9,5	70	70
80	22,0—14,8	80	100
90	39,8—23,0	90	210

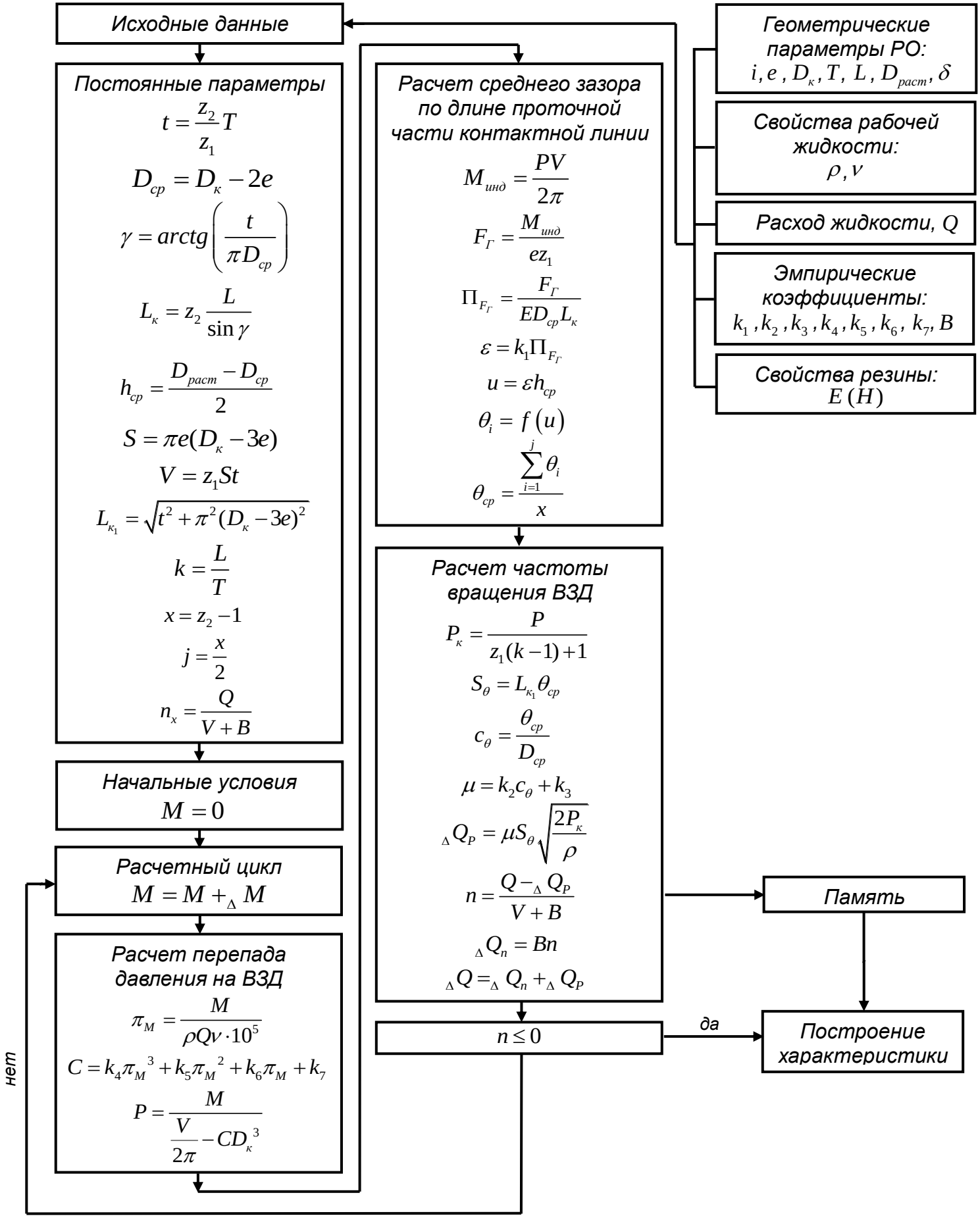


Рис. 24. Алгоритм расчета характеристики ОГМ (с учетом движения контактных линий)

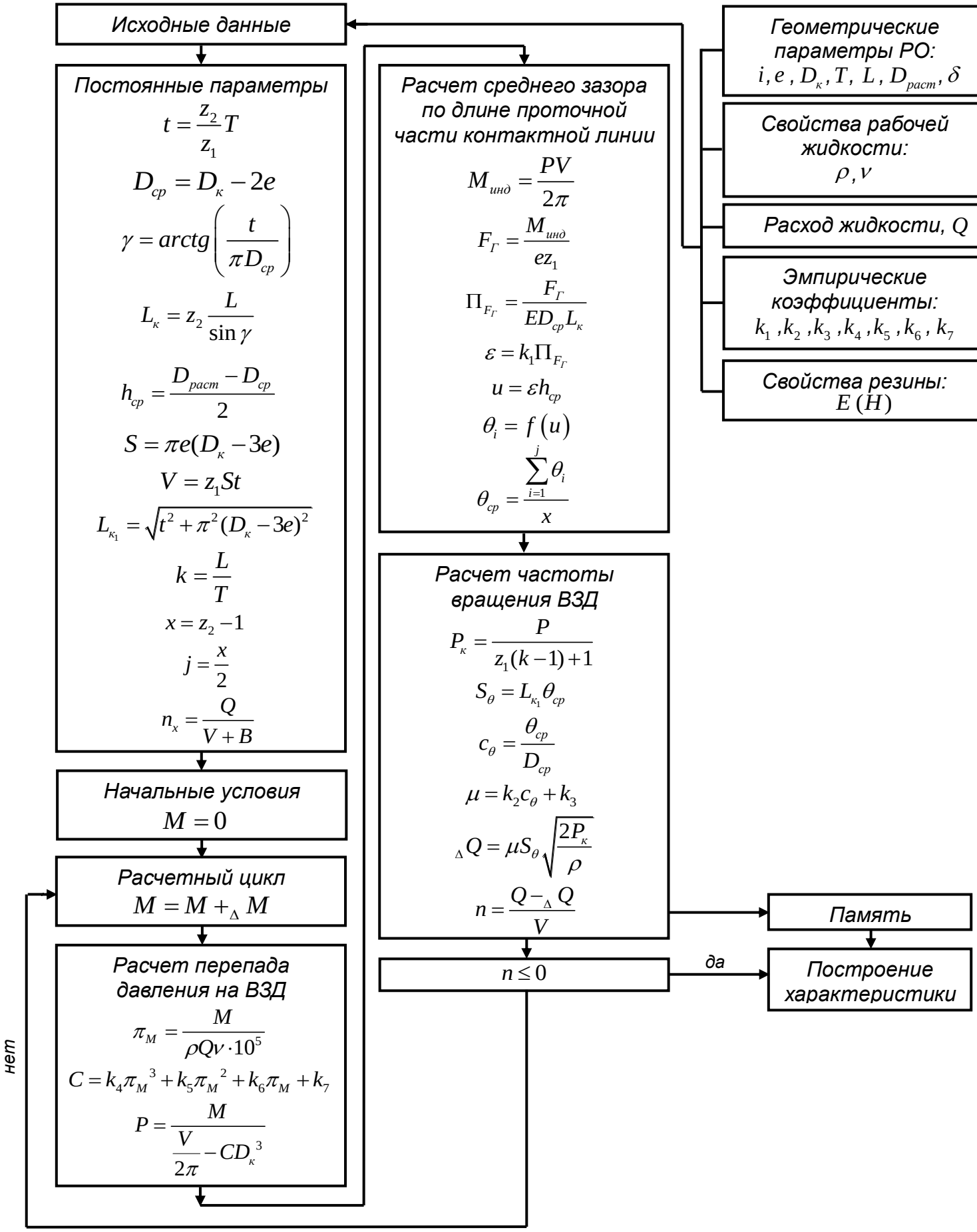


Рис. 25. Алгоритм расчета характеристики ОГМ (без учета движения контактных линий)

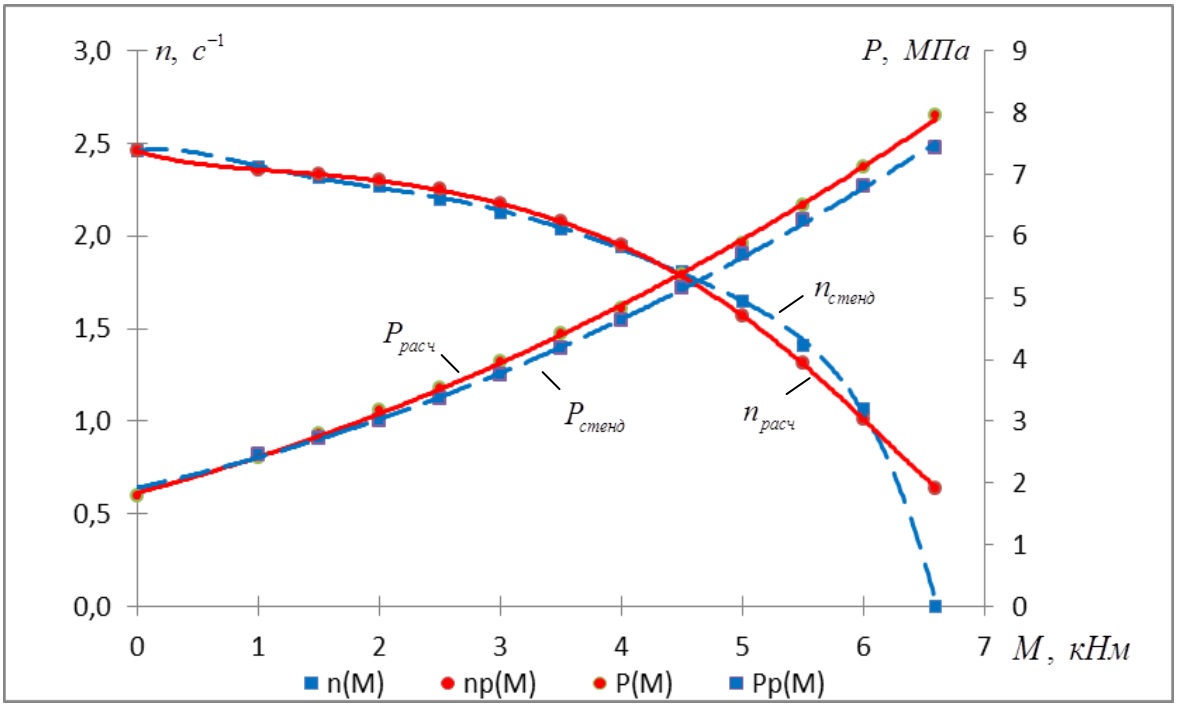


Рис. 26. Расчетная и стендовая характеристика двигателя Д1-195 (Q=32 л/с, δ=0,3 мм)

11. Экспериментальный стенд для исследования характеристик ОГМ

Для дальнейшего совершенствования математической модели и исследования характеристик ОГМ был разработан проект модернизации лабораторного стенда кафедры машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина (рис. 27) на основе установки между валом электродвигателя и приводным валом насоса бесконтактного датчика крутящего момента (рис. 28), передающего данные по частоте и моменту вращения на экран компьютера, а также упрощена методика испытания одновинтового насоса на газожидкостной смеси. Это позволит снимать энергетические характеристики насоса и исследовать механизм трения рабочих органов при различных режимах испытания и свойствах рабочей жидкости.

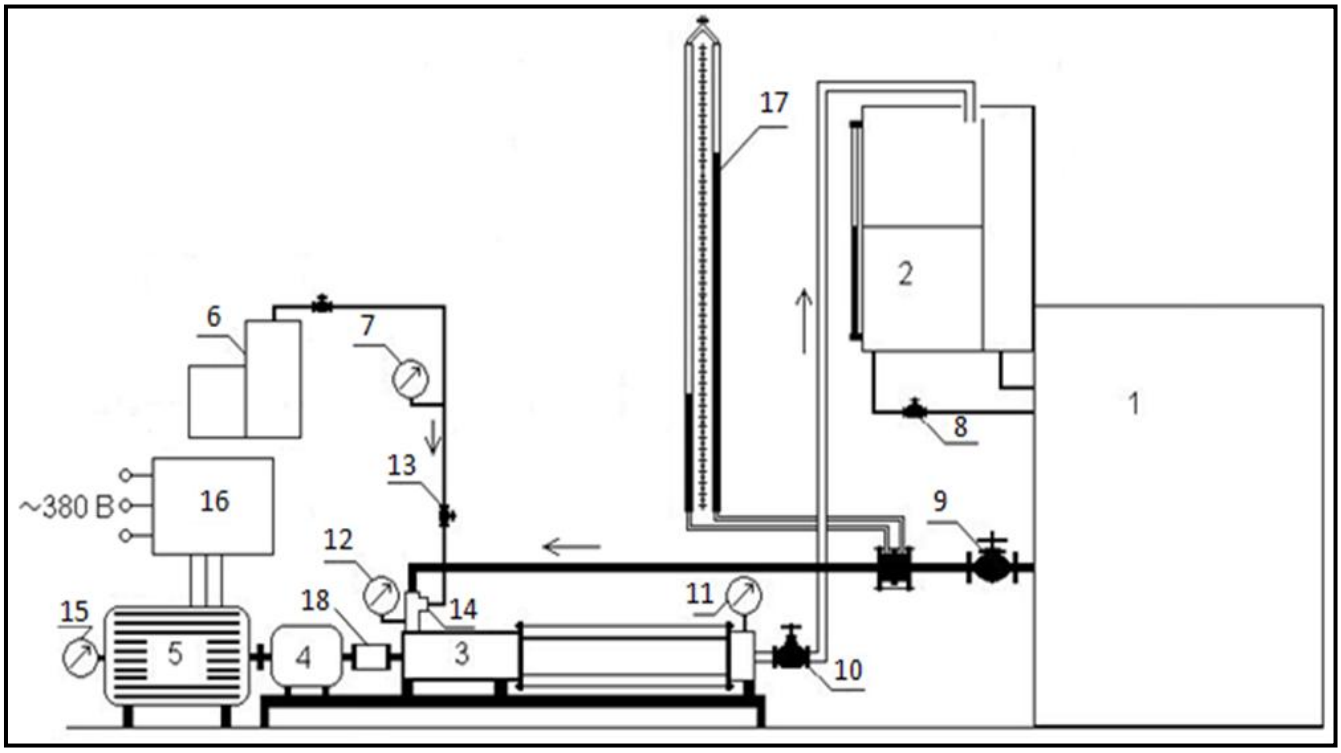


Рис. 27. Стенд для исследования характеристик ОГМ:
1 – бак для жидкости; 2 – мерный бак; 3 – одновинтовой насос; 4 – редуктор;
5 – электродвигатель; 6 – компрессор; 7 – расходомер; 8, 9,10, 13 – краны и задвижки;
11,12 – манометры; 14 – смесительная камера; 15 – тахометр; 16 – частотный преобразователь;17 – дифманометр для измерения расхода жидкости;
18 – устройство для измерения крутящего момента.

Технические характеристики DR-3000

Класс точности крутящего момента	% н.д.*)	0,1
Разрешение частоты вращения	мин-1	1
Точность частоты вращения	% н.д.*)	<1
Разрешение угла поворота	°	0,25
Неповторяемость (по DIN 1319)	%	±0,02
Питание (от USB-порта)	В, пост.	4 ... 6
Потребляемый ток	мА	<250
Выходной сигнал крутящего момента	разряд	0 ... ±25000
Выходной сигнал частоты/угла вращения	разряд	0 ... ±32511
Вход подключения контроля калибровки		через программное обеспечение
Частота измерений	изм/сек	2500
Эталонная температура	°C	+23
Номинальный температурный диапазон	°C	+5 ... +45
Рабочий температурный диапазон	°C	0 ... +60
Температурный диапазон хранения	°C	-10 ... +70
Температурный коэффициент номинального значения	% н.д./K	+0,01
Температурный коэффициент нулевого сигнала	% н.д./K	±0,02
Рабочий момент (статический)	% н.д.	150
Предельный момент (статический)	% н.д.	200
Разрушающий момент (статический)	% н.д.	>300
Динамический диапазон (по DIN 50100)	%	70 (пик-пик)
Класс защиты (по DIN EN 60529)	IP 50	
Разъем	PX0446 IP68 B Mini USB, включая 3-м кабель к компьютеру	

*) н.д. – номинальный диапазон

Рис. 28. Технические характеристики бесконтактного датчика крутящего момента DR-3000 (номинальный диапазон измерения 0,5 – 5000 Нм)

Заключение

Разработанная математическая модель и программа ее численного расчета даёт возможность:

- определения универсальной обобщенной диаграммы сжатия эластичной обкладки статора;
- построения характеристик ОГМ с учетом упругих свойств эластичной обкладки статора и оценки влияния на них различных факторов (геометрических и физико-механических);
- диагностики технического состояния ОГМ и оценки степени износа рабочих органов при тестировании ОГМ в процессе эксплуатации, прогнозирования остаточного ресурса;
- подбора материалов рабочих органов для определенных условий эксплуатации ОГМ;
- создания алгоритмов автоматизированного управления ОГМ в различных технологических процессах нефтегазовой отрасли.

Для дальнейшего уточнения и совершенствования разработанной математической модели необходимо:

- провести комплекс специальных экспериментальных исследований (в лабораторных и промысловых условиях с применением современных измерительных средств) с целью выявления особенностей характеристик ОГМ при работе на газожидкостных смесях и механизма трения рабочих органов с учетом деформации, контактных напряжений и частоты вращения;
- разработать пространственную трехмерную модель системы «металлический ротор – упругий статор», всесторонне отражающую все особенности напряженно-деформированного состояния эластичной обкладки и механизма утечек в подвижных зазорах рабочих органов.

Результаты проведенных по гранту ВР работ планируется опубликовать в виде статьи (8-12 страниц) в журнале ВНИИОНГ “Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море”, а также методическом пособии кафедры машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности по курсу “Гидромашины и компрессоры”, “Машины и оборудование для бурения нефтяных и газовых скважин”.

Список литературы

1. Балденко Д.Ф., Бидман М.Г., Калишевский В.Л. и др. Винтовые насосы. М., Машиностроение, 1982.
2. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины: В 2 т.− М.: ООО "ИРЦ Газпром". − 2005-2007.
3. Балденко Ф.Д., Касьянов В.М. К расчету характеристик одновинтовых гидромашин. // НТЖ. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - 1999. - № 1-2.
4. Бартенев Г.М., Зуев Ю.С. Прочность и разрушение высокоэластичных материалов. М., Химия, 1964.
5. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982.
6. Бобров М.Г. Экспериментальное исследование жесткости обкладки статора винтовых забойных двигателей. Машины и нефтяное оборудование, 1982, №2.
7. Бобров М.Г., Кочнев А.М. Результаты исследований энергетической характеристики винтового забойного двигателя Д 1-195 // Нефтяное хозяйство. – 1988. - № 6.
8. Ганелина С.А. Резинометаллические детали гидравлических забойных двигателей. М., Недра, 1981.
9. Гусман М.Т., Кольченко А.В., Силин А.А. Резинометаллические подшипники турбобуров. М., Гостоптехиздат, 1959.
10. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. М., Недра, 1981.
11. Кондаков Л.А, Уплотнения гидравлических систем. М., Машиностроение, 1972.
12. Коротких Н.И., Гаврилова Е.И. Разработка новых эластомеров для статоров винтовых забойных двигателей и винтовых насосов. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. М., ВНИИОЭНГ, 2003, №9.
13. Крылов А.В. Одновинтовые насосы. М., Гостоптехиздат,1962.
14. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М., Машиностроение, 1982.
15. Осипов Д.А., Чекалкин А.А. Проведение статических испытаний для определения упругопрочностных свойств резины ИРП 1226, применяемой для винтовых забойных двигателей и насосов / НТЖ Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ВНИИОЭНГ, 2003, №3.
16. Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины. Киев, Наукова думка, 1975.
17. Пятов И.С., Васильева С.Н., Тихонова С.В. и др. Комбинированный метод модификации фрикционных свойств резин. Каучук и резина, 1999, №5.
18. Ратов А.М., Хейфец Я.С. Одновинтовые скважинные электронасосы в Советском Союзе и за рубежом. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1979.

19. Фуфачев О.И. Исследование и разработка новых конструкций рабочих органов винтовых забойных двигателей для повышения их энергетических и эксплуатационных характеристик. М., дисс. канд. техн. наук, 2011.
20. Хохлов В.В. Автоматизированная система контроля резинометаллических статоров забойных двигателей / НТЖ. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море, 2003, №9.
21. Чудаков Е.А. Энциклопедический справочник машиностроение. Том 4. М., Машгиз, 1947.
22. Статоры винтовых забойных двигателей. Технические условия ТУ 3664-003-00147074-2001.
23. Каталоги и рекламные материалы фирм производителей винтовых забойных двигателей.
24. Eduardo Dvorkin, Marcela Goldschmit, Mario Storti (eds.). Asymptotic approach for modelling progressive cavity pumps performance. SPE, 2010.
25. Emilio E. Paladino, Benno W. Assmann. Computational Modeling of the Three-Dimensional Flow in a Metallic Stator Progressing Cavity Pump. SPE, 2008.
26. Jose Gamboa, Aurelio Olivet, Juan Iglesias, Pedro Gonzalez. Understanding the Performance of a Progressive Cavity Pump with a Metallic Stator. Research and Development Institute of PDVSA, 2002.
27. J. Li, R. Tudor, L. Ginzburg, G. Robello, H. Xu, c. Grigor. Evaluation and Prediction of the Performance of Positive Displacement Motor. SPE, 1998.