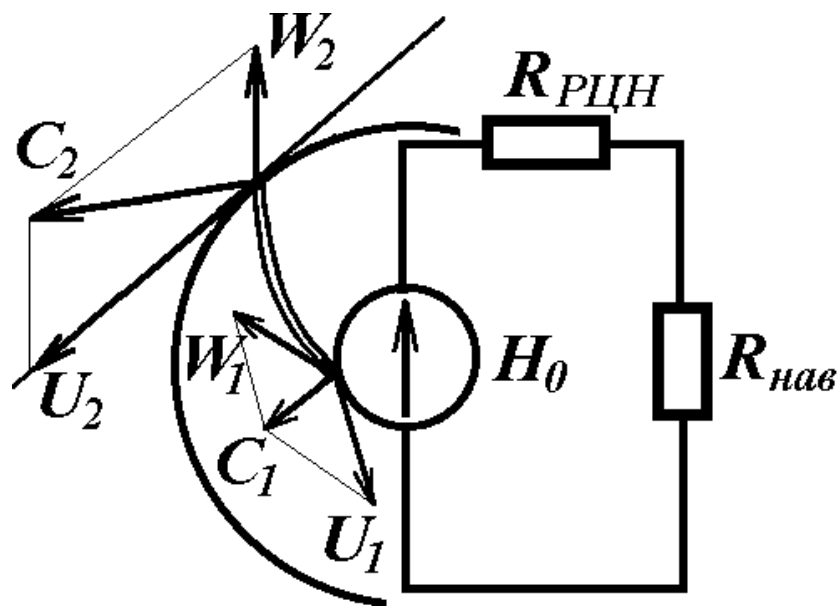


**В л а д и м и р   К о с т ы ш и н**

**Моделирование режимов  
работы центробежных  
насосов на основе  
электрогидравлической  
аналогии**



**г. Ивано-Франковск  
2000г.**

**УДК 621.67+62.001.57+532.5+621.22.018**

**Рецензенты:**

докт. техн. наук,  
профессор кафедры  
нефтяного оборудования ИФДТУНГ

Копей Б.В.

докт. техн. наук,  
профессор кафедры нефтяной и  
газовой гидродинамики ИФДТУНГ

Гимер Р. Ф.

докт. техн. наук,  
директор научно-технической фирмы "Зонд"

Карпаш О.М.

Костышин В.С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии. Ивано-Франковск. 2000, 163 с.

В монографии изложены основы математического моделирования установившихся режимов работы центробежных насосов при помощи скалярных и комплексных схем замещения, полученных путем использования электрогидравлической аналогии. Предложена методика расчета параметров схем замещения на основании конструктивных данных насосов и характеристик рабочей жидкости. Приведен каталог расчетных параметров для серии насосов магистральных нефтепроводов.

Для научных работников и инженерно-технических специалистов по вопросам проектирования и эксплуатации центробежных насосов (в частности, установленных на насосных станциях магистральных нефтепроводов); также рекомендуется для преподавателей и студентов высших учебных заведений.

Монография печатается по рекомендации Ученого Совета Ивано-Франковского государственного технического университета нефти и газа (протокол №359 от 8 декабря 1998г.)

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	<b>5</b>
<b>1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ</b>	<b>7</b>
1.1 Современное состояние моделирования режимов работы лопастных гидромашин	7
1.2 Электрогидравлическая аналогия, понятие гидравлического сопротивления сети	8
1.3 Общие определения и допущения	9
<b>2 ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ, СХЕМА ЗАМЕЩЕНИЯ И ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ИДЕАЛИЗИРОВАННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА</b>	<b>13</b>
2.1 Модифицированное уравнение Эйлера и схема замещения ИЦН	13
2.2 Приведенный коэффициент расхода ИЦН	15
2.3 Приведенный коэффициент напора и основное уравнение ИЦН	15
2.4 Угол нагрузки ИЦН, окружность и круг теоретических режимов	17
2.5 Приведенные коэффициенты мощности и сопротивления, угловая характеристика ИЦН	18
2.6 Система относительных единиц. Номинальный и оптимальный режимы работы ИЦН	19
2.7 Характеристики ИЦН в системе относительных единиц	21
2.8 Эквивалентирование многоступенчатых и многопоточных ИЦН	22
<b>3 ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ, СХЕМА ЗАМЕЩЕНИЯ И ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ РЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА</b>	<b>25</b>
3.1 Схема замещения РЦН	25
3.2 Исходные данные для расчета характеристик РЦН	26
3.2.1 Конструктивные параметры	27
3.2.2 Режимные параметры	28
3.2.3 Определение расчетных режимных номинальных параметров РЦН	29
3.3 Расчет параметров схемы замещения РЦН в системе относительных единиц	33
3.3.1 Определение напора холостого хода и внутреннего гидравлического сопротивления (импеданса)	33
3.3.2 Учет конечного количества лопастей	34
3.3.3 Моделирование объемных потерь	34
3.3.4 Моделирование гидравлических потерь	35
3.3.5 Моделирование механических потерь	39
3.4 Алгоритм расчета параметров схемы замещения и режимов РЦН	41
3.5 Эквивалентная схема замещения и основное уравнение РЦН	41
3.6 Пример расчета параметров и рабочих характеристик магистрального насоса НМ-7000-210 с помощью математической модели, записанной в координатах действительных чисел	42
<b>4 ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК РЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА</b>	<b>50</b>
4.1 Тригонометрическая форма записи характеристик РЦН в системе относительных единиц	50
4.1.1 Характеристика напора $H_{*д}—Q_{*д}$	52
4.1.2 Характеристика потребляемой мощности $N_{*с}—Q_{*д}$	53
4.1.3 Характеристика полного КПД $\eta_{*}—Q_{*д}$	55
4.1.4 Расчетный угол нагрузки РЦН	56
4.2 Полиномиальная форма записи характеристик РЦН в системе относительных единиц	57
4.3 Экономическая эффективность применения регулируемого электропривода центробежных насосов	61
<b>5 КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕЛЬ РЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА</b>	<b>67</b>
5.1 Применение комплексной переменной для анализа режимов РЦН	67
5.2 Пассивные линейные параметры проточной части в случае гармонических колебаний давления и расхода (участок спирального отвода)	70
5.2.1 Активное гидравлическое сопротивление	70
5.2.2 Инерционное гидравлическое сопротивление	72
5.2.3 Центробежная форма числа Рейнольдса	73
5.3 Учет конечного числа лопастей в комплексной модели РЦН	74

5.4 Дифференциальные уравнения движения жидкости в спиральной части отвода РЦН в неподвижной системе координат $X, Y$	76
5.5 Уравнение движения жидкости в спиральной части отвода РЦН во вращающейся системе координат $d, q$ , жестко связанной с колесом насоса	79
5.6 Моделирование движения жидкости в диффузоре отвода	80
5.7 Развернутая комплексная схема замещения и векторная диаграмма состояния РЦН	81
5.8 Эквивалентная комплексная схема замещения и круговая диаграмма РЦН	87
5.9 Характеристики РЦН с учетом вязкости рабочей жидкости	89
5.10 Характеристики РЦН при изменении скорости вращения рабочего колеса	92
5.11 Расчет параметров развернутой комплексной схемы замещения РЦН	92
5.11.1 Расчет чисел Рейнольдса (центробежная форма) для отдельных частей гидравлического пути насоса и гидравлических сопротивлений $\chi_{мех}$ та $r_{мех}$ (механических потерь)	93
5.11.2 Расчет гидравлических сопротивлений $\chi_{*\Delta H}$ и $r_{*\Delta H}$ спирального отвода	95
5.11.3 Расчет гидравлических сопротивлений $\chi_{*\Delta Q}$ и $r_{*\Delta Q}$ для ветви обратной связи (объемных потерь)	96
5.11.4 Расчет гидравлических сопротивлений $\chi_{*\mu Q}$ и $\chi_{*\mu H}$ для учета конечного числа лопастей	96
5.11.5 Пример расчета параметров комплексной схемы замещения насоса НМ-7000-210	100
5.12 Исследование совместной работы РЦН при помощи комплексной схемы замещения	108
5.12.1 Параллельная работа РЦН	108
5.12.2 Последовательная работа РЦН	110
<b>ЛИТЕРАТУРА</b>	<b>112</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Центробежные насосы (ЦН) принадлежат к наиболее распространенному классу гидравлических лопастных машин, которые используются во всех отраслях народного хозяйства, в частности, на насосных станциях современных трубопроводных систем. Такая ситуация обусловлена их существенными преимуществами над другими насосами. В первую очередь, следует отметить равномерность и широкие границы регулирования расхода (при относительно высоком КПД), возможность непосредственного соединения с высокоскоростными электродвигателями и газовыми турбинами, небольшие габаритные размеры и вес.

На современном этапе развития общества особой актуальности приобретает вопрос повышения экономической эффективности функционирования насосных станций, оборудованных ЦН, поскольку они оперируют с огромными потоками механической энергии привода в процессе превращения ее в гидравлическую энергию рабочей жидкости. Это требует осуществления оптимизации режимов уже введенных в эксплуатацию ЦН и создания новых высокоэффективных конструкций машин. Также необходима разработка математических моделей, способных правильно отражать сложные физические процессы в проточной части ЦН.

В предложенной читателю монографии реализован один из путей решения проблемы, а именно: путь математического моделирования ЦН при помощи электрогидравлической аналогии, основные положения которой и современное состояние моделирования рассмотрены в первом разделе работы.

Во втором и третьем разделах изложены основы математического моделирования режимов соответственно идеализированного и реального ЦН в координатах действительных чисел (скалярная модель). На базе модифицированного уравнения Эйлера предложена схема замещения насоса, которая состоит из гидравлического источника - аналога электродвижущей силы с постоянным гидравлическим сопротивлением (импедансом). Для учета конечного числа лопастей в рабочих колесах, наличия объемных, гидравлических и механических потерь схема дополняется соответствующими нелинейными сопротивлениями. Расчет параметров этой схемы по конструктивным данным машины ведется в системе относительных единиц, где базовыми приняты номинальные параметры ЦН. На основании уравнений Кирхгофа для схемы замещения записана система нелинейных уравнений равновесия расходов и напоров ЦН, решение которой позволяет построить рабочие характеристики ЦН и оптимизировать его конструктивные параметры. Рассмотрен также вопрос эквивалентирования многопоточных и многоступенчатых насосов одноступенчатой машиной с колесом с односторонним входом.

Проведенное автором математическое моделирование на ЭВМ серии нефтяных ЦН показало хорошее соответствие результатам экспериментальных исследований и предоставило возможность предложить в третьем разделе работы удобные для практического использования упрощенные тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения зависимости напора, мощности и КПД от изменения расхода ЦН. Характерной особенностью есть использование в качестве главного расчетного параметра ЦН номинального значения угла нагрузки машины  $\gamma_P^{ном}$ , определение которого ведется через конструктивные каталожные данные.

Несмотря на все свои положительные стороны, предложенная скалярная модель ЦН не дает возможности аналитически определить влияние на режимные и экономические параметры машины характеристик рабочей жидкости, в частности, ее вязкости. Поэтому одновременно с завершением работы над скалярной моделью автор приступил к разработке

комплексной модели ЦН, записанной в координатах комплексной плоскости. Результаты работы приведены в пятом разделе монографии.

В основу создания комплексной модели ЦН положено его пространственное строение. Движение жидкости в проточной части рабочего колеса описано модифицированным уравнением Эйлера, а в отводе ЦН - дифференциальными уравнениями Навье-Стокса. Автор показал, что проекции вынуждающей силы, которая действует на выходе рабочего колеса, вращающегося с частотой  $n$ , на неподвижные оси  $X-Y$ , есть гармонические функции времени.

Такой подход позволил применить мощный аппарат комплексной переменной, который базируется на изображении гармонической функции режимных параметров ЦН (напоров, расходов, мощностей и др.) в виде обобщенного комплексного вектора в полярной или декартовой системе координат. В свою очередь, использование аналогии между гидравлическими и электрическими параметрами создало основу для ввода понятия комплексного гидравлического сопротивления.

Запись уравнений Навье-Стокса в осях  $d, q$ , вращающихся вместе с рабочим колесом, предоставил возможность синтезировать комплексную схему замещения ЦН и построить векторную диаграмму его режимов. В разделе предложена также методика определения активного и инерционного гидравлических сопротивлений ЦН через конструктивные параметры машины и характеристики рабочей жидкости. Показано, что соотношение этих сопротивлений определяет одну из форм числа Рейнольдса, которое определяет режим движения жидкости.

Изложение теоретической части работы иллюстрируется большим количеством числовых примеров. В монографии публикуется банк расчетных параметров для серии нефтяных ЦН магистральных нефтепроводов, а также их расчетные рабочие характеристики.

Безусловно, в данной работе не отображено всех аспектов математического моделирования ЦН. Так остались нерассмотренными вопросы моделирования кавитационных процессов, гидравлического торможения, синтеза оптимальных конструкций машин и т.д. Однако автор прогнозирует результативное решение и этих задач с позиций электрогидравлической аналогии, а также высказывает сердечную благодарность всем рецензентам и коллегам за полезные замечания и советы, надеется на конструктивные отзывы и пожелания читателей, которые просит посылать по адресу:

76019, Украина, г. Ивано-Франковск,  
ул. Карпатская 15,  
Ивано-Франковский Государственный  
Технический Университет Нефти и Газа.

# 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1 Современное состояние моделирования режимов работы лопастных гидромашин

Теоретические работы О.Рейнольдса (Англия), Л.Прандтля (Германия) и выдающиеся труды Н.Е.Жуковского (Россия), которые относятся к концу XIX и начала XX века, привели к созданию современной научной основы насосостроения. Особенно следует отметить развитие научной мысли в этой отрасли в середине XX века, когда почти одновременно появились фундаментальные классические труды К.Пфлейдерера [35], А.А.Ломакина [2] и А.И.Степанова [36]. Они вместе с работами А.Стодола, С.С.Руднева [37,41], Г.Ф.Проскуры [64-66] и многих других ученых из различных стран заложили крепкий теоретический базис машиностроительной гидромеханики.

Во второй половине XX века значительный вклад в дальнейшее развитие теоретических основ лопастных гидромашин внесли работы А.К.Михайлова и В.В.Малюшенко [13], Т.М. Башты[41], А.Н.Шерстюка [3,34], Л.Г.Колпакова [48,55], В.Лобановфа, Г. Росса [54] и других ученых.

Значительные достижения, которые основываются на теории подобия и размерностей, получены в области физического моделирования процессов, которые протекают в лопастных гидромашинах. Здесь характеристики мощных насосов определяются путем специального перерасчета экспериментально полученных характеристик модельных машин значительно меньших размеров. Однако, невзирая на все упомянутые достижения, современное состояние фундаментальных исследований в области теории лопастных машин и состояние моделирования режимов работы ЦН, в частности, далеко не удовлетворительное. Речь идет о математическом моделировании режимов с помощью ЭВМ. До сих пор не создана такая математическая модель ЦН, которая бы давала возможность на основании каталожных конструктивных данных машины анализировать ее режимные и экономические параметры во всем эксплуатационном диапазоне с учетом основных свойств рабочей жидкости [51]. Не решен в полной мере и вопрос синтеза оптимальных конструкций ЦН по заданным технологическим требованиям.

Глубокий анализ современного состояния теории ЦН выполнил И.М.Вершинин, который в ряде работ [14-23] сделал попытку революционного пересмотра ее многих фундаментальных положений.

Гидромеханика лопастных машин, по словам Вершинина, утонула в эмпирических стохастических формулах, которые не допускают эффективного использования ЭВМ, так как не отвечают реальным конструкциям машин [23]. Кроме того, они не позволяют установить все закономерности взаимосвязанных физических процессов, которые имеют место в лопастных гидромашинах. Это в значительной степени усложняет решение оптимизационных задач проектирования ЦН и повышения эффективности их функционирования. Особенно ощутимо отставание теории гидромеханики лопастных гидромашин на фоне развития теории электрических машин, где формализация задач выполнена на значительно высшем уровне.

Одним из путей решения проблемы математического моделирования ЦН есть использование электрогидравлической аналогии, которое уже неоднократно успешно позволяло решать ряд важных теоретических задач гидравлики и гидромеханики [4-11]. В частности, следует отметить метод электрогидродинамических аналогий (ЭГДА) Павловского [39], который базируется на математической аналогии постоянного электрического тока в проводящей среде и ламинарного движения грунтовых вод в процессе фильтрации воды через земляные плотины.

## 1.2 Электрогидравлическая аналогия, понятие гидравлического сопротивления сети

Применение электрогидравлической аналогии базируется на систематическом переносе теории электрических цепей в гидравлику. При этом основные электрические уравнения переходят в соответствующие гидравлические соотношения, которые всегда выполняются и на основании которых можно составлять гидравлические схемы и анализировать их теми же хорошо развитыми методами, что и электрические цепи [27,28,70].

Наибольшее распространение получили аналогии: давление  $P$  и напряжение  $U$ , объемный расход  $Q$  и ток  $I$ . Однако в этом вопросе отсутствует единая точка зрения. Некоторые авторы трактуют как аналогию массовый расход  $G$  и ток  $I$  [29], скорость  $v$  и ток  $I$  [27], силу  $F$  и напряжение  $U$  [4,29] и т.д.

Для разрешения указанной проблемы целесообразно использовать принципы системотехники, заложенные в основу создания, исследования и использования сложных систем [31], в частности, принцип физичности, который оперирует с размерностями физических величин.

В соответствии с дополненной (с позиции электрогидравлической аналогии) автором таблицей ди Бартини (табл. 1.1) [32], которая показывает связь между физическими величинами, размерность произвольной величины, которая подвергается измерению, может быть выражена в системе единиц, содержащей только длину  $L$  и время  $T$  (пространственно-временной континуум), т.е. изображена в виде  $[L^x, T^y]$ , где  $|x+y| < 3$  (трехмерный мир);  $x, y$  — целые числа.). Кроме того, размерности величин, которые измеряются одним и тем же способом, должны быть одинаковыми [31]. Так, силы взаимодействия имеют одинаковую размерность независимо от того, какие факторы порождают эти силы: гравитация, электрическое или магнитное взаимодействие. В частности, размерности массы  $m$ , электрического заряда  $q_e$  и магнитной массы  $q_m$  должны быть одинаковыми, а именно:

$$[m] = [q_e] = [q_m] = [L^3 T^{-2}].$$

Аналогично (см. табл. 1.1) будут попарно равными размерности силы электрического тока  $I$  и массового расхода жидкости  $G$

$$[I] = [G] = [L^3 T^{-3}],$$

напряжения (разницы электрических потенциалов)  $U$  и отнесенной к массе жидкости потенциальной энергии (удельной работы)  $gH$  в гидросети

$$[U] = [gH] = [L^2 T^{-2}],$$

электрического импеданса  $R_{\mathcal{E}}$  и гидравлического импеданса  $R'_H$

$$[R_{\mathcal{E}}] = [R'_H] = [L^{-1} T^1].$$

Здесь  $g$  — ускорение свободного падения,  $H$  — напор в гидросети.

В общем случае импеданс — это величина, которая характеризует полное сопротивление прохождению электрического тока, движению тел и сплошных сред. Он определяется как отношение “силового” фактора (электрического напряжения, силы, давления) к “скоростному” фактору (электрическому току, скорости, объемному или массовому расходу) [58].



$$\left. \begin{aligned} R_e &= \frac{U}{I} , \\ R'_r &= \frac{gH}{G} . \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

В электротехнике, в частности, импеданс получил название электрического сопротивления, а вышеупомянутое отношение — общеизвестного закона Ома.

Однако, в качестве аналогов электрического тока  $I$  и напряжения  $U$  в гидравлике нашли широкое использование объемный расход  $Q$  и давление  $P$ , связь которых с точными аналогами  $G$  и  $gH$  определяется зависимостями

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{1}{\rho} G , \\ P &= \rho(gH) . \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

Здесь  $\rho$  — плотность рабочей жидкости. В этом случае аналогом электрического сопротивления будет гидравлическое сопротивление  $R = \rho^2 R'_r$ , размерность которого

$$[R] = \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \text{с}} \right] .$$

Кроме того, исторически сложилась такая ситуация, что в классической теории турбулентных режимов гидравлических сетей не нашло широкого использования понятия гидравлического сопротивления - аналога  $R$ , который определяется законом Ома. Вместо него применяется безразмерный гидравлический коэффициент трения  $\lambda$  (коэффициент Дарси), значение которого зависит от режима движения жидкости (числа Рейнольдса) и шероховатости поверхности проточной части [39]. Именно этот факт обусловил засилье эмпирических формул гидравлики, значительно затормозил аналитический анализ физических процессов в гидроцепях и гидромашинах. Только во второй половине двадцатого века в работах авторов, которые исследовали режимы компрессоров и пневмо- и гидроприводов с позиций теоретических основ электротехники, появилось понятие "скалярного пневмосопротивления" [29,30], "акустического импеданса" [4] и "гидравлического импеданса"[58,70]. В то же время, ситуация в гидромеханике, в частности, в теории лопастных машин, осталась неизменной.

### 1.3 Общие определения и допущения

С целью оптимизации адекватности математического моделирования центробежной гидравлической машины, конструктивные параметры которой считаются неизменными, в работе предложено рассмотрение следующих условных категорий ЦН:

идеализированный ("Эйлеровский") ЦН — ИЦН,  
теоретический ЦН — ТЦН,  
реальный (действительный) ЦН — РЦН.

ИЦН — это одноступенчатый и однопоточный ЦН с бесконечным числом ( $K_L = \infty$ ) безгранично тонких лопастей для перекачивания идеальной жидкости, в котором отсутствуют потери мощности.

ТЦН — это аналог ИЦН, оборудованный колесом с конечным числом лопастей определенной толщины, в котором отсутствуют объемные, гидравлические и механические потери.

РЦН — это реальный аналог ТЦН с потерями мощности, работающий с однородной (ньютоновской) жидкостью, которая подчиняется закону Ньютона

$$\tau = \mu (du/dy),$$

где  $\tau$  — напряженность трения (сила сопротивления, отнесенная к единице площади);

$du/dy$  — градиент скорости ( $dy$  — толщина слоя жидкости);

$\mu$  — динамическая вязкость.

Кроме того, будем пренебрегать сжимаемостью жидкости, считая ее плотность постоянной  $\rho = const$ , а тепловой режим — установившимся за счет отвода тепла путем теплообмена. Основное внимание сосредоточим на исследовании ИЦН и РЦН, параметры которых будем сопровождать индексами “ $\infty$ ” и “Д”, в то время как параметры ТЦН получат индекс “Т”.

В основе анализа ИЦН лежит струйная теория Эйлера, которая базируется на рассмотрении струйной структуры и осевой симметрии плоскопараллельного потока идеальной жидкости. В этом случае в соответствии с рис.1.1 основное уравнение ЦН приобретает вид формулы Эйлера [1,2,13]

$$gH_{\infty} = u_2 c_{2U} - u_1 c_{1U}, \quad (1.3)$$

где  $H_{\infty}$  — напор ИЦН;

$u_2, c_{2U}$ ;  $u_1, c_{1U}$  — соответственно модули тангенциальных скоростей и тангенциальные составляющие абсолютных скоростей жидкости на выходе и входе лопасти.

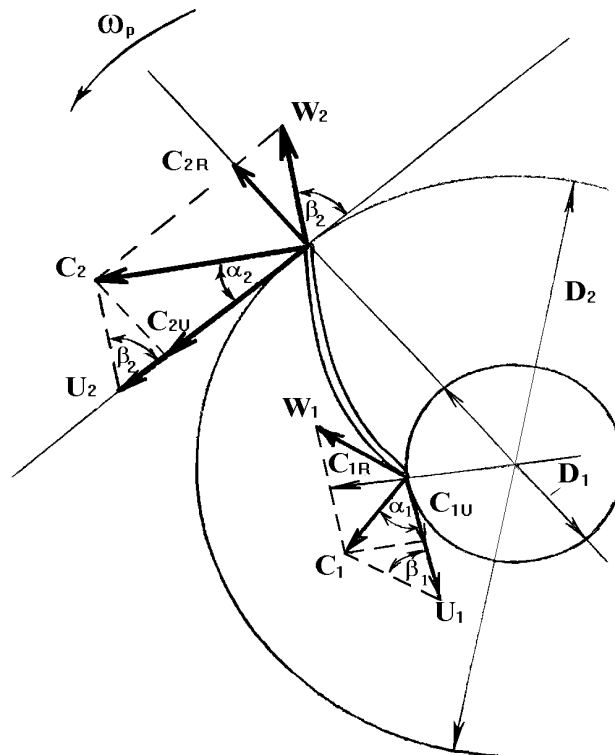


Рисунок 1.1 Параллелограммы скоростей на входе и выходе рабочего колеса

Фундаментальные труды по теории лопастных машин [1,2,3,35,36 и др.] рекомендуют принять допущение о радиальном входе жидкости в рабочее колесо ЦН ( $c_{1U} = 0$ ), хотя (см. п.2.1.) эта гипотеза справедлива только для близких к номинальному значению расходных нагрузок [16].

Главная проблема моделирования ТЦН связана с учетом влияния конечного числа лопастей на теоретические характеристики ИЦН. Задача сводится к расчету поправочных коэффициентов  $\mu_Q$  и  $\mu_H$ , которые определяют соотношение между напорами и расходами ТЦН ( $H_T, Q_T$ ) и ИЦН ( $H_\infty, Q_\infty$ )

$$\left. \begin{aligned} \mu_Q &= Q_T / Q_\infty, \\ \mu_H &= H_T / H_\infty = 1 / (1 + p); \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

где  $p$  — поправочный коэффициент Пфлейдерера. Существует много формул для оценки  $\mu_Q$  и  $\mu_H$  [2,13,35], однако обзорные труды по этому вопросу указывают на их неточность, несоответствие предпосылок для их вывода структуре движения жидкости в колесе, неправильный учет свойств рабочей жидкости и др., хотя в отдельных случаях результаты были удовлетворительными [48].

В общем случае движение жидкости в проточной части РЦН описывается дифференциальными уравнениями Навье - Стокса [39], которые в случае гармонических колебаний несжимаемой вязкой среды приобретают вид (для ламинарного режима) [57]

$$p_1 - p_2 = \frac{4\rho l}{\pi d_\Gamma^2} \left( \frac{dq}{dt} \right) + \frac{128\rho\nu l}{\pi d_\Gamma^4} q, \quad (1.5)$$

где  $q, p_1 - p_2$  — соответственно мгновенные значения расхода и перепада давления жидкости на участке длиной  $l$  круглого сечения с диаметром  $d_\Gamma$ ;

$\nu$  — кинематическая вязкость жидкости.

Определение параметров РЦН безусловно зависит от правильного составления энергетического баланса машины. В ряде работ [2,13,48] предложены эмпирические и полуэмпирические выражения для расчета гидравлических, объемных и механических потерь энергии в РЦН. Они основываются на подтвержденной экспериментально гипотезе об автомодельности большинства режимов лопастных гидромашин, когда число Рейнольдса  $Re$  существенно не влияет на структуру потока в проточной части и имеет место квадратичная зависимость изменения напора от расхода жидкости. К сожалению, вопрос определения взаимосвязи между различными составляющими энергетических потерь (особенно по всей ширине эксплуатационного диапазона с учетом конструктивных данных машины и свойств рабочей жидкости) остается открытым. Исследование РЦН будем проводить на примере ЦН магистральных нефтепроводов ( $n_S = 50 - 230$ ), которые имеют спиральный отвод и лопасти, выполненные по логарифмической спирали. Экспериментальные заводские характеристики этих насосов и их конструктивные параметры приведены в [48,55,59].

Таблица 1.1. Размерности величин в координатах пространства и времени (таблица д-ра Баргина)

$L^4 L^{-2}$	$L^{-1}$	$L^0$	$L^1$	$L^2$	$L^3$	$L^4$	$L^5$
$T^4$							
$T^5$							$\frac{\text{Мощность}}{\text{Сила света}}$
$T^4$				Давление		Сила	$\frac{\text{Энергия}}{\text{Работа}}$ Теплота
$T^3$	Гидросопротивление объемному расходу		Плотность тока	Напряженность магнитного поля	Массовый расход Сила тока	Импульс	
$T^2$			Ускорение	$\frac{\text{Напряжение}}{\text{Удельная}} \frac{\text{энергия}}{gH}$ Магнитодвижущая сила	$\frac{\text{Масса}}{\text{Электрический}} \frac{\text{заряд}}{\text{Магнитная}}$ масса	Магнитный момент	
$T^1$		Плотность вещества	Частота Магнитная индукция	Напряженность электрического поля	Магнитный поток	Объемный расход	
$T^0$			$\frac{\text{Скорость}}{\text{Электропровод}} \frac{\text{имкость}}{\text{Длина}}$ $\frac{\text{Диэлектрическая}}{\text{Эл. емкость}}$ проницаемость	Площадь поверхности	Объем пространства		
$T^3$	Электросопротивление Гидросопротивление массовому расходу	Период (время)		Напор			
$T^2$	Магнитная проницаемость	Индуктивность					

## 2 ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ, СХЕМА ЗАМЕЩЕНИЯ И ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ИДЕАЛИЗИРОВАННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 2.1 Модифицированное уравнение Эйлера и схема замещения ИЦН

Использование понятия гидравлического сопротивления (импеданса) предоставляет возможность видоизменить общеизвестное уравнение Эйлера (1.3) к виду, удобному для составления схемы замещения ИЦН. Такие схемы, которые лежат в основе моделирования электрических цепей и электрических машин, в частности [45], в значительной степени содействуют пониманию физических процессов в гидромашинах, открывают новые аспекты их моделирования. С этой целью запишем уравнение Эйлера для ИЦН (1.3) в виде разницы скалярных произведений векторов абсолютной  $\vec{c}$  и тангенциальной  $\vec{u}$  скоростей идеальной жидкости на выходе и входе в рабочее колесо

$$gH_\infty = \langle \vec{u}_2, \vec{c}_2 \rangle - \langle \vec{u}_1, \vec{c}_1 \rangle, \quad (2.1)$$

где  $H_\infty$  — напор ИЦН, который отражает удельную энергию, передаваемую от колеса с бесконечным числом лопастей идеальной жидкости для ее перемещения. Учитывая свойства скалярного произведения и в соответствии с рис.1.1, получим

$$gH_\infty = (u_2^2 - u_1^2) - (u_2 c_{2R} \operatorname{ctg} \beta_{2Л} - u_1 c_{1R} \operatorname{ctg} \beta_{1Л}), \quad (2.2)$$

где  $\beta_{2Л}, \beta_{1Л}$  — соответственно выходной и входной лопастные углы рабочего колеса.

Выразим входные ( $j = 1$ ) и выходные ( $j = 2$ ) модули тангенциальных скоростей  $u_j$  и радиальных составляющих абсолютных скоростей жидкости  $c_{jR}$  через конструктивные параметры колеса

$$u_j = \frac{\pi D_j n}{60}, \quad (2.3)$$

$$c_{jR} = \frac{Q_\infty}{\pi D_j b_j}, \quad (2.4)$$

где  $Q_\infty$  — объемный расход жидкости ИЦН;

$D_2, D_1$  — внешний и внутренний диаметры рабочего колеса;

$b_2, b_1$  — соответственно ширина лопасти на выходе и входе колеса;

$n$  — частота вращения колеса (об/мин).

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при  $n = \text{const}$  уравнения (2.2) с учетом (2.3) и (2.4) можно записать в виде баланса давлений

$$\rho g H_\infty = \rho g H_0 - R_t Q_\infty, \quad (2.5)$$

где  $H_0$  — напор ИЦН в режиме закрытой задвижки на выходе при  $Q_\infty = 0$ , аналог электродвижущей силы в электрической цепи. В дальнейшем будем называть такой режим отсутствия расходной нагрузки режимом холостого хода (ХХ), а  $H_0$  — напором холостого хода ИЦН [60]

$$H_0 = \frac{1}{g} \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) = const, \quad (2.6)$$

или

$$H_0 = \frac{m_D^2 - 1}{m_D^2} \left( \frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 \frac{1}{g}; \quad (2.7)$$

$m_D$  — соотношение внешнего и внутреннего диаметров колеса

$$m_D = \frac{D_2}{D_1}; \quad (2.8)$$

$R_t$  — внутреннее гидравлическое сопротивление (импеданс) ИЦН, которое не зависит от режима насоса и определяется

$$R_t = \frac{\rho n}{60} \left( \frac{ctg \beta_{2Л}}{b_2} - \frac{ctg \beta_{1Л}}{b_1} \right) = const, \quad (2.9)$$

или

$$R_t = \left[ 1 - m_b \frac{ctg \beta_{1Л}}{ctg \beta_{2Л}} \right] \frac{\rho n ctg \beta_{2Л}}{60 b_2}; \quad (2.10)$$

$m_b$  — соотношение выходной и входной ширины лопасти

$$m_b = b_2 / b_1. \quad (2.11)$$

Большинство авторов фундаментальных трудов по теории лопастных машин [1,2,3,35,36 и др.] принимают допущение о радиальном входе жидкости в рабочее колесо ЦН ( $c_{1u} = 0$ ), хотя эта гипотеза справедлива только для узкого диапазона близких к номинальному значению расходов.

Действительно, в соответствии с рис.1.1 необходимым условием радиального входа жидкости в рабочее колесо ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) есть выполнение соотношения

$$c_1 = c_{1R} = u_1 tg \beta_{1Л},$$

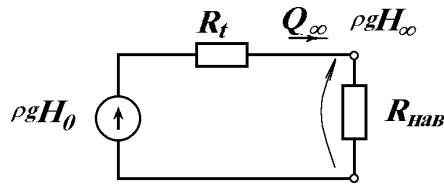
которое в соответствии с (2.3) и (2.4) предоставляет возможность определить расход ИЦН для этого режима, получившего название “безударного” [12]

$$Q_\infty^{pad} = \frac{(\pi D_1)^2 b_1 n}{60} tg \beta_{1Л}.$$

Следовательно, радиальный вход жидкости в колесо, который имеет место только при расходе  $Q_\infty^{pad}$ , принципиально невозможен при нулевом расходе ИЦН (поскольку  $\bar{c}_2 \approx \bar{u}_2$ ;  $\bar{c}_1 \approx \bar{u}_1$ ), а поэтому напор  $H_0$  должен определяться не только внешним, но и внутренним

диаметром колеса. В частности, в случае  $D_1 = D_2$  напор  $H_0$  должен стремиться к нулю. Эта особенность режима холостого хода ИЦН также подробно рассмотрена в [16].

Модифицированному уравнению Эйлера (2.5) соответствует принципиальная схема замещения (рис.2.1), где  $R_{нав}$  — нагрузочное гидравлическое сопротивление внешней гидросети.



**Рисунок 2.1** Схема замещения ИЦН

Используя аналогию интервалов режимов работы гидравлической центробежной машины (от холостого хода  $Q_\infty = 0$  до условного “обрыва” напорного трубопровода  $H_\infty = 0$ ) и электрической машины (от холостого хода  $I = 0$  до короткого замыкания  $U = 0$ ), введем приведенные (нормализованные) на интервале  $[0,1]$  теоретические коэффициенты напора, расхода, мощности и сопротивления ИЦН.

## 2.2 Приведенный коэффициент расхода ИЦН

В отличие от общепринятого коэффициента расхода [2] рассмотрим следующий вариант критерия кинематического подобия потоков в насосе

$$\gamma_{Q_\infty} = \frac{Q_\infty}{Q_0} = \frac{Q_\infty R_t}{\rho g H_0}, \quad (2.13)$$

где  $Q_0 = Q_\infty^{обp}$  — максимальное значение расхода ИЦН в режиме отсутствия сопротивления напорного трубопровода (при  $H_\infty = 0$ ,  $R_{нав} = 0$ ). В дальнейшем будем называть такой режим максимальной расходной нагрузки ИЦН режимом условного “обрыва” напорного трубопровода

$$Q_\infty^{обp} = \frac{\rho g H_0}{R_t}. \quad (2.14)$$

Очевидно, что  $\gamma_{Q_\infty}$  изменяется на интервале  $[0,1]$ , т.е. является приведенным (нормализованным) и достигает крайних значений соответственно в режиме холостого хода и условного “обрыва” напорного трубопровода.

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{Q_\infty}^{xx} &= 0, \\ \gamma_{Q_\infty}^{обp} &= 1. \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

## 2.3 Приведенный коэффициент напора и основное уравнение ИЦН

Запишем приведенный коэффициент напора ИЦН, который является критерием гидродинамического подобия [2], в виде

$$\gamma_{H_\infty} = \frac{H_\infty}{H_\infty^{XX}} = \frac{H_\infty}{H_0} . \quad (2.16)$$

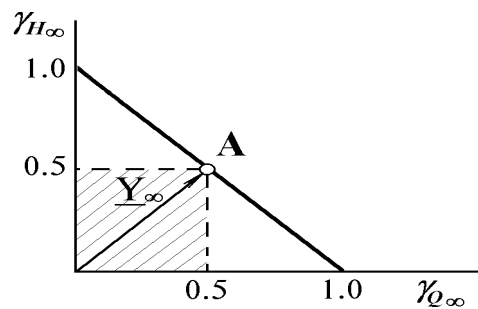
Аналогично предыдущему для крайних режимов работы ИЦН получим

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{H_\infty}^{XX} &= 1, \\ \gamma_{H_\infty}^{обр} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

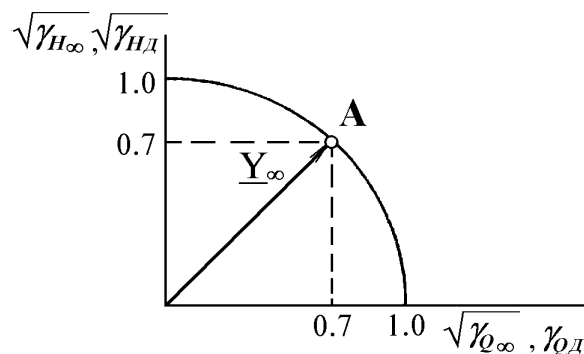
Общий анализ (2.5), (2.13) и (2.16) предоставляет возможность записать основное уравнение режимов ИЦН, которое устанавливает связь между коэффициентами напора и расхода в полном диапазоне функционирования лопастной гидромашины

$$\gamma_{H_\infty} + \gamma_{Q_\infty} = 1. \quad (2.18)$$

Графическая иллюстрация (2.18) для различных систем координат изображена на рис. 2.2 и 2.3. В частности, рис.2.3 иллюстрирует запись уравнения в полярной системе координат, где режим ИЦН определяется приведенным изображающим вектором  $\underline{Y}_\infty$  с постоянным значением модуля  $|\underline{Y}_\infty| = 1$ .



**Рисунок 2.2** Взаимосвязь между приведенными коэффициентами напора и расхода ИЦН



**Рисунок 2.3** Круг режимов ИЦН в координатах  $\sqrt{\gamma_{H_\infty}}, \sqrt{\gamma_{Q_\infty}}$ , и РЦН в координатах  $\sqrt{\gamma_{H_\infty}}, \gamma_{Qд}$ .



## 2.4 Угол нагрузки ИЦН, окружность и круг теоретических режимов

В соответствии с теорией синхронной электрической машины введем понятие угла нагрузки ИЦН, пропорционального коэффициенту расхода, который характеризует нагрузку насоса

$$\gamma_{\infty} = \pi \gamma_{Q_{\infty}} = \pi \frac{Q_{\infty}}{Q_0} . \quad (2.19)$$

С учетом (2.18) получим

$$\gamma_{\infty} = \pi (1 - \gamma_{H_{\infty}}) . \quad (2.20)$$

Выражение (2.19) можно также записать в виде

$$\gamma_{\infty} = \pi r_Q^2 , \quad (2.21)$$

где  $r_Q$  — радиус круга режимов ИЦН (рис.2.4), площадь которого численно равна  $\gamma_{\infty}$

$$r_Q = \sqrt{\gamma_{Q_{\infty}}} .$$

Круг режимов пульсирует в такт изменения нагрузки ИЦН, в частности, стягивается в точку в режиме ХХ или вырастает к размерам, ограниченным дугой окружности режимов при “обрыве” напорного трубопровода гидросети.

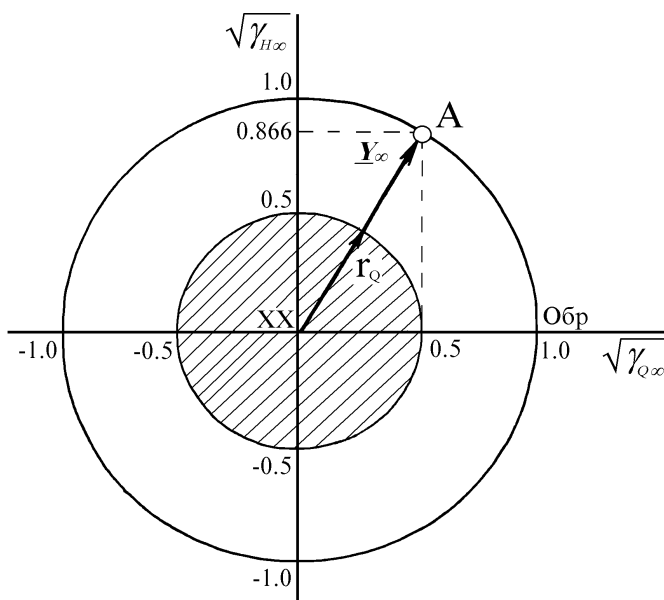


Рисунок 2.4 Круг режимов ИЦН

## 2.5 Приведенные коэффициенты мощности и сопротивления, угловая характеристика ИЦН

Аналогично предыдущему введем понятие приведенного коэффициента мощности ИЦН

$$\gamma_{N\infty} = \gamma_{Q\infty} \gamma_{H\infty}. \quad (2.22)$$

Очевидно, что

$$\gamma_{N\infty} = \frac{N_{\infty}}{N_{\infty\text{ГИП}}}, \quad (2.23)$$

где  $N_{\infty}$ ,  $N_{\infty\text{ГИП}}$  — соответственно мощность ИЦН и гипотетическая мощность, которую бы развил ИЦН при напоре ХХ  $H_0$  и расходе в режиме условного “обрыва”  $Q_0$

$$N_{\infty} = \rho g H_{\infty} Q_{\infty}, \quad (2.24)$$

$$N_{\infty\text{ГИП}} = \rho g H_0 Q_0. \quad (2.25)$$

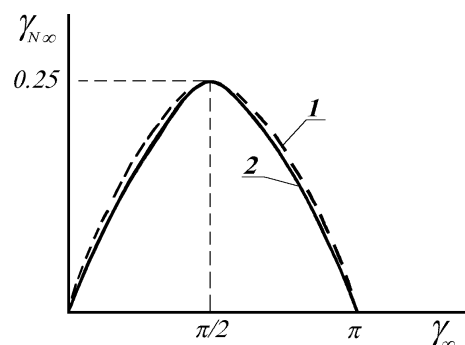
Учитывая (2.18) и (2.19), можно записать нормализованный коэффициент мощности в виде полинома

$$\gamma_{N\infty} = \frac{\gamma_{\infty}}{\pi} \left( 1 - \frac{\gamma_{\infty}}{\pi} \right). \quad (2.26)$$

На интервале  $0 < \gamma_{\infty} < \pi$  можно заменить квадратичный полином (2.26) синусоидальной функцией [60]

$$\gamma_{N\infty} \approx 0.25 \sin \gamma_{\infty}. \quad (2.27)$$

Справедливость замены базируется на приблизительном равенстве площадей  $S_1$  и  $S_2$ , ограниченных зависимостями 1 и 2 (рис.2.5)



1— квадратичный полином; 2— синусоидальная функция

**Рисунок 2.5** Изображение квадратичного полинома синусоидальной функцией

Относительная погрешность замены составляет 4.5%.

Как известно, активная мощность синхронной электрической машины описывается уравнением, аналогичным (2.27), [44]

$$\frac{N_{CM}}{N_{CM}^{max}} = \sin \theta, \quad (2.28)$$

где  $N_{CM}^{max}$ ,  $\theta$  — соответственно максимальная мощность и угол нагрузки синхронной машины.

Уравнения (2.27) и (2.28) предоставляют возможность провести аналогию между физическими процессами, которые протекают в гидравлических и электрических системах, а также между соответствующими преобразователями энергии — центробежной гидравлической и синхронной электрической машинами.

Очевидно, что максимальное значение мощности ИЦН имеет место при условии

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\infty} &= \frac{\pi}{2}; & Q_{\infty} &= \frac{Q_0}{2}; \\ \gamma_{H_{\infty}} &= \gamma_{Q_{\infty}} = 0.5, & \gamma_{N_{\infty}} &= 0.25 \end{aligned} \right\}. \quad (2.29)$$

Поскольку внутреннее гидравлическое сопротивление ИВН в соответствии с (2.9) остается постоянным, то приведенное значение коэффициента сопротивления будет

$$\gamma_{R_{\infty}} = \frac{R_t}{R_t^{max}} = 1. \quad (2.30)$$

Связь между приведенными коэффициентами ИЦН и углом нагрузки  $\gamma_{\infty}$  (табл.2.1) определяет приведенные (нормализованные) характеристики ИЦН, которые иллюстрируются рис.2.6.

**Таблица 2.1** Связь теоретических приведенных коэффициентов ИЦН с углом нагрузки  $\gamma_{\infty}$

Прямая связь	Обратная функция
$\gamma_{Q_{\infty}} = \frac{1}{\pi} \gamma_{\infty}$	$\gamma_{\infty} = \pi \gamma_{Q_{\infty}}$
$\gamma_{H_{\infty}} = 1 - \frac{\gamma_{\infty}}{\pi}$	$\gamma_{\infty} = \pi (1 - \gamma_{H_{\infty}})$
$\gamma_{N_{\infty}} = \begin{cases} \frac{\gamma_{\infty}}{\pi} (1 - \frac{\gamma_{\infty}}{\pi}) \\ 0.25 \sin \gamma_{\infty} \end{cases}$	$\gamma_{\infty} = \arcsin 4 \gamma_{N_{\infty}}$
$\gamma_{R_{\infty}} = 1 = const$	----

## 2.6 Система относительных единиц. Номинальный и оптимальный режимы работы ИЦН

Все величины, которые характеризуют режим работы насоса в системе относительных единиц, выражаются в частях базовых величин той же размерности. Базовыми величинами,

которые служат новыми единицами измерения, выбираем напор  $H_{\text{баз}}$ , расход  $Q_{\text{баз}}$ , мощность  $N_{\text{баз}}$  и сопротивление  $R_{\text{баз}}$ . Две из этих величин выбираем произвольно, а две другие определяем из известных соотношений

$$\left. \begin{aligned} N_{\text{баз}} &= \rho g H_{\text{баз}} Q_{\text{баз}}, \\ R_{\text{баз}} &= \frac{\rho g H_{\text{баз}}}{Q_{\text{баз}}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

Поскольку потери энергии в ИЦН отсутствуют (КПД  $\eta = 1$ ), то все режимы работы ИЦН будут оптимальными. Примем номинальным такой режим, при котором достигается максимальная мощность гидравлической машины. Очевидно, что наибольшую энергоёмкость имеют те ИЦН, в которых

$$\gamma_{\infty}^{\text{ном}} = \frac{\pi}{2},$$

а другие параметры определяются из (2.29). Совместим базовый режим с номинальным

$$\left. \begin{aligned} H_{\text{баз}} &= H_{\infty}^{\text{ном}}, \quad N_{\text{баз}} = N_{\infty}^{\text{ном}}, \\ Q_{\text{баз}} &= Q_{\infty}^{\text{ном}}, \quad R_{\text{баз}} = R_{\infty}^{\text{ном}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

Относительные значения параметров режима насоса будем обозначать индексом “\* ”

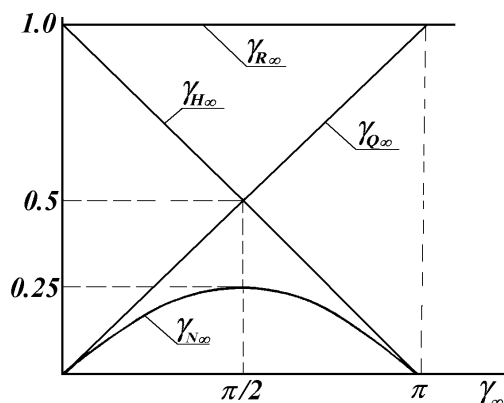


Рисунок 2.6 Приведенные характеристики ИЦН

$$\left. \begin{aligned} H_{*_{\infty}} &= \frac{H_{\infty}}{H_{\text{баз}}}, \quad N_{*_{\infty}} = \frac{N_{\infty}}{N_{\text{баз}}}, \\ Q_{*_{\infty}} &= \frac{Q_{\infty}}{Q_{\text{баз}}}, \quad R_{*_{\infty}} = \frac{R_{\infty}}{R_{\text{баз}}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

Применение системы относительных единиц, которая широко используется в теории электрических машин, предоставляет возможность упростить анализ режимов

гидравлических машин и установить общие закономерности их поведения в различных режимах работы. Следует также отметить, что в системе относительных единиц (для несжимаемой жидкости) безразмерные значения давления  $P_{*\infty}$ , удельной энергии единицы массы вещества  $(gH)_{*\infty}$  и напора  $H_{*\infty}$  равны между собой

$$P_{*\infty} = \frac{\rho g H_{\infty}}{\rho g H_{\text{баз}}} = (gH)_{*\infty} = \frac{g H_{\infty}}{g H_{\text{баз}}} = H_{*\infty} = \frac{H_{\infty}}{H_{\text{баз}}}.$$

Такой подход предоставляет возможность записать модифицированное уравнение Эйлера (2.5) в системе относительных единиц также в виде баланса напоров

$$H_{*\infty} = H_{*0} - R_{*t} Q_{*\infty}. \quad (2.34)$$

## 2.7 Характеристики ИЦН в системе относительных единиц

В соответствии с (2.23) и (2.27) выражение для расчета мощности ИЦН приобретает вид

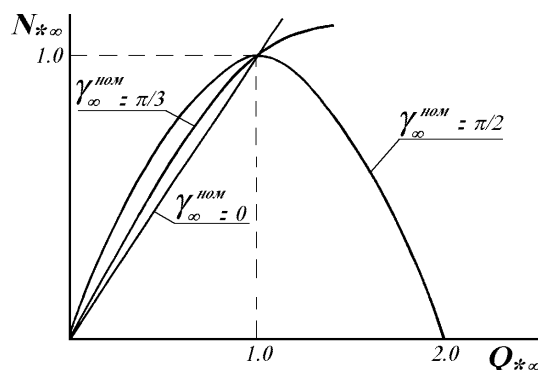
$$N_{\infty} = 0.25 N_{\infty\text{ГИП}} \sin \gamma_{\infty}. \quad (2.35)$$

В частности, в номинальном режиме работы

$$N_{\infty}^{\text{НОМ}} = 0.25 N_{\infty\text{ГИП}} \sin \gamma_{\infty}^{\text{НОМ}}.$$

Учитывая, что  $\gamma_{\infty} = \gamma_{\infty}^{\text{НОМ}} Q_{*\infty}$ , применим переход к системе относительных единиц (2.31), (2.32) и получим формулу, иллюстрация которой приведена на рис.2.7

$$N_{*\infty} = \frac{\sin(\gamma_{\infty}^{\text{НОМ}} Q_{*\infty})}{\sin \gamma_{\infty}^{\text{НОМ}}}. \quad (2.36)$$



**Рисунок 2.7** Характеристики мощности ИЦН в системе относительных единиц при различных значениях угла нагрузки  $\gamma_{\infty}^{\text{НОМ}}$

Поскольку в системе относительных единиц

$$H_{*\infty} = \frac{N_{*\infty}}{Q_{*\infty}}, \quad (2.37)$$

то выражение теоретической характеристики  $H_{*\infty}— Q_{*\infty}$  ИЦН в этой системе будет иметь вид

$$H_{*\infty} = \frac{\sin(\gamma_{\infty}^{НОМ} Q_{*\infty})}{Q_{*\infty} \sin \gamma_{\infty}^{НОМ}}, \quad (2.38)$$

и, в частности, в режиме ХХ

$$H_{*\infty}^{ХХ} = \lim_{Q \rightarrow 0} \frac{\sin(\gamma_{\infty}^{НОМ} Q_{*\infty})}{Q_{*\infty} \sin \gamma_{\infty}^{НОМ}} = \frac{\gamma_{\infty}^{НОМ}}{\sin \gamma_{\infty}^{НОМ}}. \quad (2.39)$$

Однако следует отметить, что применение перехода (2.27) приводит к появлению погрешности в расчете  $H_{*\infty}$  по формуле (2.38), которая растет с уменьшением расхода и будет максимальной в режиме ХХ, где  $H_{*\infty}$  составляет только  $\pi/4$  от теоретического значения напора.

С другой стороны, вид теоретической характеристики  $H_{*\infty}— Q_{*\infty}$  ИЦН, рассчитанной по (2.38), напоминает действительную характеристику РЦН. Это обосновывает идею применения аналогичного перехода при аналитическом определении этой характеристики РЦН (см. п.4.1.), справедливость которого подтверждена в разделе 5.

## 2.8 Эквивалентирование многоступенчатых и многопоточных ИЦН

При аналитическом определении характеристик многоступенчатых и многопоточных центробежных гидравлических насосов возникает необходимость в их эквивалентировании, т.е. изображении в виде однопоточного ИЦН с одним рабочим колесом с односторонним входом [61]. Характеристики напора и мощности эквивалентного ИЦН должны отвечать характеристикам исходного насоса

$$H_{\infty E} = H_{\infty}, \quad (2.40)$$

$$Q_{\infty E} = Q_{\infty}, \quad (2.41)$$

$$N_{\infty E} = N_{\infty}, \quad (2.42)$$

где  $H_{\infty E}, H_{\infty}; Q_{\infty E}, Q_{\infty}; N_{\infty E}, N_{\infty}$  — напоры, расходы и мощности соответственно эквивалентного и исходного ИЦН. Очевидно, что если выполняются условия (2.40) и (2.41), то (2.42) будет выполняться всегда. Дополнительными условиями эквивалентирования будем считать одинаковую частоту вращения  $n$  и одинаковые лопастные углы  $\beta_{2Л}, \beta_{1Л}$  рабочих колес обеих ИЦН

$$\left. \begin{aligned} n_E &= n, \\ \beta_{2ЛЕ} &= \beta_{Л}, \\ \beta_{1ЛЕ} &= \beta_{Л}. \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

Рассмотрим параллельное соединение  $M$  рабочих колес в исходном ИЦН (рис.2.8). Большинство насосов оборудуется колесами с одинаковыми геометрическими размерами [1,2,51].

Теоретические напоры многопоточного и эквивалентного ИЦН определяются соответственно

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) - \frac{n}{g 60} \left( \frac{\text{ctg } \beta_2}{b_2} - \frac{\text{ctg } \beta_1}{b_1} \right) Q_{\infty}, \quad (2.44)$$

$$H_{\infty E} = \frac{1}{g} \left( \frac{\pi n_E}{60} \right)^2 (D_{2E}^2 - D_{1E}^2) - \frac{n_E}{g 60} \left( \frac{\text{ctg } \beta_{2E}}{b_{2E}} - \frac{\text{ctg } \beta_{1E}}{b_{1E}} \right) Q_{\infty E}. \quad (2.45)$$

Руководствуясь требованием равенства статического и скоростного напоров, приравняем соответственно правые части уравнений (2.44), (2.45) и с учетом (2.40)-(2.43) получим

$$\left. \begin{aligned} D_{2E} &= D_2, D_{1E} = D_1, \\ b_{2E} &= b_2 M, b_{1E} = b_1 M. \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

Следует отметить, что колесо с двухсторонним входом необходимо рассматривать, как параллельное соединение двух колес такого же диаметра, но с шириной лопасти в два раза меньшей, чем в исходном ИЦН.

Технологическая схема многоступенчатого ИЦН ( $L$  – последовательно соединенных одинаковых колес) приведена на рис. 2.9. Его теоретический напор определяется аналогично

$$H_{\infty} = L \left[ \frac{1}{g} \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) - \frac{1}{g} \frac{n}{60} \left( \frac{\text{ctg } \beta_2}{b_2} - \frac{\text{ctg } \beta_1}{b_1} \right) Q_{\infty} \right]. \quad (2.47)$$

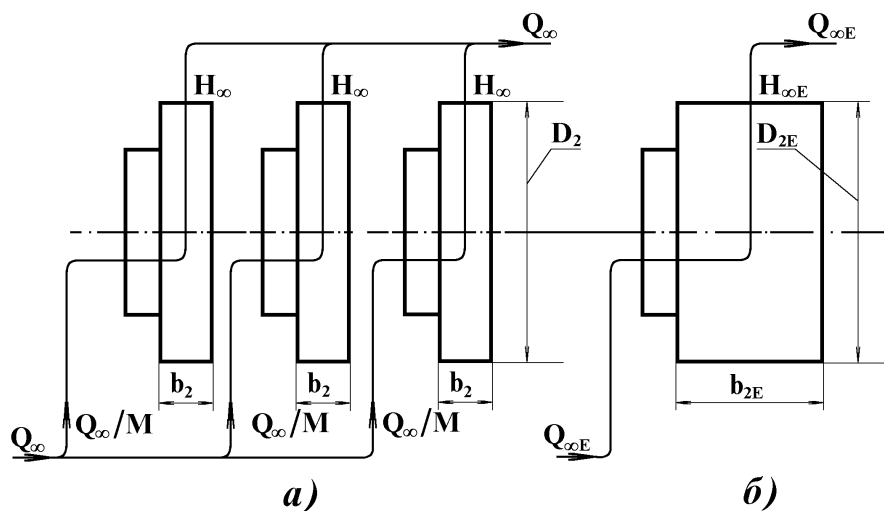
Приравнивая правые части (2.45) и (2.47), получим

$$\left. \begin{aligned} D_{2E} &= D_2 \sqrt{L}, D_{1E} = D_1 \sqrt{L}, \\ b_{2E} &= \frac{b_2}{L}, b_{1E} = \frac{b_1}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Совместное рассмотрение полученных выражений (2.46) и (2.48) предоставляет возможность сделать обобщенный вывод о возможности эквивалентирования исходного  $M$  - поточного  $L$  - ступенчатого ИЦН с одинаковыми колесами однопоточным и одноступенчатым ИЦН с колесом одностороннего входа, геометрические размеры которого

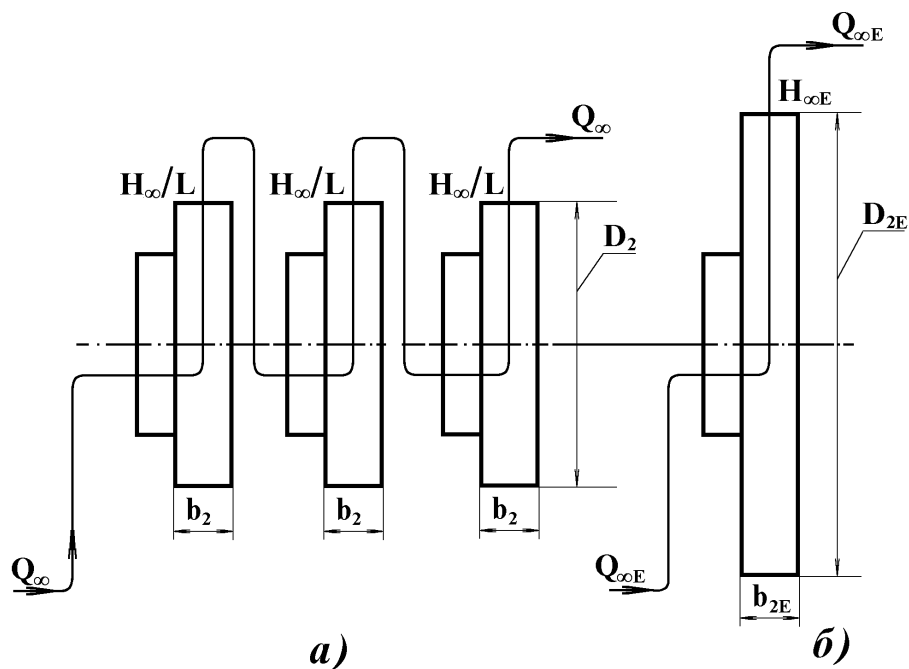
$$\left. \begin{aligned} D_{2E} &= D_2 \sqrt{L}, D_{1E} = D_1 \sqrt{L}, \\ b_{2E} &= \frac{M}{L} b_2, b_{1E} = \frac{M}{L} b_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

При комплектации ИЦН колесами различных геометрических размеров задача эквивалентирования значительно усложняется.



*a* — исходного многопоточного ИЦН; *б* — эквивалентного ИЦН

**Рисунок 2.8** Технологическая схема



*a* — исходного многоступенчатого ИЦН; *б* — эквивалентного ИЦН

**Рисунок 2.9** Технологическая схема



### 3 ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ, СХЕМА ЗАМЕЩЕНИЯ И ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ РЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 3.1 Схема замещения РЦН

Реальный неидеализированный центробежный насос (РЦН) в отличие от ИЦН характеризуется конечным числом лопастей  $K_L$  в рабочих колесах, наличием объемных потерь рабочей жидкости в уплотнениях и в байпасах, гидравлическими и механическими потерями энергии.

В соответствии с физикой процессов в РЦН [1,2], исходной является схема замещения (рис.3.1), которая при помощи методов упрощения электрических схем [45] трансформируется в схему (рис.3.2) и упрощается к виду (рис.3.3). Как видно из иллюстрации, схема замещения РЦН состоит из схемы замещения эквивалентного ИЦН (см. рис.2.1), дополненной нелинейными гидравлическими сопротивлениями (импедансами), на которых выделяется энергия потерь. В частности, влияние конечного числа лопастей  $K_L$  на расход и напор машины отражают соответственно сопротивления  $R_{\mu Q}$  и  $R_{\mu H}$ ; гидравлические и объемные потери энергии освобождаются соответственно на сопротивлениях  $R_{\Delta H}$  и  $R_{\Delta Q}$ , механические потери — на сопротивлениях  $R_{диск}$  и  $R_{ГГ}$ .

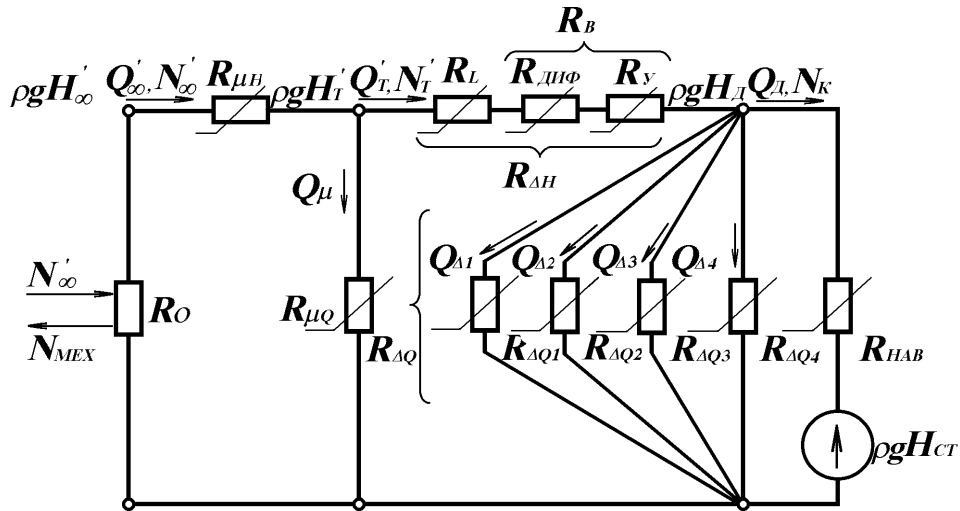


Рисунок 3.1 Исходная схема замещения РЦН

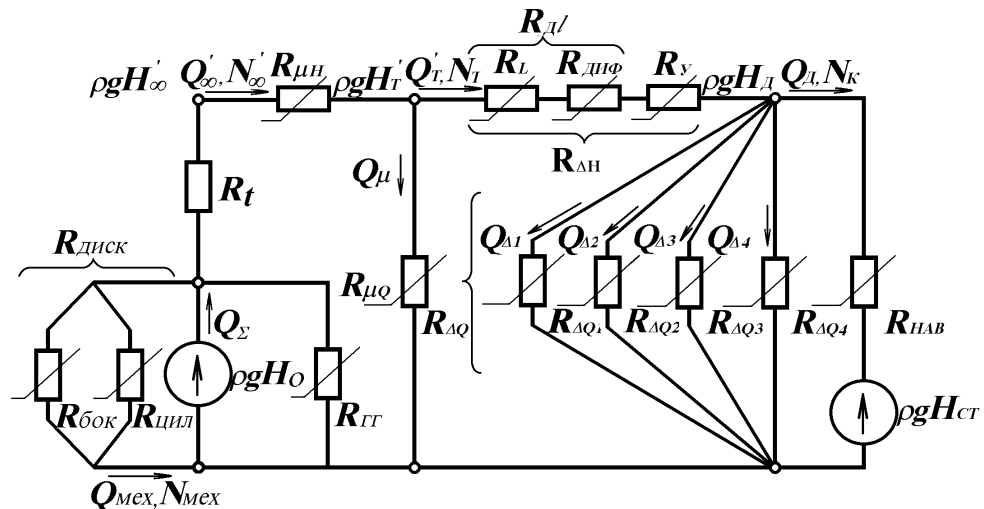


Рисунок 3.2 Трансформированная схема замещения РЦН

На рис.3.2 изображены следующие параметры:

$N_{\infty}, N_T', N_K$ ;  $H_{\infty}', H_T', H_D$ ;  $Q_{\infty}', Q_T', Q_D$  — соответственно мощности, напоры и расходы ИЦН, ТЦН и РЦН ( $N_K$  — гидравлическая полезная мощность РЦН);

$Q_{\mu}, Q_{\Delta}$  — объемные потери жидкости, обусловленные соответственно конечным числом лопастей  $K_D$  и обратными связями через уплотнения и байпасы;

$R_0$  — мнимое внутреннее гидравлическое сопротивление РЦН, через которое происходит обмен энергией между насосом и приводным механизмом. Следует отметить, что  $R_0 > 0$  в насосном режиме и  $R_0 < 0$  в режиме гидродвигателя;

$H_{ст}$  — статический напор во внешней гидросети.

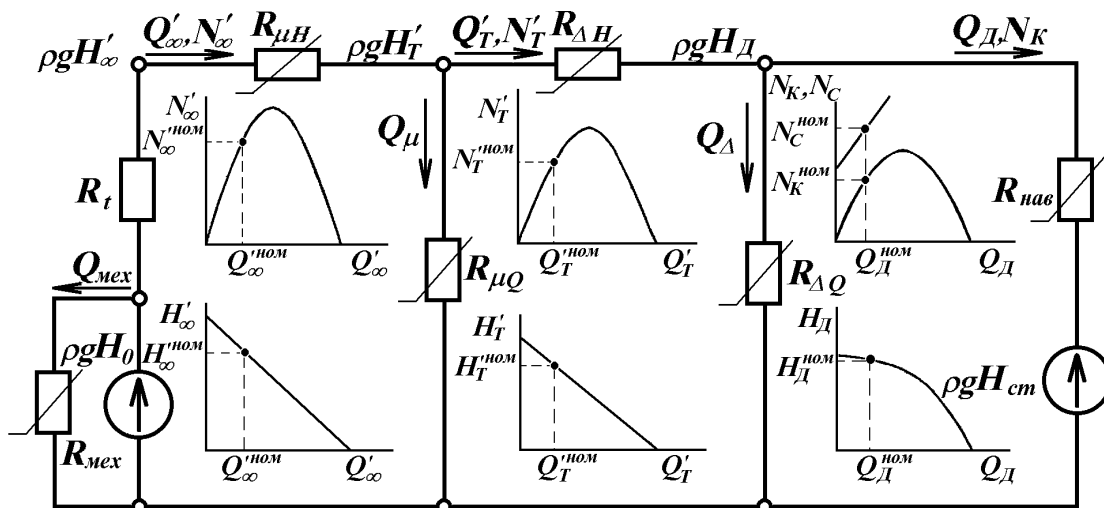


Рисунок 3.3 Упрощенная схема замещения РЦН

Таким образом, предложенная схема замещения устанавливает функциональную связь между режимами ИЦН, ТЦН и РЦН, что предоставляет возможность найти объемный и гидравлический КПД РЦН на полном интервале изменения расхода  $Q_D$  от режима XX до “обрыва” напорного трубопровода.

Следует также отметить специфическую особенность схемы, связанную с тем, что в режиме XX РЦН ( $Q_D^{XX} = 0$ ) расход  $Q_{\infty}^{XX}$  не равен нулю, поскольку имеют место потери  $Q_{\mu}^{XX}$  и  $Q_{\Delta}^{XX}$ , тогда как в режиме мнимого идеального XX ИЦН  $Q_{\infty}^{XX} = 0$ . Аналогично в режиме “обрыва” напорного трубопровода РЦН напор  $H_{\infty}^{обр} > 0$  в отличие от такого же режима ИЦН, в котором  $H_{\infty}^{обр} = 0$ . Эта особенность проиллюстрирована на рис.3.4, в связи с чем параметры режима ИЦН и ТЦН, функционально связанные схемой замещения с параметрами действительного режима РЦН, в работе обозначаются индексом “’”.

### 3.2 Исходные данные для расчета характеристик РЦН

Исходная информация, необходимая для расчета характеристик РЦН, содержит конструктивные и номинальные режимные параметры (рис.3.5). В соответствии с принятыми допущениями (см. п.2.6.) в качестве номинального принимаем такой оптимальный режим, при котором полный КПД РЦН достигает максимального значения.

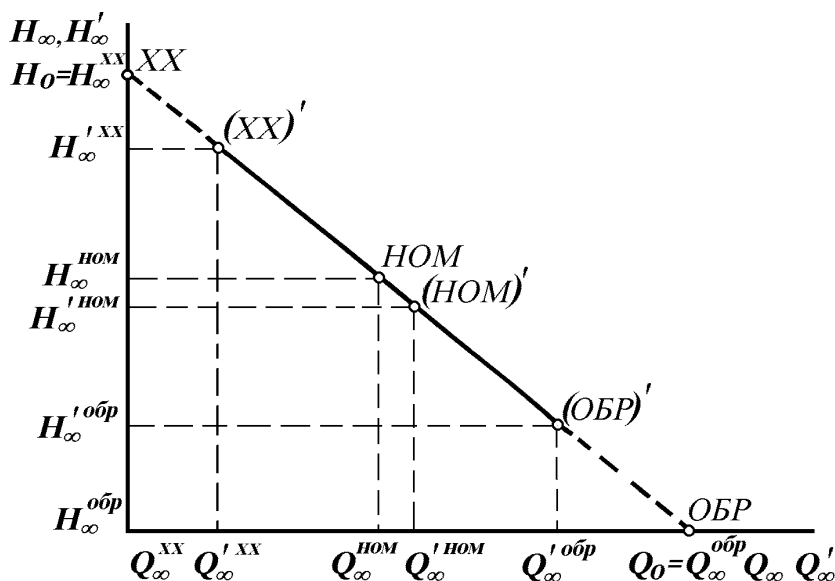


Рисунок 3.4 Характеристика зависимости  $H_{\infty}$  от  $Q_{\infty}$  для ИЦН и РЦН (с индексом ‘)

### 3.2.1 Конструктивные параметры

Конструктивные параметры РЦН условно разделяются на главные и дополнительные.

К главным параметрам следует отнести:

внешний диаметр  $j$ -го рабочего колеса  $D_{2j}$ , [м];

количество рабочих потоков  $M$ ;

количество рабочих ступеней давления  $L$ .

К дополнительным параметрам относятся:

ширина лопасти на входе и выходе  $j$ -го рабочего колеса  $b_{1j}$  и  $b_{2j}$ , [м];

лопастные углы  $j$ -го колеса  $\beta_{2lj}$ , (среднее значение для современных насосов составляет  $20^{\circ}$ - $35^{\circ}$ ) и  $\beta_{1lj}$  (соответственно  $15^{\circ}$ - $20^{\circ}$ ) [1,2];

средняя толщина лопасти  $j$ -го колеса  $\delta_{lj}$ , [м] (из условий технологии для бронзовых колес принимается 0.003-0.004 м, а для чугунных - не менее 0.004 м, [46,52]);

количество лопастей в  $j$ -м колесе  $K_{lj}$  (обычно  $K_{lj} = 6-8$  [1]);

кратность внешнего и внутреннего диаметров  $j$ -го колеса  $m_{Dj} = D_{2j} / D_{1j}$  (обычно  $m_{Dj} = 1-3$ , хотя лучшие РЦН имеют  $m_{Dj} = 1.4-1.6$  [1], а чаще всего для РЦН нормальной быстроходности принимается  $m_{Dj} = 2$ , [46,53,54]).

В ряде работ Вершинина [14-23] предложено рассмотрение вместо  $D_{1j}$  так называемого “расчетного” входного диаметра  $j$ -го колеса  $D_{1pj}$ , который учитывает выступление входных кромок рабочих лопастей

$$D_{1pj} = \frac{D_{1j}}{[\lg(D_{1j}/D_{2j}) + 1.3]^2}. \quad (3.1)$$

В этом случае “расчетная” кратность диаметров  $j$ -го колеса РЦН  $m_{Dpj}$  приблизительно равна 2.

Конструктивные параметры серии РЦН магистральных нефтепроводов приведены в табл.3.1

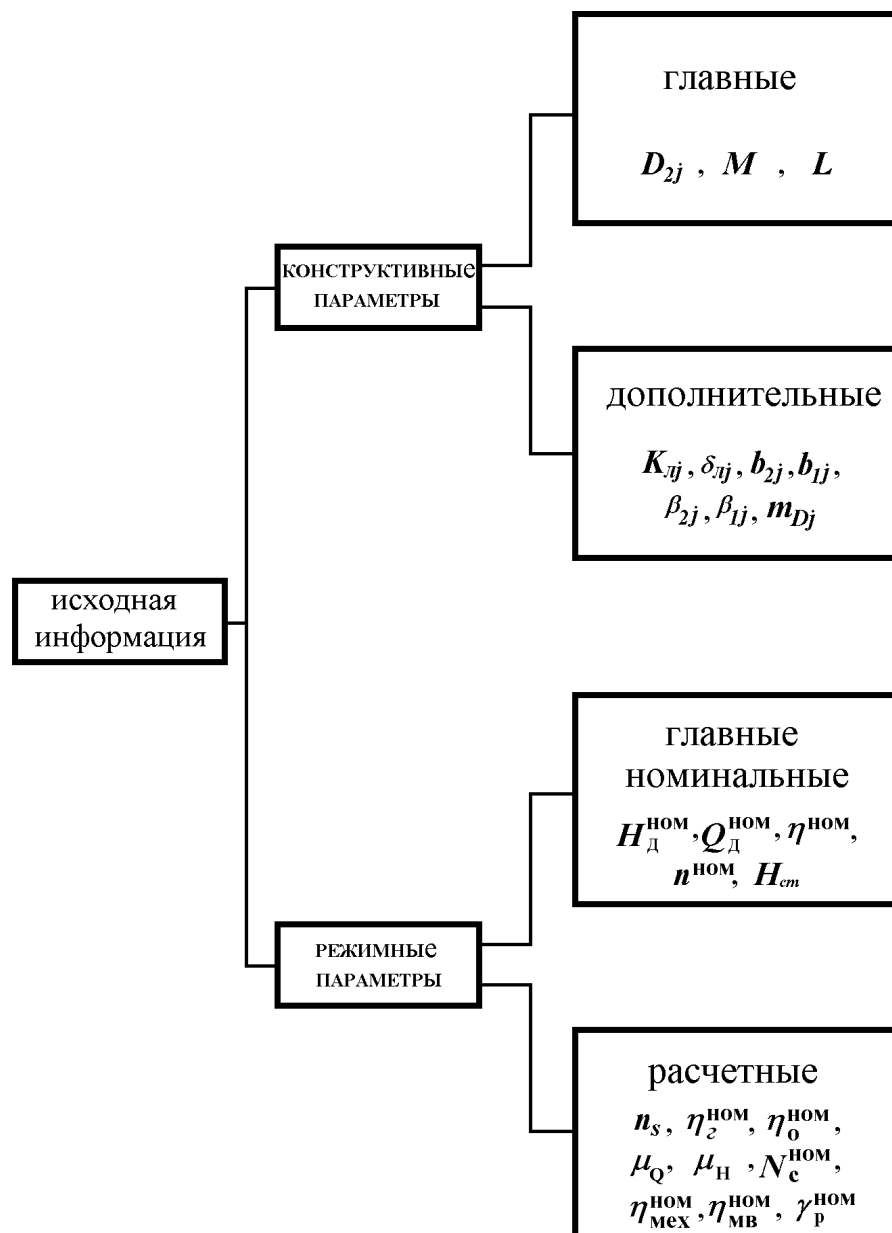


Рисунок 3.50 Структура исходной информации для расчета характеристик ВН

### 3.2.2 Режимные параметры

Режимные номинальные параметры РЦН также условно разделим на главные и расчетные. К главным, значения которых приводятся в каталогах, относятся:

- действительный напор РЦН  $H_{д}^{НОМ}$ , [м];
- действительный расход (производительность)  $Q_{д}^{НОМ}$ , [м<sup>3</sup>/с];
- частота вращения ротора РЦН  $n^{НОМ}$ , [мин<sup>-1</sup>];
- полный КПД  $\eta^{НОМ}$  (для современных насосов  $\eta^{НОМ} = 0.75 - 0.92$ );
- статический напор в напорной магистрали  $H_{см}$ , [м].

**Таблица 3.1 Конструктивные параметры РЦН магистральных нефтепроводов**

N	Марка насоса	$M$	$L$	$D_2$ м	$\beta_{2Л}$ град.	$\delta_L$ м	$K_L$	$m_{Dpi}$
1	НМ-1250-260	2	1	0.44	25	0.004	7	2.0
2	НМ-2500-230	2	1	0.43	28	0.004	7	1.98
3	НМ-3600-230	2	1	0.45	25	0.004	7	2.0
4	НМ-5000-210	2	1	0.45	20.5	0.004	6	1.91
5	НМ-7000-210	2	1	0.465	21	0.004	8	1.95
6	НМ-10000-210	2	1	0.495	20	0.004	8	1.98
7	12Н-10*4	1	4	0.415	25	0.004	7	2.0
8	10Н-8*4	1	4	0.39	26	0.004	7	2.04
9	8МБ-9*2	1	2	0.36	23	0.004	7	2.02
10	24DVS- D	2	1	0.464	19	0.004	8	1.98
11	24НД-14*1	2	1	0.47	25	0.004	7	2.05
12	20НД-12*1	2	1	0.46	25	0.004	7	1.95
13	16НД-10*1	2	1	0.444	25	0.004	8	2.01
14	14Н-12*2	1	2	0.43	21	0.004	7	1.97
15	12НД-11*2	2	2	0.345	24	0.004	7	2.01
16	10НД-10*2	2	2	0.33	25	0.004	7	2.0

К расчетным номинальным режимным параметрам РЦН принадлежат:  
 коэффициент быстроходности  $n_s$ ;  
 полная снимаемая (потребляемая) с вала приводного механизма мощность  $N_C^{ном}$ , [кВт];  
 объемный КПД  $\eta_o^{ном}$ ;  
 гидравлический КПД  $\eta_g^{ном}$ ;  
 механический ККД  $\eta_{мех}^{ном}$ ;  
 внутренний механический КПД (который учитывает потери дискового трения)  $\eta_{мс}^{ном}$ ;  
 коэффициент объемного сжатия рабочего потока лопастями (коэффициент заполнения сечения рабочей зоны активным потоком)  $\mu_Q$ ;  
 коэффициент снижения напора под влиянием конечного количества лопастей РЦН  $\mu_H$ ;  
 расчетный угол нагрузки машины  $\gamma_p^{ном}$ .

Режимные номинальные параметры серии РЦН магистральных нефтепроводов приведены в табл. 3.2 и 3.3

### 3.2.3 Определение расчетных режимных номинальных параметров РЦН

С учетом количества рабочих потоков  $M$  и ступеней  $L$  РЦН коэффициент быстроходности определяется, как и в [13],

$$n_s = 3.65 n^{ном} \sqrt[4]{\left(\frac{Q_D^{ном}}{M}\right)^2 \left(\frac{L}{H_D^{ном}}\right)^3}. \quad (3.2)$$

Потребляемая мощность РЦН рассчитывается по формуле [1]

$$N_C^{ном} = \frac{\rho g H_D^{ном} Q_D^{ном}}{1000 \eta^{ном}}, \quad (3.3)$$

где  $\rho$  — удельная плотность жидкости, [кг/м<sup>3</sup>];  
Объемный КПД РЦН в соответствии с [2]

$$\eta_o^{ном} = \frac{Q_D^{ном}}{Q_T^{ном}} \approx \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-0.66}}. \quad (3.4)$$

Крупные современные центробежные насосы с хорошим уплотнением имеют  $\eta_o^{ном} = 0.96 - 0.98$ , а малые и средние  $\eta_o^{ном} = 0.85 - 0.95$ .

В [2] предложено следующее выражение для расчета номинального значения гидравлического КПД, который для современных мощных насосов составляет  $\eta_z^{ном} = 0.85 - 0.96$ :

$$\eta_z^{ном} = \frac{H_D^{ном}}{H_T^{ном}} \approx 1 - \frac{0.42}{\left[ \lg \left( 4500 \sqrt[3]{\frac{Q_D^{ном}}{n^{ном} \eta_o^{ном}}} \right) - 0.172 \right]^2}. \quad (3.5)$$

Механический КПД  $\eta_{мех}^{ном}$ , который составляет  $0.92 - 0.96$  [1], определяется из известного соотношения

$$\eta_{мех}^{ном} = \frac{\eta^{ном}}{\eta_o^{ном} \eta_z^{ном}}. \quad (3.6)$$

Внутренний механический КПД, который в номинальном режиме приблизительно равный  $\eta_{мех}^{ном}$ , рассчитывается по формуле [2]

$$\eta_{мв} \approx \eta_{мех}^{ном} = \frac{1}{1 + 820 / n_s^2}. \quad (3.7)$$

Коэффициент объемного сжатия рабочего потока лопастями РЦН

$$\mu_Q = \frac{Q_T'}{Q_\infty} = 1 - \frac{V_L}{V_\infty} = const, \quad (3.8)$$

где  $V_L, V_\infty$  — соответственно объем лопастей и полный объем рабочего пространства колеса. С учетом эквивалентирования

$$\left. \begin{aligned} V_L &= K_L \delta_L \frac{b_2 + b_1}{2} \frac{D_2 - D_{1p}}{2} \sqrt{L} J, \\ V_\infty &= \frac{\pi}{4} \frac{b_2 + b_1}{2} (D_2 - D_{1p})^2 L. \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

Здесь  $D_{1p}$  — расчетное значение входного диаметра рабочего колеса;

$J$  — кратность длины лопасти  $l_L$  по отношению к ширине рабочей зоны, которая в большинстве случаев составляет  $J = 1.1 - 1.2$ , [2]

$$J = \frac{2 l_L}{D_2 - D_{1p}}. \quad (3.10)$$

Общее рассмотрение (3.8) - (3.10) и (2.49) дает рабочую формулу

$$\mu_Q \approx 1 - \frac{0.73 K_L \delta_L m_{Dp}}{D_{2E} (m_{Dp} - 1)}. \quad (3.11)$$

Обычно коэффициент объемного сжатия рабочего потока составляет  $\mu_Q = 0.85 - 0.95$ . В ориентировочных расчетах при отсутствии информации о деталях конструктивных параметрах РЦН следует принять  $\mu_Q = 0.9$ .

Коэффициент снижения напора под влиянием конечного числа лопастей РЦН, обусловленного неравномерным распределением скоростей в сечениях межлопастных каналов

$$\mu_H = \frac{H_T'}{H_\infty} = 1 - \frac{\Delta H}{H_\infty} = const; \quad (3.12)$$

где  $\Delta H$  — снижение напора, которое согласно уточненной формуле Шерстюка [3] для колес с лопастями, выполненными по логарифмической спирали, можно записать как

$$\Delta H = u_2^2 \frac{\pi}{K_L} \left( 1 - \frac{1}{m_D^2} \right) \sin \beta_2, \quad (3.13)$$

где  $\beta_2$  — угол между вектором относительной скорости  $\vec{w}_2$  и обратным направлением окружной (тангенциальной) скорости  $\vec{u}_2$  (рис.1.1)

$$\beta_2 = \beta_{2л} - \sigma; \quad (3.14)$$

$\sigma = 3^\circ - 5^\circ$  — угол отставания (среза) рабочего потока на выходе колеса. Совместное рассмотрение (2.3), (2.7), (3.5), (3.12) - (3.14) предоставляет возможность выразить  $\mu_H$  через каталожные данные

$$\mu_H = \frac{1}{1 + \frac{H_0 \eta_e \pi}{H_{дл} K_L} \sin(\beta_{2л} - \sigma)}. \quad (3.15)$$

Из номинального режима получим окончательную рабочую формулу

$$\mu_H = \frac{1}{1 + H_{*0} \eta_e^{ном} \frac{\pi}{K_L} \sin(\beta_{2л} - \sigma)}, \quad (3.16)$$

где  $H_{*0} = H_0 / H_{дл}^{ном}$  — относительное значение напора холостого хода ИЦН.

В большинстве случаев значения коэффициента  $\mu_H$  находится в диапазоне 0.7-0.9, а в ориентировочных расчетах принимают  $\mu_H \approx 0.8$ , [1,2].

Сравнение (3.16) с (1.4) дает поправочный коэффициент Пфлейдерера в виде

$$p = H_{*0} \eta_e^{ном} \frac{\pi}{K_{\text{Л}}} \sin(\beta_{2\text{Л}} - \sigma). \quad (3.17)$$

Алгоритм определения расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{ном}$  показан в п.4.1.

Расчетные режимные номинальные параметры серии РЦН магистральных нефтепроводов приведены в табл. 3.2 и 3.3.

**Таблица 3.2 Режимные номинальные параметры РЦН магистральных нефтепроводов (основные)**

№	Марка насоса	$H_{\text{Д}}^{ном}$ м	$Q_{\text{Д}}^{ном}$		$N_{\text{С}}^{ном}$ кВт	$\eta^{ном}$	$n^{ном}$ мин <sup>-1</sup>	$n_s$
			м <sup>3</sup> /ч	м <sup>3</sup> /с				
1	НМ-1250-260	260	1250	0.3472	1107	0.80	3000	70
2	НМ-2500-230	230	2500	0.6944	1822	0.86	3000	109
3	НМ-3600-230	230	3600	1.0	2593	0.87	3000	131
4	НМ-5000-210	210	5000	1.3889	3327	0.86	3000	165
5	НМ-7000-210	210	7000	1.9444	4604	0.87	3000	195
6	НМ-10000-210	210	10000	2.7778	6430	0.89	3000	233
7	12Н-10*4	740	750	0.2083	2016	0.75	3000	100
8	10Н-8*4	740	500	0.1389	1381	0.73	3000	81
9	8МБ-9*2	300	400	0.1111	448	0.73	3000	85
10	24DVS- D	210	7000	1.9444	4658	0.86	3000	196
11	24НД-14*1	216	4000	1.1111	2706	0.87	3000	145
12	20НД-12*1	260	3000	0.8333	2471	0.86	3000	109
13	16НД-10*1	230	2200	0.6111	1661	0.83	3000	102
14	14Н-12*2	370	1100	0.3056	1459	0.76	3000	120
15	12НД-11*2	270	1100	0.3056	930	0.87	3000	108
16	10НД-10*2	285	800	0.2222	722	0.86	3000	88

**Таблица 3.3 Режимные номинальные параметры РЦН магистральных нефтепроводов (расчетные)**

№	Марка насоса	$\gamma_p^{ном}$	$\eta_o^{ном}$	$\eta_e^{ном}$	$\eta_{\text{мех}}^{ном}$	$\eta_{\text{мв}}^{ном}$	$\mu_Q$	$\mu_H$
1	НМ-1250-260	0.803	0.931	0.911	0.912	0.858	0.908	0.829
2	НМ-2500-230	0.899	0.971	0.919	0.964	0.935	0.904	0.800
3	НМ-3600-230	1.085	0.974	0.922	0.968	0.954	0.909	0.802
4	НМ-5000-210	1.260	0.971	0.926	0.950	0.971	0.918	0.805
5	НМ-7000-210	1.380	0.980	0.929	0.956	0.979	0.897	0.831
6	НМ-10000-210	1.546	0.982	0.931	0.973	0.985	0.905	0.819
7	12Н-10*4	1.179	0.969	0.905	0.855	0.924	0.951	0.796
8	10Н-8*4	0.967	0.965	0.900	0.841	0.890	0.947	0.811
9	8МБ-9*2	1.052	0.966	0.896	0.843	0.898	0.919	0.824
10	24DVS- D	1.400	0.980	0.928	0.945	0.978	0.899	0.845
11	24НД-14*1	1.283	0.976	0.923	0.965	0.962	0.913	0.777
12	20НД-12*1	0.970	0.971	0.921	0.962	0.936	0.911	0.815
13	16НД-10*1	1.060	0.970	0.918	0.933	0.928	0.895	0.827
14	14Н-12*2	1.324	0.973	0.910	0.859	0.947	0.933	0.816
15	12НД-11*2	1.088	0.971	0.910	0.985	0.934	0.916	0.811
16	10НД-10*2	0.864	0.967	0.906	0.982	0.905	0.912	0.833



### 3.3 Расчет параметров схемы замещения РЦН в системе относительных единиц

Методика расчета параметров схемы замещения РЦН основывается на подтвержденной экспериментально гипотезе об автомодельности большинства режимов насосов, когда число Рейнольдса  $Re$  существенно не влияет на структуру потока в проточной части машины [2,48]. В этом случае напор пропорционален второй степени расхода жидкости, т.е. имеет место квадратичная зависимость изменения напора от расхода.

#### 3.3.1 Определение напора холостого хода и внутреннего гидравлического сопротивления (импеданса)

Параметры исходной схемы замещения РЦН (рис.3.2) запишем в системе относительных единиц, где базовыми выбраны действительные номинальные параметры гидромашины:

$H_{*0}$  —напор на выходе рабочего колеса ИЦН в режиме идеального ХХ, который в соответствии с (2.7), (2.8) и (2.33) определяется в системе относительных единиц по формуле

$$H_{*0} = \frac{m_{Dp}^2 - 1}{m_{Dp}^2} \left( \frac{\pi D_{2E} n}{60} \right)^2 \frac{1}{g H_{д}^{ном}}, \quad (3.18)$$

где  $k_{Dp} \approx 0.75$  — коэффициент, точное значение которого определяется выражением

$$k_{Dp} = \frac{m_{Dp}^2 - 1}{m_{Dp}^2} ;$$

$m_{Dp} = D_{2E}/D_{1Ep}$  — соотношение эквивалентных значений внешнего и расчетного внутреннего диаметров колеса насоса.

Расчет относительного значения внутреннего гидравлического сопротивления (импеданса)  $R_{*t}$  в зависимости от полноты входной информации можно выполнить двумя способами:

из уравнения (2.10)

$$R_{*t} = \left( 1 - m_b \frac{ctg\beta_{1Л}}{ctg\beta_{2Л}} \right) \frac{n Q_{д}^{ном} ctg\beta_{2Л}}{60 b_{2E} H_{д}^{ном} g} ; \quad (3.19)$$

из схемы замещения (рис.3.2)

$$R_{*t} = \left( H_{*0} - \frac{1}{\eta_2^{ном} \mu_H} \right) \eta_0^{ном} \mu_Q . \quad (3.20)$$

При постоянной скорости вращения ротора РЦН ( $n=const$ ) параметры  $H_{*0}$  и  $R_{*t}$  также остаются постоянными, а их расчетное номинальное значение для серии РЦН магистральных нефтепроводов приведено в табл. 3.4

### 3.3.2 Учет конечного числа лопастей

Влияние конечного числа лопастей  $K_L$  в рабочем колесе будем учитывать при помощи гидравлических сопротивлений  $R_{*\mu H}$  и  $R_{*\mu Q}$ .

$R_{*\mu H}$  — это записанное в системе относительных единиц гидравлическое сопротивление, которое определяет изменение напора РЦН, обусловленное конечным числом лопастей. Из схемы замещения имеем

$$R_{*\mu H} = \left( \frac{H_{*0}}{Q_{*\infty}'} - R_{*t} \right) (1 - \mu_H). \quad (3.21)$$

Очевидно, что гидравлическое сопротивление  $R_{*\mu H}$  нелинейно зависит от расхода  $Q_{*\infty}'$ .

$R_{*\mu Q}$  — относительное значение сопротивления, которое характеризует изменение расхода жидкости (объемное сжатие рабочего потока) в зависимости от  $K_L$

$$R_{*\mu Q} = \left( \frac{H_{*0}}{Q_{*\infty}'} - R_{*t} - R_{*\mu H} \right) \frac{1}{1 - \mu_Q}, \quad (3.22)$$

или, учитывая (3.19)-(3.22), очевидна пропорциональность сопротивлению  $R_{*\mu H}$

$$R_{*\mu Q} = R_{*\mu H} \frac{\mu_H}{(1 - \mu_H)(1 - \mu_Q)}. \quad (3.23)$$

Зависимость сопротивлений  $R_{*\mu H}$  и  $R_{*\mu Q}$  от расхода  $Q_D$  насоса НМ-7000-210 проиллюстрирована на рис.3.15 и 3.16.

### 3.3.3 Моделирование объемных потерь

Объемные потери на уплотнениях смоделируем вводом в схему замещения РЦН ветви обратной связи с нелинейным гидравлическим сопротивлением  $R_{*\Delta Q}$  (рис.3.2). Для его определения проведем расчет сопротивления утечки жидкости в переднем уплотнении колеса  $R_{*\Delta Q1}$ . Учитывая, что  $H_{*Д}$  — это приращение напора в РЦН, в соответствии с квадратичным законом изменения напора от расхода при прохождении щелевых сопротивлений [2], запишем

$$H_{*Д} = C_{\Delta Q1} Q_{*\Delta Q1}^2, \quad (3.24)$$

где  $C_{\Delta Q1}$  — коэффициент пропорциональности. Отсюда получим

$$R_{*\Delta Q1} = \frac{H_{*Д}}{Q_{*\Delta Q1}} = \sqrt{C_{\Delta Q1} H_{*Д}}. \quad (3.25)$$

Аналогично определяется гидравлическое сопротивление системы уравновешивания осевого давления  $R_{*\Delta Q2}$ , сопротивление уплотнения ступицы колеса  $R_{*\Delta Q3}$  и сопротивление утечки жидкости через байпасы  $R_{*\Delta Q4}$ . В общем случае гидравлическое сопротивление  $j$ -й ветви утечки

$$R_{*\Delta Qj} = \sqrt{C_{\Delta Qj} H_{*Д}} . \quad (3.26)$$

В соответствии с рис.3.2 сопротивления отдельных ветвей утечек соединены параллельно, а поэтому результирующее гидравлическое сопротивление ветви обратной связи, состоящей из  $F$  истоков, будет

$$R_{*\Delta Q} = \frac{I}{\sum_{j=1}^F \frac{I}{R_{*\Delta Qj}}} = C_3 \sqrt{H_{*Д}} , \quad (3.27)$$

где  $C_3$ — постоянный коэффициент

$$C_3 = \frac{I}{\sum_{j=1}^F \frac{I}{\sqrt{C_{\Delta Qj}}}} . \quad (3.28)$$

Значение  $C_3$  можно также определить с помощью схемы замещения (рис.3.3) из номинального режима работы РЦН, для которого справедливо условие  $H_{*Д}^{ном} = 1, Q_{*Д}^{ном} = 1$ :

$$C_3 = R_{*\Delta Q}^{ном} = \frac{H_{*Д}^{ном}}{Q_{*Т}'^{ном} - Q_{*Д}^{ном}} = \frac{\eta_0^{ном}}{1 - \eta_0^{ном}} . \quad (3.29)$$

Следовательно, окончательно получим рабочую формулу

$$R_{*\Delta Q} = \frac{\eta_0^{ном}}{1 - \eta_0^{ном}} \sqrt{H_{*Д}} . \quad (3.30)$$

График зависимости  $R_{*\Delta Q}$  от расхода  $Q_{Д}$  насоса НМ-7000-210 изображен на рис.3.17.

### 3.3.4 Моделирование гидравлических потерь

Гидравлические потери в РЦН, которые характеризует гидравлическое сопротивление  $R_{*\Delta H}$  (рис.3.2), можно условно изобразить в виде суммы вихревых потерь (на сопротивлении  $R_{*В}$ ) и потерь по длине (на сопротивлении  $R_{*l}$ ). Вихревые потери напора  $\Delta H_{*В}$  состоят из ударных и диффузорных [13].

Ударные потери будем искать в виде

$$\Delta H_{*В} = C_2 \left( Q_{*Т}' - C_1 Q_{*Т}'^{ном} \right)^2 . \quad (3.31)$$

где  $C_1 Q_{*Т}'^{ном} = Q_{*Т}'^{рад}$  — “безударный” теоретический расход насоса, который имеет место при радиальном входе жидкости в рабочее колесо (см. п.2.1).

В этом случае

$$R_{*В} = \frac{\Delta H_{*В}}{Q_{*Т}'} = \frac{C_2}{Q_{*Т}'} \left( Q_{*Т}' - C_1 Q_{*Т}'^{ном} \right)^2 . \quad (3.32)$$

Учитывая квадратичный закон изменения напора от расхода [13], запишем суммарную составляющую диффузорных потерь и потерь трения по длине в виде

$$\Delta H_{*Дл} = C_0 (Q_{*Т}')^2. \quad (3.33)$$

Сопротивление, отражающее эти потери, будет

$$R_{*Дл} = \frac{\Delta H_{*Дл}}{Q_{*Т}'} = C_0 Q_{*Т}'. \quad (3.34)$$

Таким образом, суммарные гидравлические потери напора в РЦН можно записать в виде

$$\Delta H_{*Г} = \Delta H_{*У} + \Delta H_{*Дл}, \quad (3.35)$$

или с учетом (3.31) и (3.33)

$$\Delta H_{*Г} = C_2 (Q_{*Т}' - C_1 Q_{*Т}'^{ном})^2 + C_0 (Q_{*Т}')^2. \quad (3.36)$$

Эти потери отражает гидравлическое сопротивление  $R_{*ΔH}$

$$R_{*ΔH} = R_{*У} + R_{*Дл},$$

или

$$R_{*ΔH} = \frac{C_2}{Q_{*Т}'} (Q_{*Т}' - C_1 Q_{*Т}'^{ном})^2 + C_0 Q_{*Т}'. \quad (3.37)$$

График зависимости  $R_{*ΔH}$  от расхода  $Q_{Д}$  насоса НМ-7000-210 изображен на рис.3.18.

В формуле (3.37) теоретическое значение расхода в номинальном режиме работы РЦН

$$Q_{*Т}'^{ном} = \frac{Q_{Т}'^{ном}}{Q_{Д}^{ном}} = \frac{I}{\eta_0^{ном}}. \quad (3.38)$$

Постоянные коэффициенты  $C_0 - C_2$  определим из анализа гидравлических потерь в так называемых “характерных” режимах работы РЦН, а именно: в режимах ХХ, номинальном и “обрыва” напорного трубопровода. В этих режимах гидравлические потери в соответствии с (3.36) и (3.38) будут

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_{*\Gamma}^{XX} &= C_2 \left( Q_{*T}'^{XX} - \frac{C_1}{\eta_0^{ном}} \right)^2 + C_0 \left( Q_{*T}'^{XX} \right)^2, \\ \Delta H_{*\Gamma}^{ном} &= C_2 \left( Q_{*T}'^{ном} - \frac{C_1}{\eta_0^{ном}} \right)^2 + C_0 \left( Q_{*T}'^{ном} \right)^2, \\ \Delta H_{*\Gamma}^{обр} &= C_2 \left( Q_{*T}'^{обр} - \frac{C_1}{\eta_0^{ном}} \right)^2 + C_0 \left( Q_{*T}'^{обр} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.39)$$

Учитывая (3.38), а также то, что в предельных режимах

$$\left. \begin{aligned} Q_{*T}'^{XX} &\approx 0, \\ Q_{*T}'^{обр} &\approx Q_{*Д}^{обр}; \end{aligned} \right\} \quad (3.40)$$

решение (3.39) дает

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{2\Delta H_{*\Gamma}^{XX} \eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр} (\eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр} - 1)}{(\eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр})^2 (\Delta H_{*\Gamma}^{XX} - \Delta H_{*\Gamma}^{ном}) - (\Delta H_{*\Gamma}^{XX} - \Delta H_{*\Gamma}^{обр})}, \\ C_2 &= \left( \frac{\eta_0^{ном}}{C_1} \right)^2 \Delta H_{*\Gamma}^{XX}, \\ C_0 &= (\eta_0^{ном})^2 \Delta H_{*\Gamma}^{ном} - C_2 (1 - C_1)^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

Очевидно, что коэффициент  $C_1$  характеризует безударный режим РЦН. С другой стороны, в соответствии со схемой замещения (рис.3.2) гидравлические потери определяются как

$$\Delta H_{*\Gamma} = \left( H_{*0} - \frac{Q_{*T}' R_{*t}}{\mu_Q} \right) \mu_H - H_{*Д}. \quad (3.42)$$

В соответствии с (3.40) получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_{*\Gamma}^{XX} &= H_{*0} \mu_H - H_{*Д}^{XX}, \\ \Delta H_{*\Gamma}^{ном} &= \frac{1}{\eta_e^{ном}} - 1, \\ \Delta H_{*\Gamma}^{обр} &= \left( H_{*0} - \frac{Q_{*Д}^{обр} R_{*t}}{\mu_Q} \right) \mu_H. \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

Таким образом, для определения коэффициентов  $C_0 - C_2$  необходимо знать относительные действительные значения напора холостого хода  $H_{*Д}^{XX}$  и расхода в режиме "обрыва" напорного трубопровода  $Q_{*Д}^{обр}$ . В первом приближении связь между этими параметрами согласно известному эмпирическому соотношению (4.36) определяется формулой

$$Q_{*Д}^{обр} = \sqrt{\frac{H_{*Д}^{XX}}{H_{*Д}^{XX} - 1}} \quad (3.44)$$

Напор XX РЦН (см. п.4.1.) можно найти в соответствии с (4.12) и (4.28)

$$H_{*Д}^{XX} = \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})} \quad (3.45)$$

где  $\gamma_p^{ном}$  — расчетный угол нагрузки машины, ориентировочное значение которого составляет (см.(4.29))

$$\gamma_p^{ном} = \pi \left( 1 - \frac{k_{Dp}}{H_{*0} \mu_H \eta_z^{ном}} \right) \mu_Q \eta_0^{ном} \quad .$$

Расчетные значения коэффициентов  $C_0 - C_2$  и параметров  $H_{*Д}^{XX}$  и  $Q_{*Д}^{обр}$  для серии РЦН магистральных нефтепроводов приведены в табл. 3.4

**Таблица 3.4 Режимные номинальные параметры РЦН магистральных нефтепроводов (расчетные)**

№	Марка насоса	$H_{*0}$	$R_{*t}$	$H_{*Д}^{XX}$	$Q_{*Д}^{обр}$	$C_2$	$C_1$	$C_0$
1	НМ-1250-260	1.41	0.076	1.12	3.10	0.033	1.234	0.0881
2	НМ-2500-230	1.50	0.124	1.15	2.78	0.073	0.825	0.0809
3	НМ-3600-230	1.66	0.274	1.23	2.33	0.164	0.781	0.0718
4	НМ-5000-210	1.76	0.375	1.32	2.02	0.344	0.508	-0.0064
5	НМ-7000-210	1.91	0.539	1.41	1.86	0.395	0.664	0.0293
6	НМ-10000-210	2.20	0.786	1.55	1.68	0.575	0.649	0.0003
7	12Н-10*4	1.76	0.341	1.28	2.15	0.205	0.754	0.0863
8	10Н-8*4	1.54	0.158	1.17	2.59	0.079	0.955	0.1040
9	8МБ-9*2	1.63	0.243	1.21	2.39	0.114	1.030	0.1080
10	24DVS- D	1.93	0.580	1.42	1.89	0.401	0.711	0.0405
11	24НД-14*1	1.93	0.477	1.34	1.99	0.301	0.715	0.0543
12	20НД-12*1	1.53	0.177	1.18	2.59	0.105	0.809	0.0773
13	16НД-10*1	1.62	0.258	1.21	2.37	0.142	0.895	0.0828
14	14Н-12*2	1.89	0.489	1.37	1.93	0.319	0.719	0.0687
15	12НД-11*2	1.66	0.274	1.23	2.32	0.147	0.873	0.0913
16	10НД-10*2	1.44	0.103	1.13	2.90	0.044	1.180	0.0956

### 3.3.5 Моделирование механических потерь

Механические потери  $N_{МЕХ}$  в соответствии с [2] состоят из потерь дискового трения  $N_{ДИСК}$ , трения в сальниках  $N_{СЛ}$ , трения в подшипниках  $N_{П}$  и потерь гидравлического торможения  $N_{ГГ}$

$$N_{МЕХ} = N_{ДИСК} + N_{СЛ} + N_{П} + N_{ГГ}. \quad (3.46)$$

В свою очередь, потери на дисковое трение

$$N_{ДИСК} = 2N_{БОК} + N_{ЦИЛ}, \quad (3.47)$$

где  $N_{БОК}$  та  $N_{ЦИЛ}$  — соответственно потери мощности на трение внешней боковой и цилиндрической поверхностей колеса [2]

$$N_{БОК} = C_f \rho \left( \frac{D_{2E}}{2} \right)^5 \left( \frac{\pi n}{30} \right)^3, \quad (3.48)$$

где  $C_f = 0.0465/(Re)^{1/5}$  — коэффициент трения в турбулентном режиме, который является функцией числа Рейнольдса, равного в случае вращения диска

$$Re = \left( \frac{D_{2E}}{2} \right)^2 \left( \frac{\pi n}{30} \right) \frac{1}{\nu}. \quad (3.49)$$

Учитывая (2.7), выражение (3.48) можно записать в виде

$$N_{БОК} = \frac{(\rho g H_0)^2}{R_{БОК}}, \quad (3.50)$$

или в системе относительных единиц

$$N_{*БОК} = \frac{H_{*0}^2}{R_{*БОК}}, \quad (3.51)$$

где  $R_{*БОК}$  — относительное значение гидравлического сопротивления фиктивной ветви (рис.3.2), которая моделирует потери мощности на трение боковой поверхности колеса

$$R_{*БОК} = \left( \frac{2}{D_{2E}} \right) \left( \frac{\pi n}{30} \right) \left( \frac{\rho k_{Dp}^2}{R_{НОМ} C_f} \right). \quad (3.52)$$

Аналогично потери трения цилиндрической поверхности можно смоделировать вводом в схему замещения параллельно гидравлическому сопротивлению  $R_{*БОК}$  фиктивной ветви с сопротивлением  $R_{*ЦИЛ}$  (рис.3.2)

$$N_{*ЦИЛ} = \frac{H_{*0}^2}{R_{*ЦИЛ}}, \quad (3.53)$$

где, [2]

$$R_{*ЦИЛ} = \left( \frac{1}{l} \right) \left( \frac{\pi n}{30} \right) \left( \frac{\rho k_{Dp}^2}{0.196 R_{НОМ} \lambda_f} \right), \quad (3.54)$$

$\lambda_f = 0.316 / (Re)^{1/4}$  — коэффициент сопротивления трения для турбулентного режима и гладких стенок проточной части [47];

$l = \pi D_{2E}$  — длина цилиндрической поверхности колеса;

$R_{НОМ} = \rho g H_D^{НОМ} / Q_D^{НОМ}$  — номинальное значение гидравлического сопротивления РЦН, которое принимается базовым.

Следовательно, суммарные потери дискового трения можно записать в виде

$$N_{*ДИСК} = \frac{H_{*0}^2}{R_{*ДИСК}}, \quad (3.55)$$

где  $R_{*ДИСК}$  — эквивалентное гидравлическое сопротивление фиктивной ветви, которая характеризует потери мощности на дисковое трение. В соответствии с (3.47), учитывая параллельное соединение сопротивлений, получим

$$R_{*ДИСК} = \left( \frac{2}{R_{*БОК}} + \frac{1}{R_{*ЦИЛ}} \right)^{-1} = \left( \frac{\pi n}{30} \right) \left( \frac{\rho k_{Dp}^2}{R_{НОМ} D_{2E} (C_f + 0.196 \pi \lambda_f)} \right) \quad (3.56)$$

Ориентировочное числовое значение сопротивления  $R_{*ДИСК}$  можно также определить через номинальное значение внутреннего механического КПД насоса

$$\eta_{МВ}^{НОМ} = 1 - \frac{N_{*ДИСК}^{НОМ}}{N_{*С}^{НОМ}}, \quad (3.57)$$

где  $N_{*С}^{НОМ} = 1/\eta^{НОМ}$  — относительное номинальное значение снимаемой с вала (потребляемой) мощности РЦН, которая подводится со стороны приводного механизма.

При постоянной скорости вращения ротора РЦН  $n = const$  дисковые потери можно считать неизменными. Поскольку потерями трения в сальниках  $N_{СЛ}$  и подшипниках  $N_{П}$  для РЦН средней и большой мощности можно пренебречь, а потери гидравлического торможения в номинальном режиме практически отсутствуют [2,67], то с учетом (3.46) и (3.57) получим

$$N_{*МЕХ}^{НОМ} \approx N_{*ДИСК}^{НОМ} = \frac{1 - \eta_{МВ}^{НОМ}}{\eta^{НОМ}}. \quad (3.58)$$

Общее рассмотрение (3.55) и (3.58) предоставляет возможность записать рабочую формулу для расчета сопротивления ветви моделирования дисковых потерь

$$R_{*МЕХ} \approx R_{*ДИСК} = \frac{H_{*0}^2 \eta^{НОМ}}{1 - \eta_{МВ}^{НОМ}}. \quad (3.59)$$



Потери гидравлического торможения моделируются сопротивлением  $R_{*ГГ}$ . Для тихоходных ВН ( $n_s=50-80$ ) и насосов нормальной быстроходности ( $n_s=80-150$ ) можно пренебречь циркуляционными процессами на входе-выходе рабочего колеса в режиме холостого хода [2]. В этом случае  $R_{*ГГ} \approx \infty$ .

### 3.4 Алгоритм расчета параметров схемы замещения и режимов РЦН

На основе исходной информации для расчета (см. п.3.2), сначала по (3.18) и (3.20) определяем в системе относительных единиц постоянные параметры  $H_{*0}$  и  $R_{*}$ . Потом из (3.45) и (3.44) находим характерные режимные параметры  $H_{*Д}^{XX}$  и  $Q_{*Д}^{обp}$ . По (3.29),(3.41) и (3.43) рассчитываем постоянные коэффициенты  $C_0 - C_3$ .

На основании уравнений Кирхгофа для схемы замещения (рис.3.2) составляем систему уравнений равновесия расходов и напоров РЦН

$$\left. \begin{aligned} Q_{*\infty}' - Q_{*\mu} - Q_{*Т}' &= 0 \quad , \\ Q_{*Т}' - Q_{*\Delta} - Q_{*Д} &= 0 \quad , \\ Q_{*МЕХ} R_{*МЕХ} &= H_{*0} \quad , \\ -Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} + H_{*Д} - H_{*cm} &= 0 \quad , \\ Q_{*\infty}' (R_{*t} + R_{*\mu H}) + Q_{*\mu} R_{*\mu Q} &= H_{*0} \quad , \\ -Q_{*\mu} R_{*\mu Q} + Q_{*Т}' R_{*\Delta H} + Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} &= 0 \quad . \end{aligned} \right\} \quad (3.60)$$

Задаваясь различными значениями расхода  $Q_{*Д}$  на интервале  $[0, Q_{*Д}^{обp}]$  решаем одним из численных методов систему нелинейных уравнений (3.60), дополненную уравнениями связи (3.21), (3.23), (3.30), (3.37), и находим десять неизвестных параметров  $Q_{*\infty}'$ ,  $Q_{*\mu}$ ,  $Q_{*Т}'$ ,  $Q_{*\Delta}$ ,  $Q_{*МЕХ}$ ,  $R_{*\mu H}$ ,  $R_{*\mu Q}$ ,  $R_{*\Delta H}$ ,  $R_{*\Delta Q}$ ,  $H_{*Д}$ . Пример расчета рабочих характеристик и зависимостей параметров режима от расходной нагрузки  $Q_{*Д}$  магистрального насоса НМ-7000-210 для случая отсутствия статического напора в сети ( $H_{*cm}=0$ ) приведен в п. 3.6, а полученные результаты изображены на рис.3.7-3.20. В частности, сравнительные результаты расчета характеристики вышеуказанного напора насоса различными методами приведены в табл. 5.5 и на рис. 5.19.

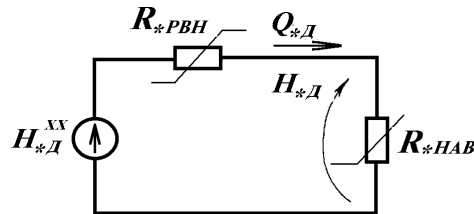


Рисунок 3.6 Эквивалентная схема замещения РЦН

### 3.5 Эквивалентная схема замещения и основное уравнение РЦН

Механические потери имеют внешний характер по отношению к проточной части РЦН и не влияют на характеристику напора машины, а поэтому применим правила эквивалентирования [45] для упрощения исходной схемы замещения РЦН (рис.3.3).

Поскольку по отношению к ветви нагрузки эта схема является активным двухполюсником, то ее можно заменить эквивалентным гидродвигателем, аналог электродвижущей силы которого равен значению действительного напора РЦН  $H_{*Д}^{XX}$  в режиме холостого хода, а нелинейное внутреннее гидравлическое сопротивление  $R_{*РЦН}$  равно входному сопротивлению двухполюсника (рис.3.6)

$$H_{*Д}^{XX} = H_{*0} k_{CH}^{XX} = const, \quad (3.61)$$

$$R_{*РЦН} = R_{*НАВ} + (R_{*E} - R_{*НАВ}) k_{CH}^{XX} / k_{CH} = var; \quad (3.62)$$

где  $k_{CH}$ ,  $k_{CH}^{XX}$  — соответственно текущее значение и значение в режиме холостого хода коэффициента снижения напора XX РЦН по отношению к ИЦН

$$k_{CH} = \left( 1 + \frac{R_{*t} + R_{*\mu H}}{R_{*\mu Q}} + \frac{R_{*B3}}{R_{*\Delta Q}} \right), \quad (3.63)$$

$R_{*E}$  — эквивалентное сопротивление

$$R_{*E} = R_{*B3} k_{CH}; \quad (3.64)$$

$R_{*B3}$  — взаимное сопротивление между входом и выходом двухполюсника

$$R_{*B3} = R_{*t} + R_{*\mu H} + R_{*\Delta H} + \frac{R_{*\Delta H} (R_{*t} + R_{*\mu H})}{R_{*\mu Q}}, \quad (3.65)$$

$R_{*НАВ}$  — сопротивление нагрузочной ветви

$$R_{*НАВ} = H_{*Д} / Q_{*Д}. \quad (3.66)$$

Эквивалентной схеме замещения РЦН (схеме Гельмгольца-Тевенена) соответствует уравнение баланса напоров, записанное в системе относительных единиц

$$H_{*Д} = H_{*Д}^{XX} - Q_{*Д} R_{*РЦН}. \quad (3.67)$$

Полученная схема аналогична по структуре исходной схеме замещения ИЦН (рис.2.1). Однако, в отличие от последней, внутреннее гидравлическое сопротивление  $R_{*РЦН}$  зависит от изменения расходной нагрузки  $Q_{*Д}$  (см. рис.3.10), что в значительной степени затрудняет анализ режимов работы РЦН без ЭВМ. Этот факт предопределяет актуальность разработки упрощенных методов, которые дали бы возможность с достаточной для практических требований точностью при помощи простого инженерного калькулятора рассчитывать характеристики РЦН на всем интервале изменения расхода рабочей жидкости.

### 3.6 Пример расчета параметров и рабочих характеристик магистрального насоса НМ-7000-210 при помощи математической модели, записанной в координатах действительных чисел.

Рассмотрим вариант работы насоса НМ-7000-210 на воде ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) для случая отсутствия статического напора в сети ( $H_{cm} = 0$ ). Исходные данные для расчетов взяты из табл. 3.1 и 3.2:

$$M = 2 ; L = 1 ; D_2 = 0.465 \text{ м} ; D_1 = 0.268 \text{ м} ; \beta_{2Л} = 21^\circ ; K_{Л} = 8 ; \delta_{Л} = 0.004 \text{ м} ; \sigma = 4^\circ ;$$

$$H_{Д}^{\text{ном}} = 210 \text{ м} ; Q_{Д}^{\text{ном}} = 1.944 \text{ м}^3/\text{с} ; n^{\text{ном}} = 3000 \text{ мин}^{-1} ; \eta^{\text{ном}} = 0.87.$$

Сначала выполним эквивалентирование машины по формуле (2.49)

$$D_{2E} = D_2 \sqrt{L} = 0.465 \cdot 1 = 0.465 \text{ м} ,$$

$$D_{1E} = D_1 \sqrt{L} = 0.268 \cdot 1 = 0.268 \text{ м} .$$

Потом определим по (3.1) расчетное значение внутреннего эквивалентного диаметра

$$D_{1Ep} = \frac{D_{1E}}{[\lg(D_{1E}/D_{2E}) + 1.3]^2} = \frac{0.268}{[\lg(0.268/0.465) + 1.3]^2} = 0.238 \text{ м}.$$

По формулам (2.8) и (3.18) определим соотношение эквивалентных диаметров  $m_{Dp}$ , коэффициента  $k_{Dp}$  и приведенное значение напора идеального ХХ  $H_{*0}$  (в системе относительных единиц)

$$m_{Dp} = \frac{D_{2E}}{D_{1Ep}} = \frac{0.465}{0.238} = 1.954 ,$$

$$k_{Dp} = \frac{m_{Dp}^2 - 1}{m_{Dp}^2} = \frac{1.954^2 - 1}{1.954^2} = 0.738 ,$$

$$H_{*0} = k_{Dp} \left( \frac{\pi D_{2E} n}{60} \right)^2 \frac{1}{g H_{Д}^{\text{ном}}} = 0.738 \left( \frac{\pi \cdot 0.465 \cdot 3000}{60} \right)^2 \frac{1}{9.81 \cdot 210} = 1.909 .$$

Далее выполняем расчет режимных номинальных параметров насоса:

коэффициент быстроходности по (3.2)

$$n_s = 3.65 n^{\text{ном}} \sqrt[4]{\left( \frac{Q_{Д}^{\text{ном}}}{M} \right)^2 \left( \frac{L}{H_{Д}^{\text{ном}}} \right)^3} = 3.65 \cdot 3000 \sqrt[4]{\left( \frac{1.944}{2} \right)^2 \left( \frac{1}{210} \right)^3} = 195.7 ;$$

потребляемая мощность по (3.3)

$$N_c^{\text{ном}} = \frac{\rho g H_{Д}^{\text{ном}} Q_{Д}^{\text{ном}}}{1000 \eta^{\text{ном}}} = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot 210 \cdot 1.944}{1000 \cdot 0.87} = 4604.3 \text{ кВт} .$$

Используя (3.4)-(3.7), определяем коэффициенты полезного действия машины:

объемный КПД

$$\eta_o^{\text{ном}} = \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-0.66}} = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot 195.7^{-0.66}} = 0.98 ;$$

гидравлический КПД

$$\eta_z^{\text{ном}} = 1 - \frac{0.42}{\left[ \lg \left( 4500 \sqrt[3]{\frac{Q_{Д}^{\text{ном}}}{n^{\text{ном}} \eta_o^{\text{ном}}}} \right) - 0.172 \right]^2} = 1 - \frac{0.42}{\left[ \lg \left( 4500 \sqrt[3]{\frac{1.944}{3000 \cdot 0.98}} \right) - 0.172 \right]^2} = 0.929 ;$$

механический КПД

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{ном}} = \frac{\eta^{\text{ном}}}{\eta_o^{\text{ном}} \eta_z^{\text{ном}}} = \frac{0.87}{0.98 \cdot 0.929} = 0.956 ;$$

внутренний механический КПД

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{ном}} = \frac{\eta^{\text{ном}}}{\eta_o^{\text{ном}} \eta_z^{\text{ном}}} = \frac{0.87}{0.98 \cdot 0.929} = 0.956 ;$$

Коэффициент объемного сжатия рабочего потока лопастями РЦН определим по (3.11)

$$\mu_Q = 1 - \frac{0.73 K_L \delta_L m_{Dp}}{D_{2E} (m_{Dp} - 1)} = 1 - \frac{0.73 \cdot 8 \cdot 0.004 \cdot 1.954}{0.465 \cdot (1.954 - 1)} = 0.897 \cdot$$

Коэффициент снижения напора под влиянием конечного числа лопастей (см. 3.16)

$$\mu_H = \frac{1}{1 + H_{*0} \eta_z^{\text{ном}} \frac{\pi}{K_L} \sin(\beta_{2L} - \sigma)} = \frac{1}{1 + 1.909 \cdot 0.929 \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \sin(21^\circ - 4^\circ)} = 0.831 \cdot$$

Внутреннее гидравлическое сопротивление (импеданс) в системе относительных единиц рассчитаем с помощью (3.20)

$$R_{*t} = \left( H_{*0} - \frac{1}{\eta_z^{\text{ном}} \mu_H} \right) \eta_o^{\text{ном}} \mu_Q = \left( 1.909 - \frac{1}{0.929 \cdot 0.831} \right) \cdot 0.98 \cdot 0.897 = 0.539 \cdot$$

Постоянное значение сопротивления ветви для моделирования механических потерь по (3.59)

$$R_{*MEH} \approx R_{*ДИСК} = \frac{H_{*0}^2 \eta^{\text{ном}}}{1 - \eta_{\text{мех}}^{\text{ном}}} = \frac{1.909^2 \cdot 0.87}{1 - 0.979} = 151.0 \cdot$$

Расчетные значения коэффициентов  $C_0 - C_3$  и характерные режимные параметры  $H_{*Д}^{XX}$  и  $Q_{*Д}^{\text{обр}}$  определяем следующим способом:

сначала найдем из (4.29) номинальное значение расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{\text{ном}}$

$$\gamma_p^{\text{ном}} = \pi \left( 1 - \frac{k_{Dp}}{H_{*0} \mu_H \eta_z^{\text{ном}}} \right) \mu_Q \eta_o^{\text{ном}} = \pi \cdot \left( 1 - \frac{0.738}{1.909 \cdot 0.831 \cdot 0.929} \right) \cdot 0.897 \cdot 0.98 = 1.380 \cdot$$

Напор XX и расход в режиме условного “обрыва” напорного трубопровода (см.(3.45) и (3.44))

$$H_{*Д}^{XX} = \frac{\gamma_p^{\text{ном}}}{\sin(\gamma_p^{\text{ном}})} = \frac{1.380}{\sin(1.380)} = 1.406 ;$$

$$Q_{*Д}^{\text{обр}} = \sqrt{\frac{H_{*Д}^{XX}}{H_{*Д}^{XX} - 1}} = \sqrt{\frac{1.406}{1.406 - 1}} = 1.862 \cdot$$

Гидравлические потери напора в “характерных” режимах (см.(3.43))

$$\begin{aligned}\Delta H_{*Г}^{XX} &= H_{*0}\mu_H - H_{*Д}^{XX} = 1.909 \cdot 0.831 - 1.406 = 0.180 \quad , \\ \Delta H_{*Г}^{ном} &= \frac{1}{\eta_2^{ном}} - 1 = \frac{1}{0.929} - 1 = 0.076 \quad , \\ \Delta H_{*Г}^{обр} &= \left( H_{*0} - \frac{Q_{*Д}^{обр} R_{*Г}}{\mu_Q} \right) \mu_H = \left( 1.909 - \frac{1.862 \cdot 0.539}{0.897} \right) \cdot 0.831 = 0.657 \quad .\end{aligned}$$

Коэффициенты  $C_0$ - $C_2$  соответственно рассчитываются с использованием (3.41)

$$\begin{aligned}C_1 &= \frac{2\Delta H_{*Г}^{XX} \eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр} (\eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр} - 1)}{(\eta_0^{ном} Q_{*Д}^{обр})^2 (\Delta H_{*Г}^{XX} - \Delta H_{*Г}^{ном}) - (\Delta H_{*Г}^{XX} - \Delta H_{*Г}^{обр})} = \\ &= \frac{2 \cdot 0.180 \cdot 0.98 \cdot 1.862 \cdot (0.98 \cdot 1.862 - 1)}{(0.98 \cdot 1.862)^2 (0.180 - 0.076) - (0.180 - 0.657)} = 0.664 \quad ; \\ C_2 &= \left( \frac{\eta_0^{ном}}{C_1} \right)^2 \Delta H_{*Г}^{XX} = \left( \frac{0.98}{0.664} \right)^2 \cdot 0.180 = 0.392 \quad ; \\ C_0 &= (\eta_0^{ном})^2 \Delta H_{*Г}^{ном} - C_2 (1 - C_1)^2 = 0.98^2 \cdot 0.076 - 0.392 \cdot (1 - 0.664)^2 = 0.029 \quad .\end{aligned}$$

С учетом приведенных выше расчетов уравнения связи (3.21), (3.23), (3.30) и (3.37) для определения нелинейных гидравлических сопротивлений схемы замещения насоса НМ-7000-210 упрощаются к виду

$$\begin{aligned}R_{*\mu H} &= \left( \frac{H_{*0}}{Q_{*\infty}'} - R_{*Г} \right) (1 - \mu_H) = \left( \frac{1.909}{Q_{*\infty}'} - 0.539 \right) (1 - 0.831) = \frac{0.323}{Q_{*\infty}'} - 0.091 \quad , \\ R_{*\mu Q} &= R_{*\mu H} \frac{\mu_H}{(1 - \mu_H)(1 - \mu_Q)} = R_{*\mu H} \frac{0.831}{(1 - 0.831)(1 - 0.897)} = 47.739 \cdot R_{*\mu H} \quad , \\ R_{*\Delta Q} &= \frac{\eta_0^{ном}}{1 - \eta_0^{ном}} \sqrt{H_{*Д}} = \frac{0.98}{1 - 0.98} \sqrt{H_{*Д}} = 49 \cdot \sqrt{H_{*Д}} \quad , \\ R_{*\Delta H} &= \frac{C_2}{Q_{*Г}'} (Q_{*Г}' - C_1 Q_{*Г}'^{ном})^2 + C_0 Q_{*Г}' = \frac{0.392}{Q_{*Г}'} (Q_{*Г}' - 0.664 \cdot 1.02)^2 + 0.029 \cdot Q_{*Г}' \quad ,\end{aligned}$$

где по (3.38) теоретическое значение расхода в номинальном режиме работы РЦН

$$Q_{*Г}'^{ном} = \frac{1}{\eta_0^{ном}} = \frac{1}{0.98} = 1.02 \quad .$$

Окончательно, дополненная уравнениями связи, полная система уравнений (3.60) для случая отсутствия статического напора сети ( $H_{cm}=0$ ) приобретает вид

$$\left. \begin{aligned}Q_{*\infty}' - Q_{*\mu} - Q_{*Г}' &= 0 \quad , \\ Q_{*Г}' - Q_{*\Delta} - Q_{*Д} &= 0 \quad , \\ Q_{*МЕХ} &= 0.013 \quad , \\ -Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} + H_{*Д} &= 0 \quad , \\ Q_{*\infty}' (0.539 + R_{*\mu H}) + Q_{*\mu} R_{*\mu Q} &= 1.909 \quad , \\ -Q_{*\mu} R_{*\mu Q} + Q_{*Г}' R_{*\Delta H} + Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} &= 0 \quad , \\ Q_{*\infty}' (R_{*\mu H} + 0.091) &= 0.323 \quad , \\ R_{*\mu Q} - 47.739 \cdot R_{*\mu H} &= 0 \quad , \\ R_{*\Delta Q} - 49 \sqrt{H_{*Д}} &= 0 \quad , \\ 0.421 \cdot (Q_{*Г}')^2 - (0.53 + R_{*\Delta H}) \cdot Q_{*Г}' + 0.18 &= 0 \quad .\end{aligned} \right\}$$

На рисунках 3.7-3.20 и 5.19 (кривая 1) приведены графические зависимости параметров насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$ , полученные в результате решения на ЭВМ полной системы нелинейных уравнений.

Числовые данные расчетов характеристики напора  $H_{*D}-Q_{*D}$  приведены в табл. 5.5. В частности, для номинального режима работы насоса будет

$$H_{*D}^{ном} = 1.0; Q_{*D}^{ном} = 1.0; Q_{*\infty}^{ном} = 1.1376; Q_{*T}^{ном} = 1.02; Q_{*\mu}^{ном} = 0.1176; Q_{*\Delta}^{ном} = 0.02; Q_{*mex}^{ном} = 0.013; R_{*\mu Q}^{ном} = 9.21; R_{*\mu H}^{ном} = 0.193; R_{*\Delta Q}^{ном} = 49.0; R_{*\Delta H}^{ном} = 0.106.$$

Переход к системе именованных единиц проводился в соответствии с (2.33) по формулам

$$H_D = H_{*D} * H_D^{ном} \text{ [м]}, Q_D = 3600 * Q_{*D} * Q_D^{ном} \text{ [м}^3\text{/час]}.$$

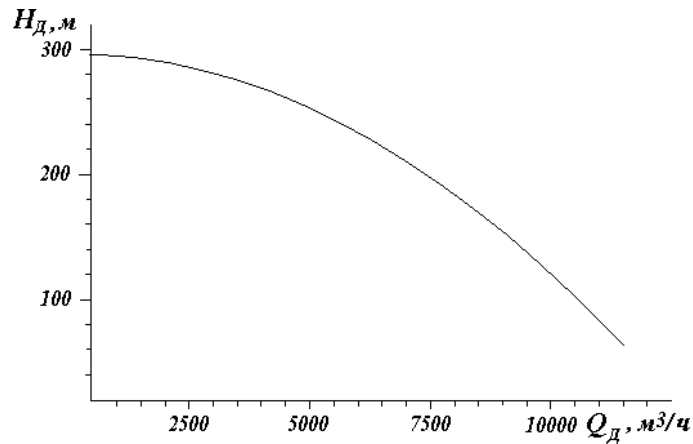


Рисунок 3.7 Характеристика напора  $H_{*D}-Q_{*D}$  насоса НМ-7000-210

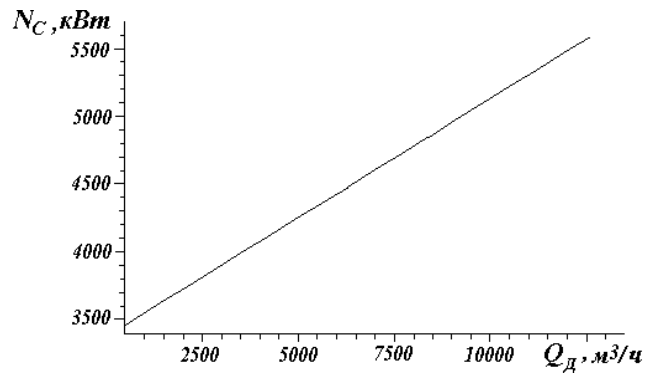


Рисунок 3.8 Характеристика потребляемой мощности  $N_C$  насоса НМ-7000-210

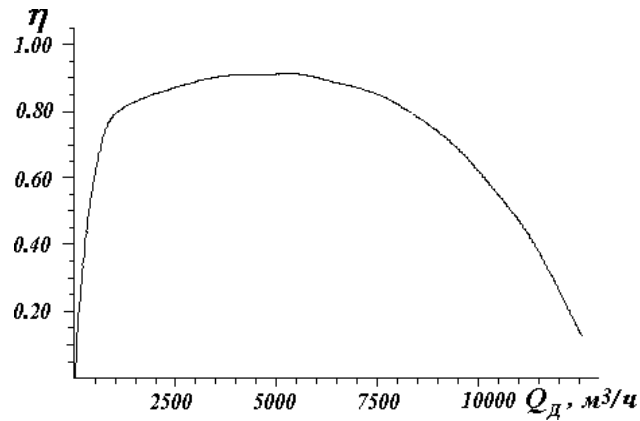


Рисунок 3.9 Характеристика полного КПД  $\eta$  насоса НМ-7000-210

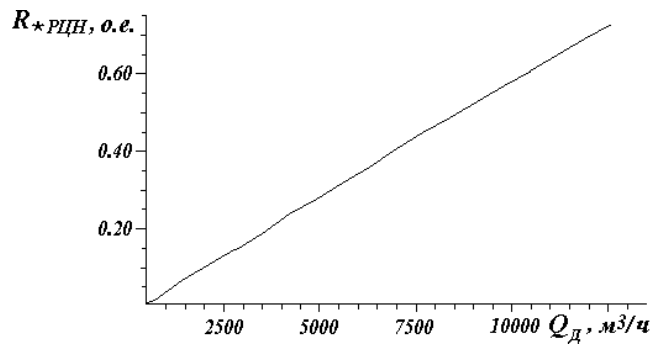


Рисунок 3.10 Зависимость полного сопротивления  $R_{*рцн}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$

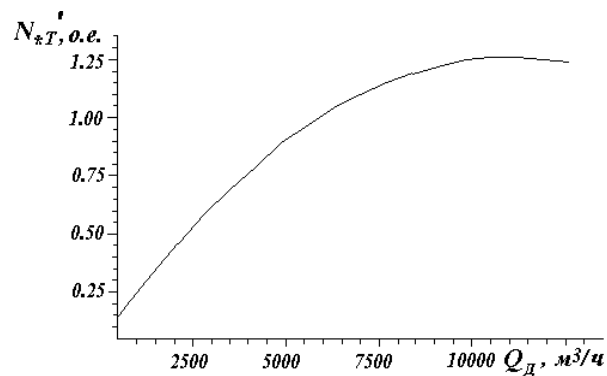


Рисунок 3.11 Зависимость мощности  $N_{*т}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$

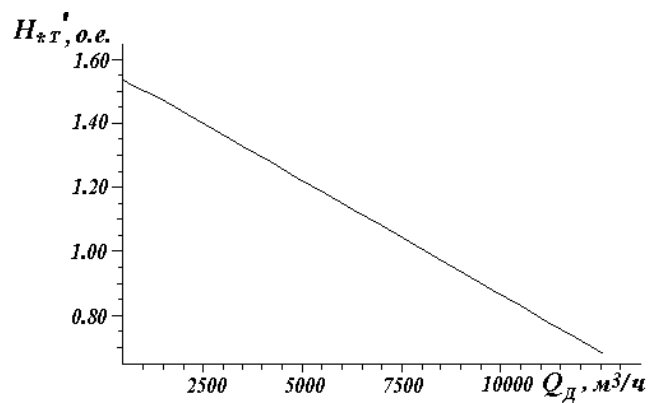


Рисунок 3.12 Зависимость напора  $H_{*т}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$

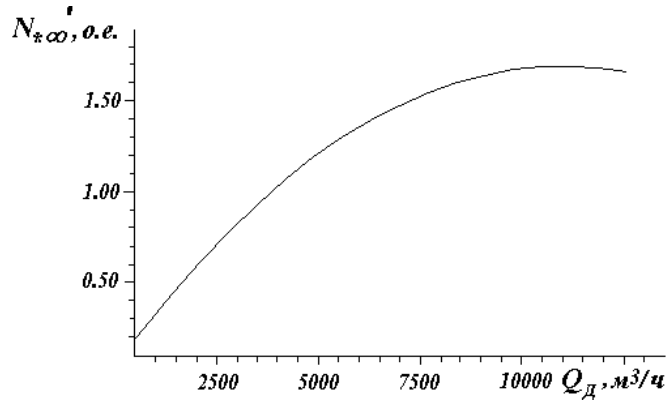


Рисунок 3.13 Зависимость мощности  $N_{z\infty}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

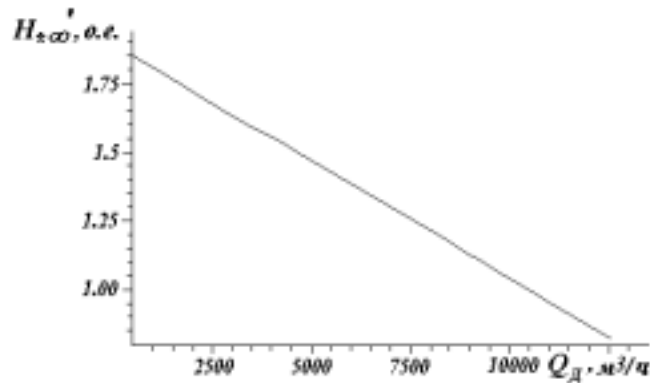


Рисунок 3.14 Зависимость напора  $H_{z\infty}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

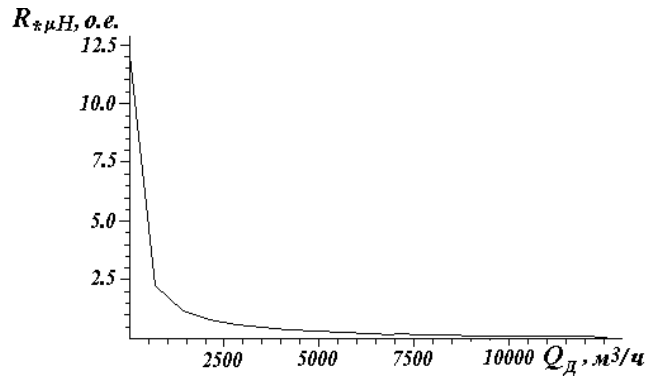


Рисунок 3.15 Зависимость сопротивления  $R_{*μH}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

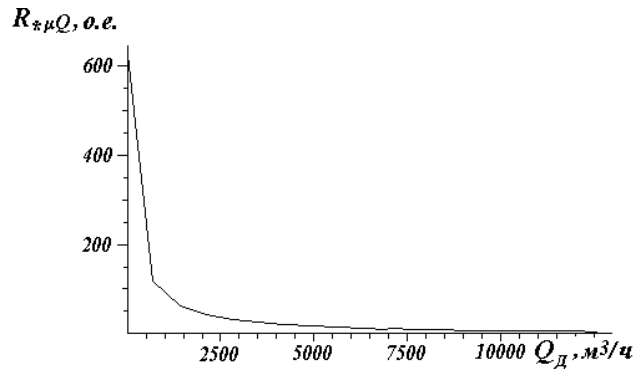


Рисунок 3.16 Зависимость сопротивления  $R_{*μQ}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$



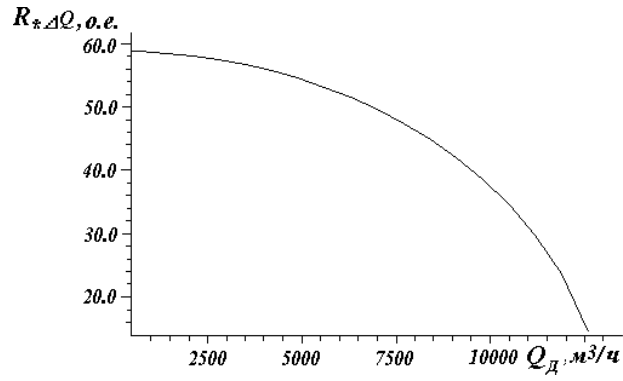


Рисунок 3.17 Зависимость сопротивления  $R_{*\Delta Q}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

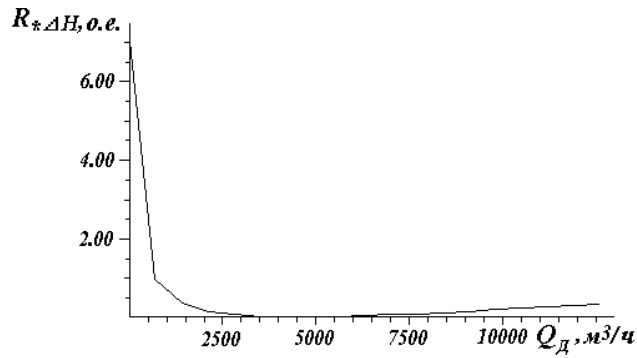


Рисунок 3.18 Зависимость сопротивления  $R_{*\Delta H}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

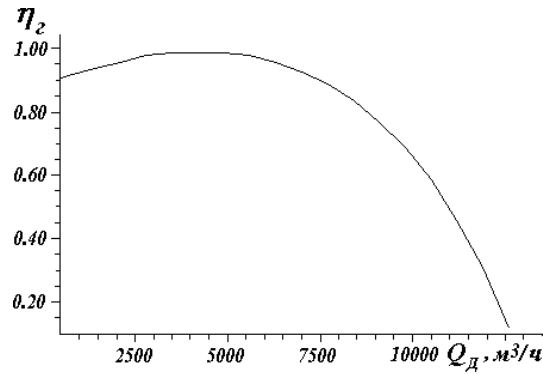


Рисунок 3.19 Зависимость гидравлического КПД  $\eta_g$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

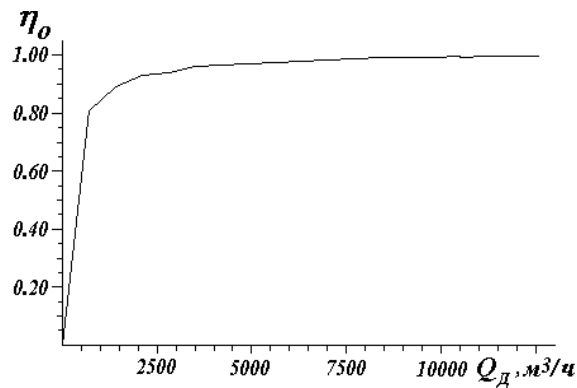


Рисунок 3.20 Зависимость объемного КПД  $\eta_o$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$

#### 4 ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК РЦН

Точный метод расчета параметров схемы замещения и режимов работы РЦН, алгоритм которого приведен в п.3.4, требует применение численных методов решения при помощи ЭВМ системы нелинейных уравнений (3.60), дополненной уравнениями связи.

Проведенное автором математическое моделирование на ЭВМ серии РЦН предоставило возможность предложить удобные для практического использования упрощенные тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения характеристик РЦН, т.е. зависимостей мощности, напора и полного КПД от изменения действительного расхода РЦН.

Характерной особенностью предложенных практических методов есть использование в качестве главного конструктивного параметра РЦН номинального значения расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{ном} \approx \gamma_\infty'^{ном} = \pi Q_\infty'^{ном} / Q_\infty'^{обр}$ , порядок определения которого по расчетным номинальным режимным параметрам РЦН показан в п.4.1.4 и п.5.9.

##### 4.1 Тригонометрическая форма записи характеристик РЦН в системе относительных единиц

Схема замещения РЦН (рис.3.3) устанавливает четкую взаимосвязь между параметрами режима ИЦН, ТЦН и РЦН, которая определяется значениями коэффициентов влияния конечного числа лопастей эквивалентного колеса  $\mu_Q$ ,  $\mu_H$  и коэффициентов полезного действия  $\eta_0$  и  $\eta_z$ .

$$\left. \begin{aligned} \mu_H &= \frac{H_T'}{H_\infty'} = const, \quad \mu_Q = \frac{Q_T'}{Q_\infty'} = const; \\ \eta_z &= \frac{H_D}{H_T'} = var, \quad \eta_0 = \frac{Q_D}{Q_T'} = var. \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

Реализация точного метода расчета характеристик для серии нефтяных насосов предоставила возможность уточнить выражение (2.36), определяющее мощность ИЦН в системе относительных единиц

$$N_{*\infty}' = \frac{\rho g H_\infty' Q_\infty'}{\rho g H_\infty'^{ном} Q_\infty'^{ном}} \approx \frac{1}{\eta_{*BH}} \frac{\sin(\gamma_\infty'^{ном} Q_{*D}')}{\sin(\gamma_\infty'^{ном})}, \quad (4.2)$$

где  $\eta_{*BH}$  — относительное значение внутреннего КПД РЦН

$$\eta_{*BH} = \frac{\eta_0}{\eta_0^{ном}} \frac{\eta_z}{\eta_z^{ном}} = \eta_{*0} \eta_{*z}. \quad (4.3)$$

С другой стороны, полезная (гидравлическая) мощность РЦН будет

$$N_{*K} = \frac{\rho g H_D Q_D}{\rho g H_D^{ном} Q_D^{ном}} = N_{*\infty}' \eta_{*BH}. \quad (4.4)$$

Учитывая (4.2) в конечном итоге получим тригонометрическую форму записи характеристики полезной мощности РЦН в системе относительных единиц, которая проиллюстрирована на рис.4.1,

$$N_{*K} = S_* \sin(\gamma_p); \quad (4.5)$$

где  $S_*$  — относительное значение максимальной полезной мощности, которое характеризует энергетическую эффективность конструкции РЦН

$$S_* = \frac{1}{\sin(\gamma_p^{ном})} = 0.25 N_{*\infty ГПП}; \quad (4.6)$$

$\gamma_p$  — расчетный угол нагрузки РЦН, который в соответствии с (2.19) можно записать в виде

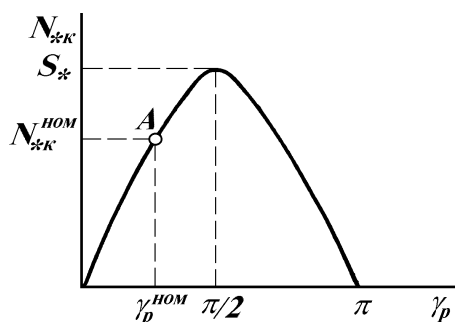
$$\gamma_p = \gamma_\infty^{ном} Q_{*Д} = \gamma_P^{ном} Q_{*Д} = \pi \frac{Q_{Д}}{Q_{\phi}}; \quad (4.7)$$

здесь  $Q_{\phi}$  — фиктивный расход РЦН, расчетный параметр без определенного физического содержания, который определяется следующим образом:

$$Q_{\phi} = Q_0 k_{\Delta},$$

где  $k_{\Delta} = (0.35-0.75)$  — поправочный коэффициент, ориентировочное значение которого можно найти с помощью формулы (см. п.3.3.1.)

$$k_{\Delta} = \frac{H_{*0} \mu_H \eta_z - 1}{H_{*0} \mu_H \eta_z - k_{Dp}}. \quad (4.8)$$



**Рисунок 4.1** График зависимости полезной мощности  $N_{*K}$  от расчетного угла нагрузки  $\gamma_p$

Алгоритм расчета параметра  $\gamma_p$  приведен в п.4.1.4, а объяснение его физического содержания дает комплексная модель РЦН (см. п.5.9.).

Таким образом, можно сделать главный определяющий вывод о том, что зависимость полезной мощности  $N_{*K}$  РЦН от расчетного угла нагрузки  $\gamma_p$ , аналогично как и зависимость активной мощности синхронной электрической машины  $N_{CM}$  от угла ее нагрузки  $\Theta$  (см. (2.28)), имеет синусоидальный характер. Это свидетельствует об изоморфизме выражений

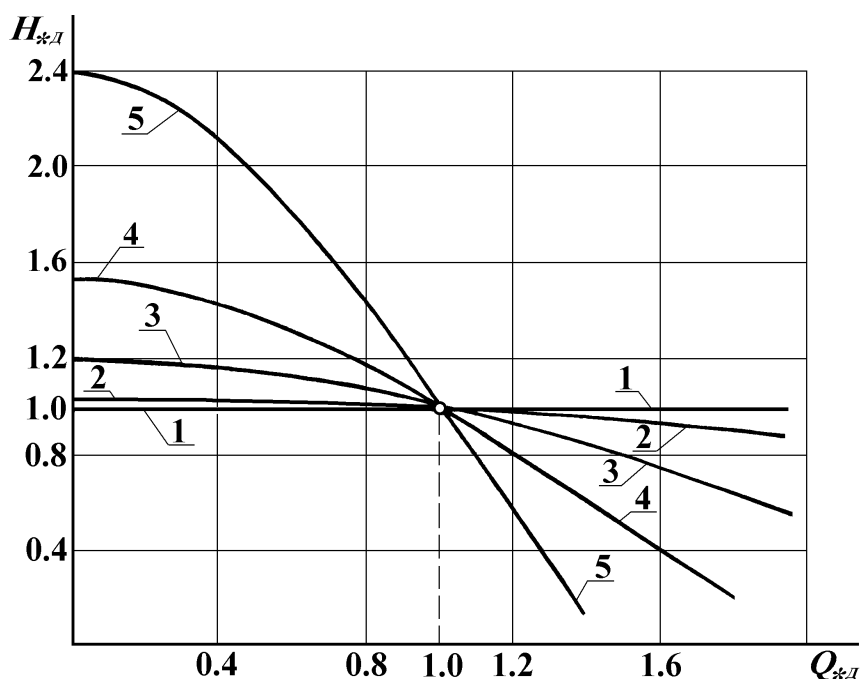
мощности для центробежных гидравлических и синхронных электрических машин, открывающем уникальную возможность для синтеза простых, удобных для практического применения тригонометрических выражений характеристики РЦН.

#### 4.1.1 Характеристика напора $H_{*Д}—Q_{*Д}$

Выражения (4.5) - (4.7) предоставляют возможность формализовать тригонометрическую форму записи характеристики напора  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  РЦН в виде, аналогичном (2.38) для ИЦН

$$H_{*Д} = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} Q_{*Д})}{Q_{*Д} \sin(\gamma_p^{ном})}. \quad (4.9)$$

Иллюстрация семейства характеристик  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  РЦН в системе относительных единиц при различных номинальных значениях расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{ном}$  приведена на рис.4.2.



$$1 - \gamma_p^{ном} = 0 ; \quad 2 - \gamma_p^{ном} = \pi/6 ; \quad 3 - \gamma_p^{ном} = \pi/3 ; \\ 4 - \gamma_p^{ном} = \pi/2 ; \quad 5 - \gamma_p^{ном} = 2\pi/3$$

Рисунок 4.2 Характеристики  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  РЦН в системе относительных единиц

Крутизна характеристики напора определяется выражением

$$\frac{dH_{*Д}}{dQ_{*Д}} = \frac{\gamma_p \cos(\gamma_p) - \sin(\gamma_p)}{Q_{*Д}^2 \sin(\gamma_p^{ном})}. \quad (4.10)$$

В частности, для номинального режима

$$\left. \frac{dH_{*Д}}{dQ_{*Д}} \right|_{Q_{*Д}=1} = \gamma_p^{ном} \operatorname{ctg}(\gamma_p^{ном}) - 1. \quad (4.11)$$

Можно сделать вывод, что с ростом  $\gamma_p^{ном}$  крутизна характеристики  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  РЦН растёт, а значение действительного расхода в режиме мнимого “обрыва” напорного трубопровода  $Q_{*Д}^{обр}$  уменьшается. Этот вывод подтверждают полученные экспериментально [43] и изображенные в системе относительных единиц характеристики  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  серии РЦН с различными значениями коэффициента быстроходности  $n_S$ , линейную связь которого с  $\gamma_p^{ном}$  устанавливает выражение (4.30).

Значение действительного напора РЦН в режиме XX определяется только  $\gamma_p^{ном}$ , поскольку

$$H_{*Д}^{XX} = \lim_{Q_{*Д} \rightarrow 0} \left[ \frac{\sin(\gamma_p^{ном} Q_{*Д})}{\gamma_p^{ном} Q_{*Д}} \right] \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})} = \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})}. \quad (4.12)$$

Выразим напор РЦН через  $H_{*Д}^{XX}$  в виде

$$H_{*Д} = H_{*Д}^{XX} \frac{\sin(\gamma_p)}{\gamma_p}. \quad (4.13)$$

Окончательно получим тригонометрическую форму записи приведенного коэффициента действительного напора РЦН

$$\gamma_{НД} = \frac{H_{*Д}}{H_{*Д}^{XX}} = \frac{\sin(\gamma_p)}{\gamma_p}. \quad (4.14)$$

Значение действительного расхода в режиме условного “обрыва” напорного трубопровода в соответствии с (4.12) и полученного эмпирически выражения (4.36) будет

$$Q_{*Д}^{обр} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sin(\gamma_p^{ном})}{\gamma_p^{ном}}}}. \quad (4.15)$$

В табл. 5.3 и на рис. 4.8 и 5.19 приведены результаты расчета с помощью (4.9) характеристики  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  магистрального насоса НМ-7000-210 ( $\gamma_p^{ном} = 1.380$ ,  $H_{Д}^{ном} = 210\text{м}$ ,  $Q_{Д}^{ном} = 7000\text{м}^3/\text{ч}$ ).

#### 4.1.2 Характеристика потребляемой мощности $N_{*С}—Q_{*Д}$

В практических расчетах обычно довольствуются линейным законом зависимости от расхода снимаемой с вала приводного механизма (потребляемой) мощности насоса  $N_C$  [1,2,13]. Поэтому относительное значение мощности  $N_{*С}$  будем искать в виде уравнения прямой, которая эквидистанционна касательной к кривой полезной мощности  $N_{*К}$ , проведенной в точке  $A$  номинального режима (рис.4.3)

$$(N_{*C} - N_{*C}^{НОМ}) \eta^{НОМ} = (Q_{*Д} - Q_{*Д}^{НОМ}) \operatorname{tg} \varphi, \quad (4.16)$$

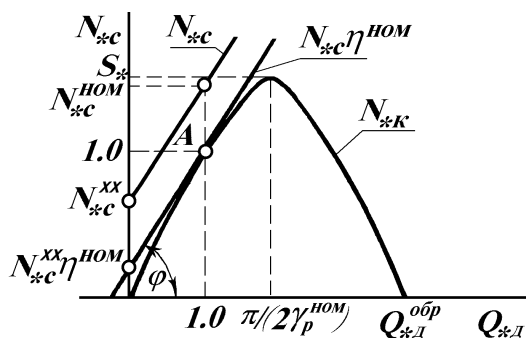
где  $\operatorname{tg} \varphi$  — крутизна характеристики, которая в соответствии с (4.11)

$$\operatorname{tg} \varphi = \left. \frac{dN_{*К}}{dQ_{*Д}} \right|_{Q_{*Д}=1} = \gamma_p^{НОМ} \operatorname{ctg} \gamma_p^{НОМ} = 1 + \left. \frac{dH_{*Д}}{dQ_{*Д}} \right|_{Q_{*Д}=1}. \quad (4.17)$$

Формула (4.17) подтверждает полученную в [2] функциональную зависимость между крутизной характеристик действительного напора и потребляемой мощности в номинальном режиме работы.

В выражении (4.16)  $N_{*C}^{НОМ}$  — относительное номинальное значение потребляемой мощности, которое

$$N_{*C}^{НОМ} = \frac{N_C^{НОМ}}{N_K^{НОМ}} = \frac{1}{\eta^{НОМ}}. \quad (4.18)$$



**Рисунок 4.3** Характеристики полезной мощности  $N_{*К}$  и потребляемой мощности  $N_{*C}$  РЦН

В конечном итоге получим

$$N_{*C} = \left[ 1 + (Q_{*Д} - 1) \gamma_p^{НОМ} \operatorname{ctg} \gamma_p^{НОМ} \right] \frac{1}{\eta^{НОМ}}. \quad (4.19)$$

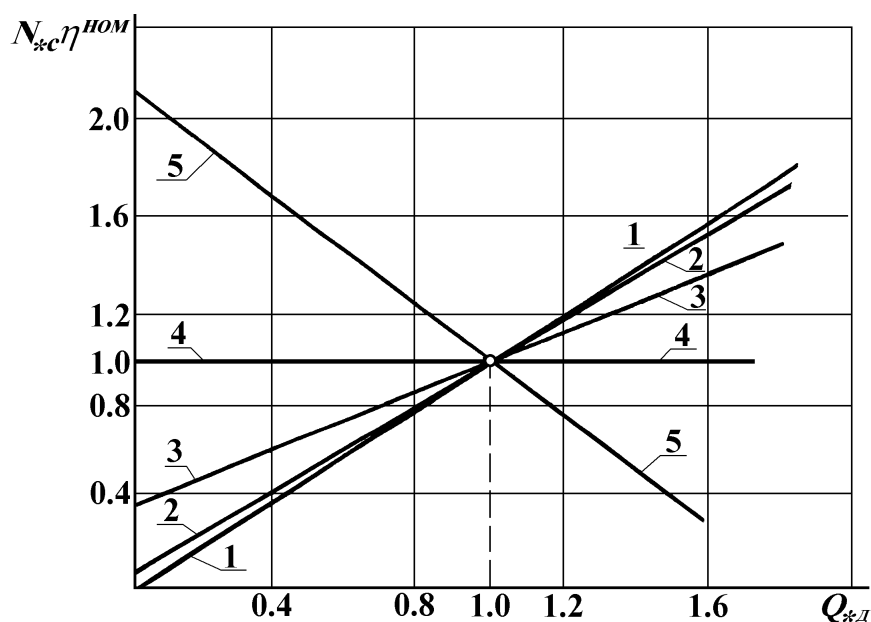
Выражение (4.19) легко трансформируется в известную, полученную эмпирически, формулу [40]

$$N_{*C} = N_{*C}^{XX} + \left[ \frac{1}{\eta^{НОМ}} - N_{*C}^{XX} \right] Q_{*Д}. \quad (4.20)$$

где  $N_{*C}^{XX}$  — относительное значение потребляемой мощности РЦН в режиме XX (приблизительно равно суммарной мощности потерь дискового трения и гидравлического торможения)

$$N_{*C}^{XX} = \left[ 1 - \gamma_p^{НОМ} \operatorname{ctg} \gamma_p^{НОМ} \right] \frac{1}{\eta^{НОМ}}. \quad (4.21)$$

Семейство характеристик потребляемой мощности РЦН при различных значениях  $\gamma_p^{ном}$  приведено на рис.4.4



$$1 - \gamma_p^{ном} = 0 ; \quad 2 - \gamma_p^{ном} = \pi/6 ; \quad 3 - \gamma_p^{ном} = \pi/3 ; \\ 4 - \gamma_p^{ном} = \pi/2 ; \quad 5 - \gamma_p^{ном} = 2\pi/3$$

Рисунок 4.4 Характеристики потребляемой мощности РЦН в системе относительных единиц

#### 4.1.3 Характеристика полного КПД $\eta_*$ — $Q_{*д}$

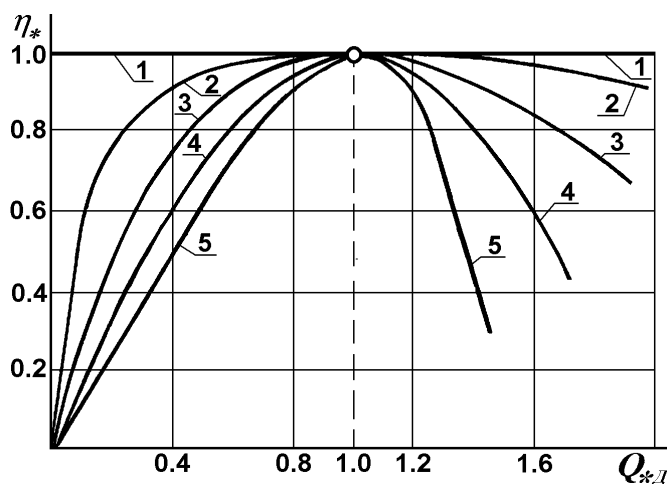
Относительное значение полного КПД РЦН (в долях номинального) определяется

$$\eta_* = \frac{\eta}{\eta^{ном}} = \frac{N_{*к}}{N_{*с} \eta^{ном}} = \frac{H_{*д} Q_{*д}}{N_{*с} \eta^{ном}}. \quad (4.22)$$

Общее рассмотрение (4.9),(4.19) по (4.22) дает следующую аналитическую зависимость  $\eta_*$  от  $Q_{*д}$  при различных значениях  $\gamma_p^{ном}$ , проиллюстрированную на рис.4.5

$$\eta_* = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} Q_{*д})}{\sin(\gamma_p^{ном}) + (Q_{*д} - 1)\gamma_p^{ном} \cos(\gamma_p^{ном})}. \quad (4.23)$$

Максимальное значение  $\eta_* = 1$  имеет место при условии  $Q_{*д} = 1$  и  $\gamma_p^{ном} = \pi/2$ , а с ростом  $\gamma_p^{ном}$  диапазон квазиоптимальных режимов уменьшается.



$$1 - \gamma_p^{\text{ном}} = 0 ; \quad 2 - \gamma_p^{\text{ном}} = \pi/6 ; \quad 3 - \gamma_p^{\text{ном}} = \pi/3 ; \\ 4 - \gamma_p^{\text{ном}} = \pi/2 ; \quad 5 - \gamma_p^{\text{ном}} = 2\pi/3$$

Рисунок 4.5 Характеристики КПД РЦН в системе относительных единиц

#### 4.1.4 Расчетный угол нагрузки РЦН

В отличие от действительного угла нагрузки, который по аналогии с (2.19) определяется действительным расходом РЦН  $Q_{\text{Д}}^{\text{обр}}$  в режиме условного “обрыва” напорного трубопровода

$$\gamma_{\text{Д}} = \pi \frac{Q_{\text{Д}}}{Q_{\text{Д}}^{\text{обр}}} = \pi \gamma_{Q_{\text{Д}}} ; \quad (4.24)$$

расчетный угол нагрузки  $\gamma_p$  приводится (нормализуется) согласно (4.7) по фиктивному расходу  $Q_{\text{Ф}}$ . Связь между этими параметрами имеет следующий вид:

$$\gamma_{\text{Д}} = \gamma_p \frac{Q_{\text{Ф}}}{Q_{\text{Д}}}, \quad (4.25)$$

или, с учетом (4.7) и (4.15), имеем

$$\gamma_{\text{Д}} = \gamma_p \frac{\pi}{\gamma_p^{\text{ном}}} \sqrt{1 - \frac{\sin(\gamma_p^{\text{ном}})}{\gamma_p^{\text{ном}}}}. \quad (4.26)$$

Для серии РЦН с изменением  $\gamma_p^{\text{ном}}$  на интервале [0.1, 2] в соответствии с (4.26) получим

$$\gamma_p = (1.18-1.28) \gamma_{\text{Д}},$$

или

$$\gamma_{\text{Д}} = (0.78-0.85) \gamma_p. \quad (4.27)$$



Практические методы расчета характеристик РЦН основываются на использовании номинального значения расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{ном}$  в качестве главного приведенного параметра насоса. В системе относительных единиц, используя (4.7), (4.8) и (2.14), запишем

$$\gamma_p^{ном} = \frac{\pi}{Q_{*Ф}} = \frac{\pi R_{*t} (H_{*0} \mu_H \eta_c^{ном} - k_{Dp})}{H_{*0} (H_{*0} \mu_H \eta_c^{ном} - 1)}, \quad (4.28)$$

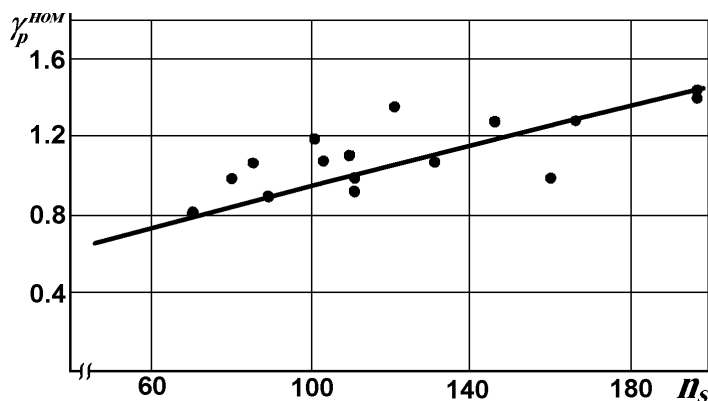
а с учетом (3.20) получим рабочую формулу

$$\gamma_p^{ном} = \pi \left( 1 - \frac{k_{Dp}}{H_{*0} \mu_H \eta_c^{ном}} \right) \mu_Q \eta_0^{ном}. \quad (4.29)$$

Следует отметить, что альтернативное определение  $\gamma_p^{ном}$  и его графическую интерпретацию дает комплексная векторная модель РЦН, которая предоставляет возможность установить зависимость этого параметра от характеристик рабочей жидкости (см. п.5.9).

В табл. 3.3 приведены рассчитанные по (4.29) значения  $\gamma_p^{ном}$  для семейства нефтяных магистральных насосов. Аппроксимация зависимости  $\gamma_p^{ном}$  этих РЦН от коэффициента быстроходности  $n_s$  методом наименьших квадратов (рис.4.6) устанавливает эмпирическую формулу связи между этими параметрами, которая изображается следующей линейной зависимостью:

$$\gamma_p^{ном} \approx 0.475 \left( 1 + \frac{n_s}{100} \right). \quad (4.30)$$



**Рисунок 4.6** Зависимость расчетного угла нагрузки  $\gamma_p^{ном}$  от коэффициента быстроходности  $n_s$

#### 4.2 Полиномиальная форма записи характеристик РЦН в системе относительных единиц

Разложим в формуле (4.14) для коэффициента напора РЦН функцию  $\sin(\gamma_p)$  в ряд Маклорена и получим

$$\gamma_{HD} = \frac{1}{\gamma_p} \left( \gamma_p - \frac{\gamma_p^3}{6} + \frac{\gamma_p^5}{120} - \dots \right), \quad (4.31)$$

или

$$\gamma_{HD} = 1 - \frac{\gamma_p^2}{6} + \frac{\gamma_p^4}{120} - \dots \quad (4.32)$$

В соответствии с (4.27) можно выразить

$$\gamma_p \approx 0.78 \gamma_D \approx \frac{\sqrt{6}}{\pi} \gamma_p \quad (4.33)$$

Подставим (4.33) в (4.32) и, пренебрегая членами ряда выше второго порядка, получим

$$\gamma_{HD} \approx 1 - \left( \frac{\gamma_D}{\pi} \right)^2, \quad (4.34)$$

или с учетом (4.24)

$$\gamma_{HD} + \gamma_{QD}^2 = 1. \quad (4.35)$$

Мы получили основное уравнение режимов РЦН, которое отражает закон сохранения полной энергии в насосе, поскольку описывает взаимосвязь между приведенными безразмерными эквивалентами потенциальной ( $\gamma_{HD}$ ) и кинетической ( $\gamma_{QD}^2$ ) энергий (в сравнении с (2.18) для ИЦН). Оказывается, что для РЦН, как и для ИЦН, существует круг действительных режимов, который строится в координатах  $\sqrt{\gamma_{HD}}$  та  $\gamma_{QD}$  (рис.2.3).

Уравнению (4.35) соответствует полученное из практического опыта эксплуатации РЦН и описанное в литературе [40] уравнение напора в системе относительных единиц, которое подтверждает правильность полученных выше выводов, поскольку устанавливает пропорциональность падения напора второй степени расхода

$$H_{*D} = H_{*D}^{XX} - (H_{*D}^{XX} - 1) Q_{*D}^2. \quad (4.36)$$

Окончательно, полиномиальная форма записи характеристики  $H_{*D} - Q_{*D}$  РЦН через главный параметр  $\gamma_p^{ном}$  в системе относительных единиц имеет вид

$$H_{*D} = \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})} - \left( \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})} - 1 \right) Q_{*D}^2. \quad (4.37)$$

Аналогично (2.34) и (3.67) выражение (4.36) можно записать в виде, удобном для составления схемы замещения

$$H_{*D} = H_{*D}^{XX} - R_{*РЦН} Q_{*D}^2; \quad (4.38)$$

где  $R_{*РЦН}$  — относительное значение полного гидравлического сопротивления РЦН, прямо пропорционального действительному расходу (нагрузке) насоса (см. рис.3.10)

$$R_{*РЦН} = R_{*РЦН}^{ном} Q_{*Д} . \quad (4.39)$$

В частности, в номинальном режиме ( $Q_{*Д} = 1$ ) имеем

$$R_{*РЦН}^{ном} = H_{*Д}^{XX} - 1 = \frac{\gamma_p^{ном}}{\sin(\gamma_p^{ном})} - 1 . \quad (4.40)$$

Эквивалентная схема замещения РЦН, характеристика  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  которого описана выражением (4.38), приведена на рис.3.6.

Полиномиальные выражения характеристик потребляемой мощности и КПД РЦН получаются аналогично предыдущему (см. п.4.1.2. и 4.1.3.)

$$N_{*С} = \frac{1}{\eta^{ном}} \left[ 1 + (3 - 2H_{*Д}^{XX})(Q_{*Д} - 1) \right] ; \quad (4.41)$$

$$\eta_* = \frac{[H_{*Д}^{XX} + (1 - H_{*Д}^{XX})Q_{*Д}^2] \rho_{*Д}}{2(H_{*Д}^{XX} - 1) + (3 - 2H_{*Д}^{XX})Q_{*Д}} . \quad (4.42)$$

Выражения (4.41) и (4.42) получены при условии определения крутизны характеристики с использованием (4.36)

$$tg \varphi = \left. \frac{dN_{*С}}{dQ_{*Д}} \right|_{Q_{*Д}=1} = 1 + \frac{dH_{*Д}}{dQ_{*Д}} = 3 - 2H_{*Д}^{XX} . \quad (4.43)$$

Очевидно, что максимальный КПД имеют насосы, которые развивают в режиме XX напор  $H_{*Д}^{XX} = 1.5$ . В этом случае  $\gamma_p^{ном} \approx \pi/2$ , что подтверждает полученный в п. 4.1.3. результат.

В табл. 4.1 приведены сравнительные результаты расчета характеристик напора, потребляемой мощности и полного КПД РЦН в зависимости от угла  $\gamma_p^{ном}$ , которые получены при помощи тригонометрических (а) и полиномиальных (б) выражений. В свою очередь, рис.4.7 и 4.8 иллюстрируют хорошее совпадение рассчитанных по (4.9) (тригонометрическое выражение) и полученных экспериментально [48,55,59] заводских характеристик  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  ЦН магистральных нефтепроводов.

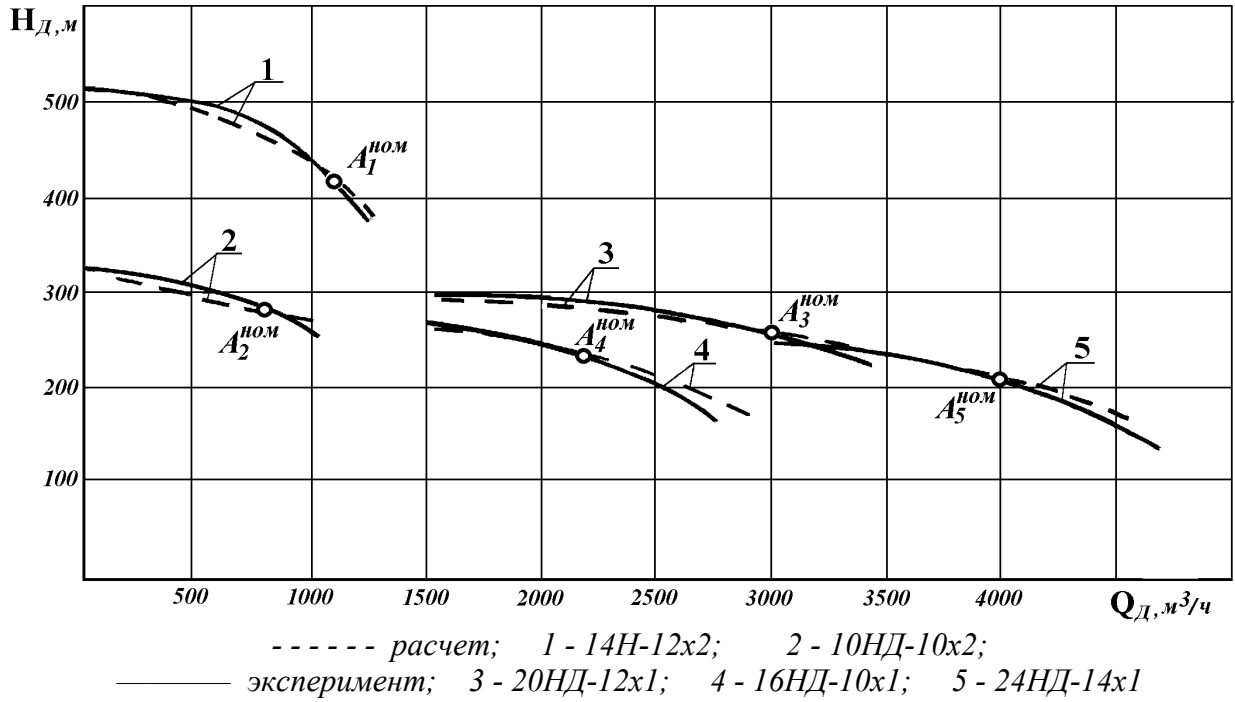


Рисунок 4.7 Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик  $H_{*д}—Q_{*д}$  ЦН

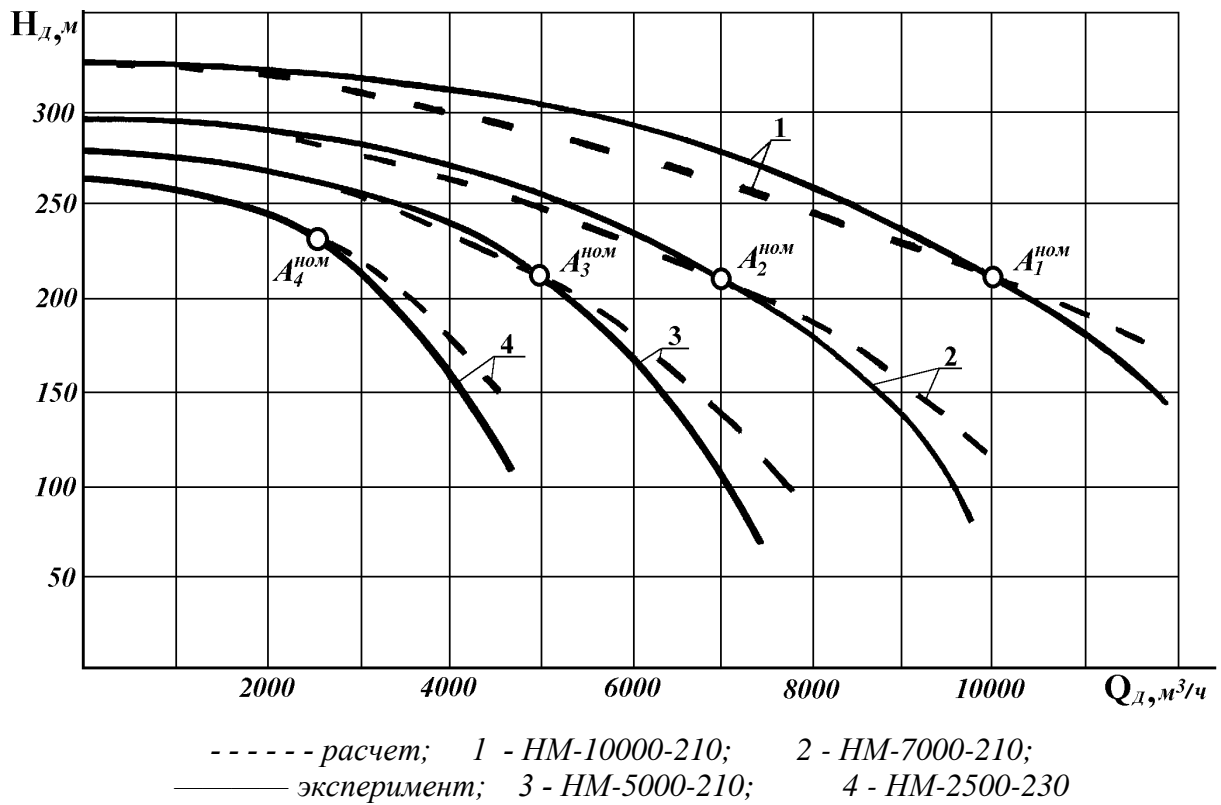


Рисунок 4.8 Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик  $H_{*д}—Q_{*д}$  ЦН серии НМ

### 4.3 Экономическая эффективность применения регулируемого электропривода центробежных насосов

Центробежные насосные агрегаты для транспортировки жидкостей есть одними из основных общепромышленных механизмов, которые имеют значительные потенциальные возможности для реализации энергосбережения, в частности, для ощутимого снижения потребления электроэнергии приводными электродвигателями.

В настоящее время изменение режимов работы насосной станции осуществляется [47]:

- изменением характеристики внешней гидросети, которая реализуется или дросселированием потока жидкости при помощи специальных устройств регулирования (задвижки или вентиля), или изменением диаметра трубопровода. Путем увеличения диаметра можно повысить расход ЦН, тогда как дросселирование ведет только к его снижению. Этот способ регулирования неэкономичный, поскольку приводит к непродуктивным потерям энергии в дросселе;

- при помощи перетока определенного объема жидкости с линии нагнетания на вход ЦН, что также снижает КПД насосной станции;

- изменением характеристики  $H_{*д}—Q_{*д}$  ЦН, которое достигается обрезанием рабочего колеса или изменением частоты его вращения.

К сожалению, наибольшего распространения, обусловленного простотой реализации, приобрело использование эффекта дросселирования.

Широкое внедрение регулируемых электроприводов на базе тиристорных преобразователей частоты (ТПЧ) дало возможность реализовать один из наиболее экономичных способов изменения режима станции путем плавного изменения частоты вращения ротора ЦН. Однако экономическая эффективность внедрения регулируемого тиристорного электропривода зависит от многих факторов и требует детального обоснования.

Для решения указанной задачи используем полученные в п.4.1.2 характеристики потребляемой мощности РЦН. Исходными данными для расчетов будут суточные технологические графики расхода рабочей жидкости (рис.4.9), каталожные данные ЦН и ряд экономических показателей функционирования тиристорной электроприводной насосной станции, таких как стоимости ТПЧ и 1 кВт.ч электроэнергии, нормы амортизационных отчислений и отчислений на эксплуатацию ТПЧ.

При дроссельном регулировании режима значение потребляемой ЦН мощности  $N_1$  в зависимости от относительной расходной нагрузки  $Q_{*д}$  и номинального значения расчетного угла нагрузки насоса  $\gamma_p^{ном}$  можно записать в соответствии с (4.19) в виде

$$N_1 = N_C^{ном} \left[ 1 - (1 - Q_{*д}) \gamma_p^{ном} \operatorname{ctg} \gamma_p^{ном} \right], \quad (4.44)$$

где  $N_C^{ном}$  — номинальное значение потребляемой мощности ЦН, которое рассчитывается в [кВт] при помощи выражения (3.3).

Если же изменение режима насосной станции проводится регулированием частоты вращения (применение тиристорного электропривода), то ЦН будет потреблять мощность

$$N_2 = N_C^{ном} n_*^3, \quad (4.45)$$

где  $n_* = \frac{n}{n^{ном}}$  — относительное значение частоты вращения ротора ЦН.

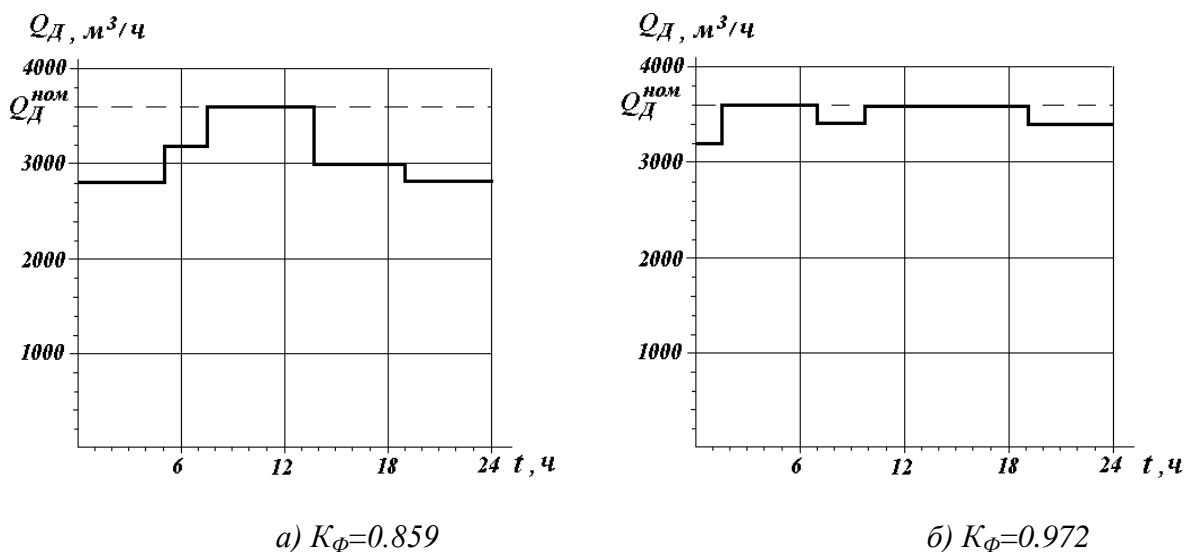


Рисунок 4.9 Суточный технологический графика расхода ЦН

В соответствии с законами подобия ЦН [3], выражение (4.45) запишем в виде

$$N_2 = N_C^{\text{ном}} Q_{*Д}^3. \quad (4.46)$$

Таким образом, экономия электроэнергии за одни сутки при внедрении тиристорного электропривода будет составлять

$$\Delta W = \sum_{i=1}^k \left( \frac{N_{1i}}{\eta_{1i}} - \frac{N_{2i}}{\eta_{2i}} \right) \cdot \Delta t_i; \quad (4.47)$$

где  $\eta_{1i}$ ,  $\eta_{2i}$  – соответственно КПД приводного электродвигателя нерегулируемого и тиристорного электроприводов на интервале  $\Delta t_i$  [час] суточного графика расходов;  $k$  — количество интервалов дискретного регулирования расхода в течение суток.

В первом приближении при технико-экономическом сравнении вариантов применения нерегулируемого и регулируемого тиристорного электроприводов будем считать КПД электродвигателя постоянным, равным своему номинальному значению

$$\eta_{1i} \approx \eta_{2i} \approx \eta_E^{\text{ном}}. \quad (4.48)$$

Это обусловлено тем фактом, что при частотном тиристорном регулировании (кроме кратковременных пусковых режимов) КПД электродвигателя меняется незначительно (на 2-4%), преимущественно из-за несинусоидальности выходного напряжения ТПЧ [68].

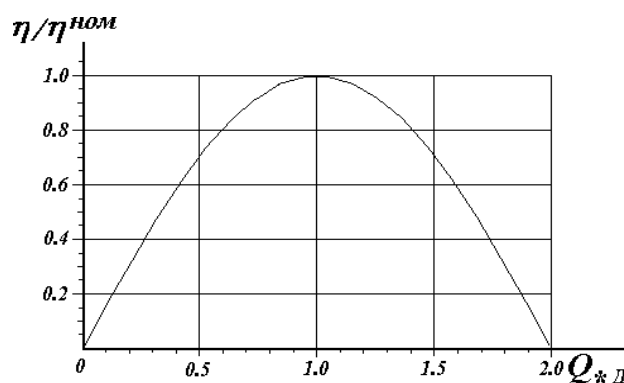
В результате совместного рассмотрения выражений (4.44)-(4.48) получим годовую экономию электроэнергии

$$\Delta W_p = \frac{T_p N_C^{\text{ном}}}{24 \eta_E^{\text{ном}}} \sum_{i=1}^k \left[ 1 - Q_{*Дi}^3 - (1 - Q_{*Дi}) \gamma_p^{\text{ном}} \text{ctg} \gamma_p^{\text{ном}} \right] \Delta t_i, \quad (4.49)$$

где  $T_p$  — количество рабочих часов насосной станции в году.

Однако практика эксплуатации подпорных насосов на нефтеперекачивающей станции “Августовка” государственного акционерного общества “Приднепровские магистральные нефтепроводы” показала наличие режимов “глубокого” дросселирования, замена которых путем внедрения ТПЧ требует значительного снижения частоты вращения ротора ВН ( $n/n^{ном} < 0.7$ ). В свою очередь, это повлечет за собой резкое падение КПД  $\eta$  ВН (см. п. 4.1.3.) и потребует соответствующей коррекции выражения (4.49). В этом случае с достаточной для практических целей точностью  $\eta$  ВН можно определить за формулой (см. рис.4.10)

$$\eta = \eta^{ном} \sin\left(\frac{\pi}{2} Q_{*Д}\right).$$



**Рисунок 4.10** Зависимость относительного КПД ВН  $\eta/\eta^{ном}$  от расхода  $Q_{*Д}$  (регулирование режима частотой вращения ВН)

Уточненное значение годовой экономии электроэнергии будет составлять

$$\Delta W_p = \frac{T_p N_C^{ном}}{24 \eta_E^{ном}} \sum_{i=1}^k \left[ 1 + (Q_{*Дi} - 1) \gamma_p^{ном} \operatorname{ctg} \gamma_p^{ном} - \frac{Q_{*Дi}^3}{\sin\left(\frac{\pi}{2} Q_{*Дi}\right)} \right] \Delta t_i$$

Для технико-экономического сравнения вариантов используем методику [69] определения экономической эффективности капитальных вложений в энергетику.

В случае внедрения регулируемого тиристорного электропривода годовая балансовая прибыль  $\Pi_p$  определяется как разница между годовым доходом  $D_p$  и соответствующими отчислениями на амортизацию и реновацию оборудования ( $A_{ap}$ ), повышенный износ электродвигателя ( $B_3$ ), техническое обслуживание и ремонт ТПЧ ( $B_{op}$ )

$$\Pi_p = D_p - A_{ap} - B_3 - B_{op}; \quad (4.50)$$

где

$$D_p = c_0 \Delta W_p; \quad (4.51)$$

$$A_{ap} = \frac{A_{ap}^{норм} K_T}{100}; \quad (4.52)$$

$$B_3 = \frac{B_3^{норм} K_T}{100}; \quad (4.53)$$

$$B_{op} = \frac{B_{op}^{норм} K_T}{100}; \quad (4.54)$$

$c_0$  – стоимость 1 кВт.ч электроэнергии;

$A_{ap}^{норм}, B_3^{норм}, B_{op}^{норм}$  – соответствующие нормы отчислений ( в процентах);

$K_T$  – капитальные затраты на приобретение и установку ТПЧ.

Поскольку внедрение регулируемого тиристорного электропривода происходит в течение одного года, задача является статической [69]. В этом случае с учетом налога на прибыль (норма в процентах  $B_n^{норм}$ ), а также при отсутствии использования кредитов чистая дисконтируемая прибыль будет составлять

$$\Pi_{dc} = \frac{\left(1 - \frac{B_n^{норм}}{100}\right) \Pi_p + A_{ap}}{E} - K_T, \quad (4.55)$$

где  $E$  – норма дисконта.

Рентабельность операции будет

$$R = \frac{1}{T_{ок}} = \left(1 - \frac{B_n^{норм}}{100}\right) \left(\frac{D_p}{K_T} - \frac{A_{ap}^{норм} + B_3^{норм} + B_{op}^{норм}}{100}\right) + \frac{A_{ap}^{норм}}{100}, \quad (4.56)$$

где  $T_{ок}$  – срок окупаемости (в годах).

Общее рассмотрение уравнений (4.50)-(4.55) предоставляет возможность также рассчитать из условия получения нулевой чистой дисконтируемой прибыли ( $\Pi_{dc}=0$ ) максимально допустимые затраты  $K_T^{max}$  на приобретение и установку ТПЧ

$$K_T^{max} = \frac{D_p}{\left(\frac{A_{ap}^{норм} + B_3^{норм} + B_{op}^{норм}}{100}\right) + \frac{100E - A_{ap}^{норм}}{100 - B_n^{норм}}}. \quad (4.57)$$

Для примера проанализируем экономическую эффективность внедрения тиристорного регулируемого электропривода на насосной станции магистрального нефтепровода, оборудованной ЦН типа НМ-3600-210 в зависимости от коэффициента формы суточного графика расхода  $K_\phi$  [63,71]

$$K_\phi = \frac{1}{24} \sum_{i=1}^k Q_{*Дi} \Delta t_i. \quad (4.58)$$

Исходные параметры ВН берем из табл. 3.2 и 3.3

$n_s=131$ ;  $N_c^{ном} = 2593$  кВт;  $H_D^{ном} = 230$  м;  $Q_D^{ном} = 1$  м<sup>3</sup>/с;  $n^{ном} = 3000$  мин<sup>-1</sup>;  $\gamma_p^{ном} = 1.085$ .

Исходные параметры электродвигателя и рабочей жидкости (нефти):

$\eta_E^{ном} = 0.97$ ;  $\rho = 870$  кг/м<sup>3</sup>.



Исходные данные на технико-экономический расчет [69]:

$T_p = 8760 \text{ час}$  ;  $c_0 = 0.04 \text{ USD} / \text{кВт.час}$  ;  $A_{ap}^{\text{норм}} = 15\%$  ;  $B_3^{\text{норм}} = 3\%$  ;  $B_{op}^{\text{норм}} = 5\%$  ;  $B_n^{\text{норм}} = 30\%$  ;  $E = 0.1$ .

Для первого варианта (рис.4.9а) с коэффициентом формы суточного графика расходов  $K_\phi = 0.859$  максимально допустимые затраты  $K_T^{\text{max}}$  на приобретение и установку ТПЧ составляют  $1172864 \text{ USD}$ . Пусть, для примера,  $K_T = 300000 \text{ USD}$ . Тогда рентабельность операции будет  $R = 0.423$  а срок окупаемости  $T_{ок} = 2.36$  года.

Для второго варианта (рис.4.9б)  $K_\phi = 0.972$ . Соответственно  $K_T^{\text{max}} = 272135 \text{ USD}$ , и внедрение регулируемого электропривода нецелесообразно.

На рис.4.10 изображен график зависимости максимально допустимых затрат  $K_T^{\text{max}}$  на приобретение и установку ТПЧ от коэффициента формы  $K_\phi$  суточного графика расхода. Оптимальный вариант внедрения тиристорного регулируемого электропривода ( $K_T^{\text{max}} = 2\,700\,000 \text{ USD}$ ) имеет место при  $K_\phi = 0.44$ .

Таким образом можно сделать вывод, что экономическая эффективность внедрения регулируемого тиристорного электропривода ВН определяется в первую очередь технологическим графиком расхода (его коэффициентом формы  $K_\phi$ ), конструктивными параметрами ВН, стоимостью электроэнергии и ТПЧ, а также нормами денежных отчислений.

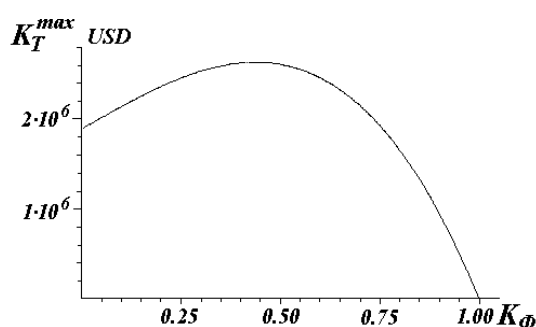


Рис.4.11 График зависимости  $K_T^{\text{max}}$  от  $K_\phi$  для насоса НМ-3600-210



## 5 КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕЛЬ РЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 5.1 Применение комплексной переменной для анализа режимов РЦН

Создание модели центробежной машины безусловно основывается на ее пространственном строении. В общем случае ИЦН состоит из трех взаимосвязанных частей: подвода, рабочего колеса и отвода (рис.5.1). Как правило, отвод, движение жидкости в котором согласно принятым допущениям (п.1.2) происходит в декартовой системе координат в плоскости  $X, Y$ , и подвод, благодаря которому жидкость подводится к рабочему колесу по оси  $Z$ , неподвижны относительно этой системы, в то время как рабочее колесо вращается в плоскости  $X, Y$  с угловой частотой  $\omega_p$

$$\omega_p = \frac{\pi n}{30}. \quad (5.1)$$

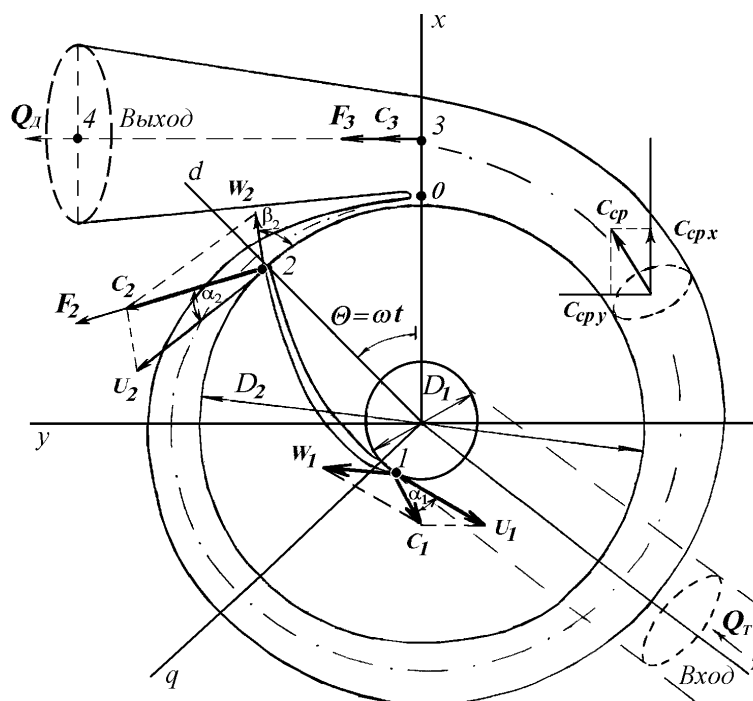


Рисунок 5.1 Пространственное строение РЦН

Начало системы координат совмещено с осью вращения ИЦН, ось  $X$  проходит через точки  $0$  и  $3$  соответственно начала и конца спиральной части отвода, а ось  $Y$  размещена параллельно оси диффузора отвода, вдоль которой происходит выход жидкости с ИЦН.

Рассмотренное в п.2.1. движение элементарной струйки жидкости в  $j$ -м межлопастном канале рабочего колеса, описывается модифицированным уравнением Эйлера в виде (2.5)

$$P_\infty = \rho g H_0 - Q_\infty R_l. \quad (5.2)$$

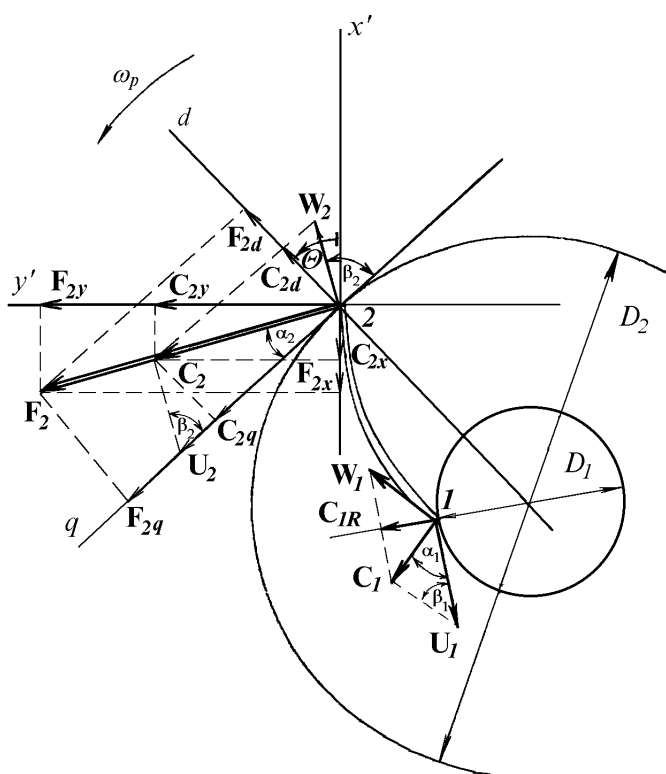
Давление  $P_\infty$  на выходе  $j$ -го межлопастного канала создается вынуждающей результирующей силой  $\vec{F}_2$ , направление которой совпадает с направлением вектора абсолютной выходной скорости струйки  $\vec{c}_2$ .

Очевидно, что за время одного оборота колеса вектор принудительной результирующей силы  $\vec{F}_2$ , изменяет свое направление в координатах  $X, Y$  (относительно неподвижного отвода) на  $360^\circ$ . Поэтому модули его составляющих  $\vec{F}_{2x}, \vec{F}_{2y}$ , действующих по осям  $X, Y$ , как и модули составляющих скорости  $\vec{c}_{2x}, \vec{c}_{2y}$  будут гармоническими функциями времени  $t$  с периодом  $T = 2\pi$  (см. рис.5.2)

$$\left. \begin{aligned} F_{2x} &= -F_2 \sin(\theta - \alpha_2), \\ F_{2y} &= F_2 \cos(\theta - \alpha_2), \\ c_{2x} &= -c_2 \sin(\theta - \alpha_2), \\ c_{2y} &= c_2 \cos(\theta - \alpha_2); \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

где  $\theta$  — угол поворота лопасти относительно отвода (текущее значение угла между осью  $X$  и продольной радиальной осью  $j$ -той лопасти, которая проходит через ее конец и начало координат)

$$\theta = \int_0^t \omega_p dt + \theta_0. \quad (5.4)$$



**Рисунок 5.2** Параллелограммы скоростей на входе и выходе рабочего колеса ЦН во вращающихся осях  $d, q$

В случае постоянной скорости вращения колеса  $n=const$

$$\theta = \omega_p t + \theta_0; \quad (5.5)$$

$\theta_0$  — начальное значение угла  $\theta$  в момент времени  $t=0$ ;

$\alpha_2$  — угол между направлениями векторов скоростей  $\vec{c}_2$  и  $\vec{u}_2$  (угол выхода потока из лопасти колеса), который характеризует расходную нагрузку ИЦН.

Для характеристики движения жидкости в спиральной части отвода введем к рассмотрению вектор средней скорости  $\vec{c}_{cp}$ , направление которого совпадает с осью отвода и вектором тангенциальной скорости на выходе лопасти  $\vec{u}_2$  (рис.5.1).

Согласно методике проектирования спирального отвода [2,13] модуль вектора скорости  $c_{cp}$  остается постоянным по длине канала и равным средней скорости в его последнем сечении (на входе в диффузор)

$$c_{cp} = \frac{Q_i}{S_i} \approx const. \quad (5.6)$$

Тут  $Q_i$  — значение расхода жидкости в  $i$ -том сечении отвода площадью  $S_i$ .

За время оборота колеса вектор  $\vec{c}_{cp}$  также меняет свое направление на  $360^\circ$ , а модули его составляющих  $c_{cpx}$  и  $c_{cpy}$  соответственно будут гармоническими функциями угла поворота лопасти  $\theta$

$$\left. \begin{aligned} c_{cpx} &= c_{cp} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) = -c_{cp} \sin(\theta); \\ c_{cpy} &= c_{cp} \sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) = c_{cp} \cos(\theta). \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

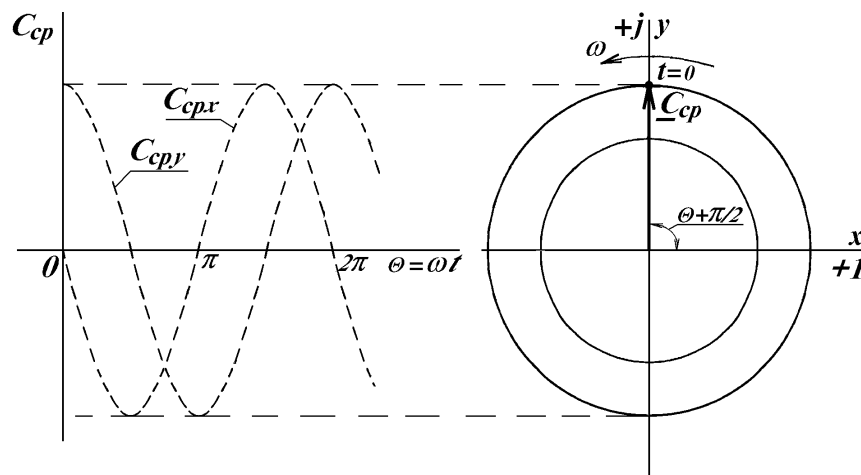


Рисунок 5.3 Комплексная переменная  $\underline{c}_{cp}$

Такой подход предоставляет возможность применить для моделирования РЦН и анализа режимов его работы мощный аппарат комплексной переменной [45], который базируется на изображении гармонической функции скорости и других режимных параметров насоса (расходов, мощностей и т.д.) в виде обобщенного комплексного вектора в полярной или декартовой системе координат. В частности, в координатах комплексной плоскости (рис.5.3) запись для определения средней скорости в сечении отвода, содержащем точку 2, будет иметь вид

$$\underline{c}_{cp} = c_{cp} e^{j(90+\theta)} = c_{cpx} + jc_{cpy}, \quad (5.8)$$

где  $c_{срх}$ ,  $c_{сру}$  — соответственно действительная и воображаемая составляющие комплексной функции  $\underline{c}_{ср}$ ,

$j$  — единичное мнимое число ( $j = \sqrt{-1}$ ).

Решение этой задачи существенно облегчается в случае использования аналогии между гидравлическими и электрическими параметрами [24-30, 70-76], которая предоставляет возможность реализовать хорошо развитую теорию электрических цепей для моделирования режимов РЦН.

## 5.2 Пассивные линейные параметры проточной части в случае гармонических колебаний давления и расхода (участок спирального отвода)

Введем понятие пассивных линейных параметров РЦН гидравлического сопротивления  $r$  и гидравлической индуктивности (инерционности [58])  $M$ , базируясь на общепринятой аналогии напряжение - давление и ток - объемный расход (см. п.1.2), [28]. Поскольку сжимаемостью рабочей жидкости можно пренебречь ( $\rho = const$ ), то гидравлическую емкость проточной части машины не учитываем. Очевидно, что в этом случае комплексное сопротивление  $\underline{Z}$  имеет активно-индуктивный характер и его можно изобразить последовательным соединением активного и инерционного гидравлических сопротивлений  $r$  и  $x$

$$\underline{Z} = r + jx. \quad (5.9)$$

### 5.2.1 Активное гидравлическое сопротивление

Активное гидравлическое сопротивление  $r$ , в основе которого лежат силы вязкого трения между слоями жидкости и жидкостью и стенками канала, отражает рассеивание энергии во внешнее пространство в виде тепла. В общем виде расчетная формула для определения  $r$  получается из уравнения Блазиуса [39] для ламинарного режима работы с учетом изменения конструктивных параметров проточной части, который разбивается на  $K$  участков длиной  $l_j$  с постоянным поперечным сечением  $S_j$  произвольной формы

$$r = 2\rho\vartheta \sum_{j=1}^K \frac{\chi_j^2}{S_j^3} \cdot l_j, \quad (5.10)$$

где

$\rho$  — удельная плотность жидкости;

$\vartheta$  — коэффициент кинематической вязкости;

$\chi_j$  — смоченный периметр  $j$ -го участка проточной части;

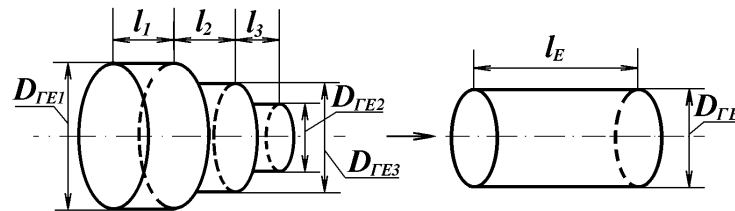
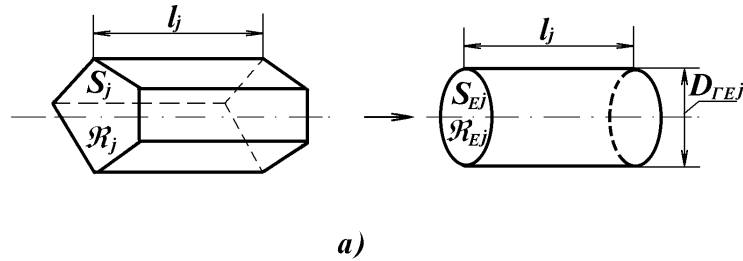
$S_j$  — поперечное сечение  $j$ -го участка проточной части.

Размерность активного гидравлического сопротивления  $[r] = \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \cdot \text{с}} \right]$  (см. п.1.2).

В практических расчетах следует принять усредненные значения поперечного сечения  $S_j$  и смоченного периметра  $\chi_j$ , рассчитанных из условия эквивалентирования проточной части в виде трубы длиной  $l_j$  с круглым поперечным сечением  $S_{Ej}$ , смоченным периметром  $\chi_{Ej}$  и диаметром  $D_{GEj}$ .

Эквивалентирование проводится в два этапа. Сначала каждый из  $K$  участков длиной  $l_j$  замещается соответствующим участком круглого трубопровода такой же длины и с таким же активным гидравлическим сопротивлением  $r_{Ej} = r_j$  (рис.5.4а)

$$r_{Ej} = 2\rho\vartheta \frac{\chi_{Ej}^2}{S_{Ej}^3} l_j. \quad (5.11)$$



*а*— первый этап; *б*— второй этап

**Рисунок 5.4** Этапы эквивалентирования участка проточной части

Поскольку для трубы с круглым сечением параметры  $\chi_{Ej}$  и  $S_{Ej}$  можно выразить через эквивалентное значение гидравлического диаметра  $D_{GEj}$  [47]

$$\left. \begin{aligned} \chi_{Ej} &= \pi D_{GEj}, \\ S_{Ej} &= \frac{\pi D_{GEj}^2}{4}; \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

то выражение (5.11) можно записать в виде

$$r_{Ej} = \frac{128\rho\vartheta l_j}{\pi D_{GEj}^4}. \quad (5.13)$$

Условие эквивалентирования

$$D_{GEj} = \sqrt[4]{\frac{64S_j^3}{\pi\chi_j^2}}. \quad (5.14)$$

На втором этапе проводим эквивалентирование проточной части участком трубы с гидравлическим диаметром  $D_{GE}$  длиной  $l_E$  (рис.5.4б) из условия равенства активных гидравлических сопротивлений

$$r = \sum_{j=1}^K r_{Ej}.$$

Окончательно получим

$$r = \frac{128\rho\vartheta l_E}{\pi D_{GE}^4}. \quad (5.15)$$

Условия эквивалентирования

$$l_E = \sum_{j=1}^K l_j, \quad (5.16)$$

$$D_{GE} = \sqrt[4]{\frac{l_E}{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^4}}}. \quad (5.17)$$

### 5.2.2 Инерционное гидравлическое сопротивление

Инерционное гидравлическое сопротивление  $x$ , которое порождается силами инерции, противодействующими изменению расхода РЦН, определяется в соответствии с [28] в виде

$$x = \omega M = \omega \sum_{j=1}^K \frac{\rho l_j}{S_j}, \quad (5.18)$$

где  $M$  — гидравлическая индуктивность (инерционность) проточной части РЦН,  $[\text{кг}/\text{м}^4]$ ,  $\omega$  — угловая частота расхода, значения которой для спиральной части отвода равное угловой частоте вращения рабочего колеса  $\omega = \omega_p$ . Размерность инерционного гидравлического сопротивления

$$[x] = \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \cdot \text{с}} \right].$$



Усреднение параметров проточной части с учетом (5.1) выполняется аналогично, как и при расчете активного гидравлического сопротивления

$$x = \frac{2npl_E}{15(D'_{GE})^2}, \quad (5.19)$$

только эквивалентный гидравлический диаметр  $D'_{GE}$  определяется как

$$D'_{GE} = \sqrt{\frac{l_E}{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^2}}}. \quad (5.20)$$

### 5.2.3 Центробежная форма числа Рейнольдса

Анализ (5.15) и (5.19) показывает, что отношение инерционного и активного гидравлических сопротивлений участка гидроцепи является одной из форм, а именно, центробежной [48] формой числа Рейнольдса  $Re_B$ , которая определяет характер режима движения жидкости в этой части гидравлической цепи РЦН

$$\frac{x}{r} = \frac{\omega_p D_{Ep}^2}{32\vartheta} = Re_B; \quad (5.21)$$

где  $D_{Ep}$  — расчетный эквивалентный гидравлический диаметр проточной части

$$D_{Ep} = \frac{D_{GE}^2}{D'_{GE}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^2}}{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^4}}}. \quad (5.22)$$

Очевидно, что в электротехнике аналогом числа Рейнольдса  $Re_B$  есть добротность или постоянная времени затухания колебаний в резонансном контуре [45].

Для обобщенной характеристики режима движения жидкости по длине всей проточной части РЦН большинство специалистов в области гидромашин придерживается использования центробежной формы числа Рейнольдса в виде [48]

$$Re'_B = \frac{nD_2^2}{60\vartheta}, \quad (5.23)$$

связь которого с  $Re_B$  определяется выражением

$$Re'_B = \left( \frac{16}{\pi} \right) \left( \frac{D_2}{D_{Ep}} \right)^2 Re_B. \quad (5.24)$$

### 5.3 Учет конечного числа лопастей в комплексной модели РЦН

В установившемся режиме работы идеализированной машины ( $Q_\infty = const, n = const$ ), напор по внешнему периметру рабочего колеса длиной  $l_2 = \theta \frac{D_2}{2}$  остается постоянным  $H_\infty = const$ .

Однако, благодаря разнице давлений с напорной и всасывающей сторон лопастей, полезная работа, выполняемая рабочим колесом РЦН, будет результатом его силового взаимодействия с потоком. Поэтому распределение напора (давления) по периметру  $l_2$  для неидеализированной машины имеет вид функции  $H_T'(l_2)$  с разрывом непрерывности в местах расположения лопастей (рис.5.5)[2].

Очевидно, что благодаря указанному неравномерному распределению давления амплитуда напора на выходе колеса РЦН  $H_T'$  также будет периодической функцией  $H_T'(l_b)$  длины спирального отвода  $l_b \approx l_2$ , а, следовательно, и угла  $\theta$  с периодом  $T = 2\pi / K_L$ .

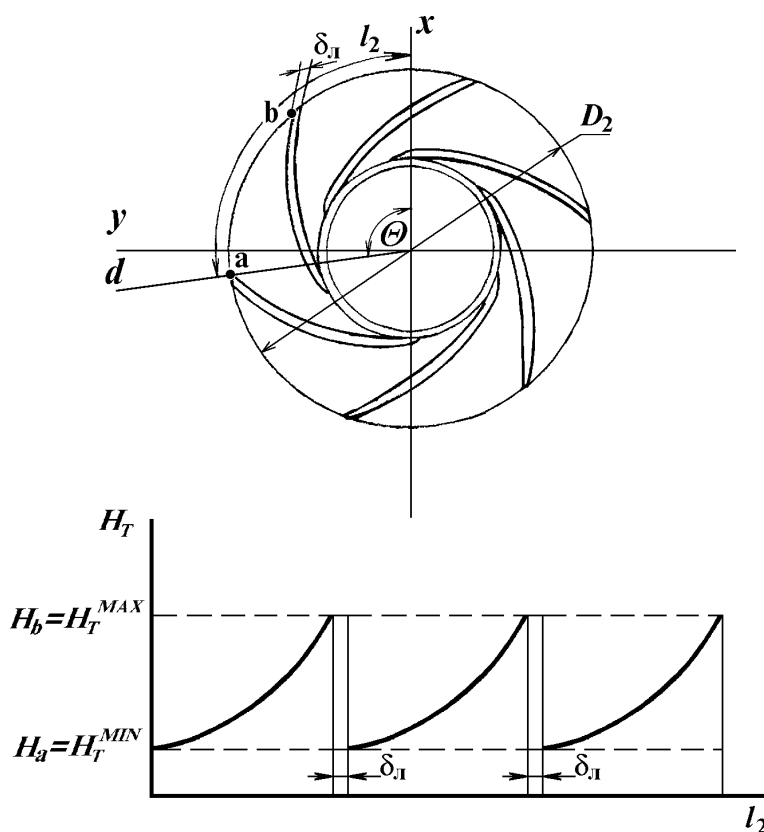


Рисунок 5.5 Распределение напоров в цилиндрическом сечении выходной области рабочего колеса

Введем замену  $\theta_1 = \theta K_L$  и получим функцию  $H_T'(\theta_1)$  с периодом  $T=2\pi$ , которая удовлетворяет условиям Дирихле [45] и которую можно разложить в тригонометрический ряд Фурье

$$H_T'(\theta_1) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} h_k \sin(k\theta_1 + \xi_k), \quad (5.25)$$

где  $h_0$  — постоянная составляющая амплитуды напора на выходе колеса РЦН

$$h_0 = \int_0^T H'_T(\theta_1) d(\theta_1); \quad (5.26)$$

$h_k$  — амплитуда  $k$ -той гармоники ряда

$$h_k = \frac{\pi}{2} \sqrt{(h'_k)^2 + (h''_k)^2}, \quad (5.27)$$

здесь

$$h'_k = \int_0^T H'_T(\theta_1) \sin(k\theta_1) d(\theta_1), \quad (5.28)$$

$$h''_k = \int_0^T H'_T(\theta_1) \cos(k\theta_1) d(\theta_1); \quad (5.29)$$

фаза  $k$ -той гармоники ряда

$$\xi_k = \text{arctg} \left( \frac{h'_k}{h''_k} \right). \quad (5.30)$$

Однако реализация предложенного метода затруднена из-за отсутствия точной информации о значении функции  $H'_T(\theta_1)$ .

Рассмотрим случай квадратичной зависимости (рис.5.5.) и перейдем к системе относительных единиц

$$H'_{*T}(\theta_1) = H'^{\min}_{*T} + (H'^{\max}_{*T} - H'^{\min}_{*T}) \left( \frac{\theta_1}{2\pi} \right)^2,$$

где  $H'^{\min}_{*T}$ ,  $H'^{\max}_{*T}$  — относительное минимальное и максимальное значение амплитуды напора на выходе колеса РЦН. Очевидно, что  $H'^{\max}_{*T} = H'^{\infty}_{*T}$ , а для  $H'^{\min}_{*T}$  предложим

$$H'^{\min}_{*T} \approx H'^{\max}_{*T} \left( 1 - \frac{2}{K_\Lambda} \right),$$

Разложение функции  $H'_{*T}(\theta_1)$  в ряд Фурье дает [77]

$$H'_{*T}(\theta_1) = H'^{\min}_{*T} + (H'^{\max}_{*T} - H'^{\min}_{*T}) f(\theta_1),$$

где

$$f(\theta_1) = \frac{1}{3} - \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sqrt{1 + (\pi m)^2}}{(\pi m)^2} \sin \left[ m\theta_1 + \text{arctg} \left( \frac{-1}{\pi m} \right) \right];$$

$m$  – номер гармоники ряда.

Среднеарифметическое и среднегеометрическое (действующие) значения этой функции приблизительно одинаковые и составляют

$$H'_{*T, \text{арифм.}} \approx H'_{*T, \text{геом.}} = H'_{*\infty} \left( 1 - \frac{4}{3K_A} \right). \quad (5.31)$$

Зависимость коэффициента снижения напора  $\mu_H = H'_{*T, \text{геом.}} / H'_{*\infty}$  от количества лопастей для этого случая приведена в табл. 5.1

**Таблица 5.1 Зависимость коэффициента снижения напора от количества лопастей**

$K_L$	5	6	7	8	9	10
$\mu_H$	0.73	0.78	0.81	0.83	0.85	0.87

Полученные результаты хорошо согласовываются со значениями  $\mu_H$ , рассчитанными при помощи формулы (3.16), (см. табл. 3.3).

Основным недостатком предложенного метода учета конечного количества лопастей есть, как указывалось выше, отсутствие достоверной информации о значении функции  $H'_{*T}(\theta_1)$ . Она в соответствии с [2,13] должна зависеть от определенных конструктивных и режимных параметров, в частности от значения угла  $\beta_2$ . Кроме этого не учитывается объемное сжатие рабочего потока лопастями (места разрывов функции  $H'_{*T}(\theta_1)$ ). Поэтому в практических расчетах будем решать задачу путем введения в схему замещения (рис.5.12 и 5.13) инеционных гидравлических сопротивлений  $\chi_{\mu H}$  и  $\chi_{\mu Q}$ , пропорциональных в соответствии с (5.18) угловой частоте вращения  $\omega_p$ , на которых отсутствуют диссипативные потери тепла.

#### 5.4 Дифференциальные уравнения движения жидкости в спиральной части отвода РЦН в неподвижной системе координат $X, Y$

Для упрощения анализа эквивалентуем спиральную часть отвода с переменным поперечным сечением участком круглой трубы аналогичной длины  $l_{cv}$ , но с постоянным диаметром  $d_{cv}$  (рис.5.6а) без промежуточного подвода жидкости от других лопастей (модель с одной лопастью). В такой модели отвода векторы вынуждающей силы  $\vec{F}_2$  и средней скорости  $\vec{c}_{cp}$  остаются аналогичными, как в реальном спиральном отводе, однако, благодаря постоянному поперечному сечению расход  $Q_D$  и давление  $P$  (без учета потерь) в плоскости сечения, которая содержит точку 2 на выходе лопасти, будут постоянными

$$\left. \begin{aligned} Q_D = c_{cp} S_{cv} = const, \\ P = \frac{F_2}{S_{cv}} = const. \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

Здесь  $S_{cv} = \frac{\pi d_{cv}^2}{4}$  — площадь поперечного сечения эквивалентного отвода с постоянным диаметром  $d_{cv}$ . В этом случае в системе относительных единиц (см. п.2.6.), где базовыми приняты номинальные параметры РЦН, безразмерные величины результирующей силы  $F_{*2}$ , выходного давления  $P_{*2}$  и напора  $H_{*2}$  будут численно равны между собой

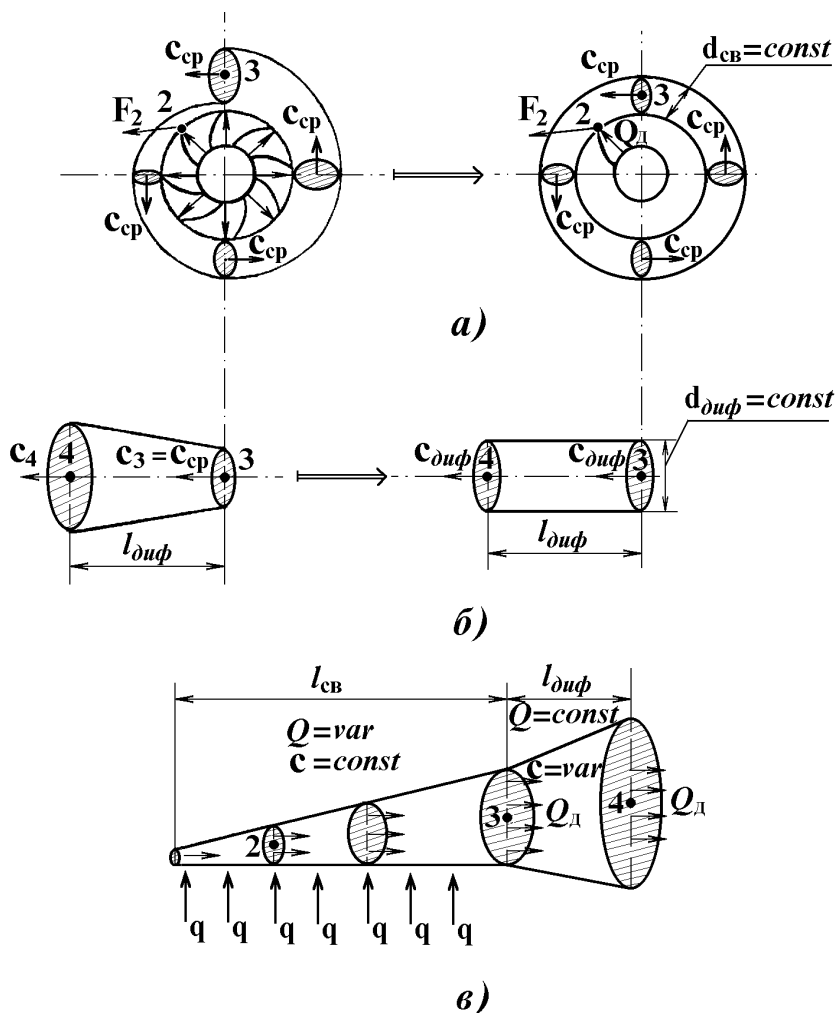
$$F_{*2} = \frac{F_2}{F_2^{ном}} = P_{*2} = \frac{P_2}{P_2^{ном}} = H_{*2} = \frac{H_2}{H_{Д}^{ном}}.$$

Таким образом, под действием рабочего колеса в точке 2 эквивалентного спирального отвода РЦН (см. рис.5.2) генерируется напор (или давление), проекции обобщенного вектора которого на оси  $X, Y$  с учетом (2.34), (5.2)-(5.4) описываются гармоническими функциями

$$\left. \begin{aligned} H_{*2x} &= H_{*2} \sin(\delta_2), \\ H_{*2y} &= H_{*2} \cos(\delta_2), \end{aligned} \right\} \quad (5.33)$$

где  $H_{*2}, \delta_2$  — амплитуда и фаза колебаний

$$\left. \begin{aligned} H_2 &= H'_{*T}, \\ \delta_2 &= \alpha_2 - \theta. \end{aligned} \right\} \quad (5.34)$$



*a — эквивалентирование спирали отвода;  
 б — эквивалентирование диффузора отвода;  
 в — развертка проточной части отвода*

**Рисунок 5.6 Эквивалентирование спиральной части и диффузора отвода участками гидроцепи круглого сечения**

Очевидно, что исходные параметры режима колеса являются входными для отвода. В соответствии с (1.5) запишем в координатах  $X, Y$  дифференциальные уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости на участке спиральной части отвода длиной  $l_{23}$  и эквивалентными гидравлическими диаметрами  $D_{ГЕ23}, D'_{ГЕ23}$  (рис.5.1)

$$\left. \begin{aligned} \rho g (H_{2x} - H_{3x}) &= \frac{d(M_{23} Q_x)}{dt} + r_{23} Q_x, \\ \rho g (H_{2y} - H_{3y}) &= \frac{d(M_{23} Q_y)}{dt} + r_{23} Q_y; \end{aligned} \right\} \quad (5.35)$$

где  $r_{23}, M_{23}$  — соответственно активное гидравлическое сопротивление и гидравлическая индуктивность (инерционность) участка отвода между точками выхода жидкости с лопасти (т.2) и спирали отвода (т.3)

$$\left. \begin{aligned} r_{23} &= \frac{128 \rho \nu l_{23}}{\pi (D_{ГЕ23})^4}, \\ M_{23} &= \frac{4 \rho l_{23}}{\pi (D'_{ГЕ23})^2}; \end{aligned} \right\} \quad (5.36)$$

$Q_x, Q_y$  —  $X, Y$  - составляющие обобщенного вектора действительного расхода РЦН  $\vec{Q}_d$ , которые определяются

$$\left. \begin{aligned} Q_x &= S_{св} c_{срх}, \\ Q_y &= S_{св} c_{срy}; \end{aligned} \right\} \quad (5.37)$$

$c_{срх}, c_{срy}$  — проекции обобщенного вектора средней скорости потока в спирали отвода  $\underline{c}_{ср}$  на оси  $X, Y$ .

Однако решение системы уравнений (5.35) усложняется, поскольку вследствие вращения лопасти длина  $l_{23}$  в системе координат  $X, Y$  есть периодической функцией угла  $\theta$  (рис.5.7)

$$l_{23} \approx D_2 [\pi - 0.5 \arccos(\cos \theta)]$$

Следовательно, пассивные линейные параметры РЦН  $r_{23}, M_{23}$  также являются периодическими функциями угла поворота лопасти рабочего колеса, а уравнение (5.35) — это дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами, решение которых связано со значительной трудностью.

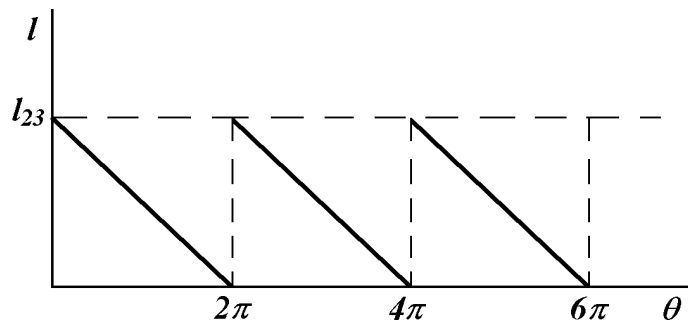


Рисунок 5.7 Зависимость длины проточной части спирали отвода  $l_{23}$  от угла  $\theta$

### 5.5 Уравнение движения жидкости в спиральной части отвода РЦН во вращающейся системе координат $d, q$ , жестко связанной с колесом насоса

Задача решения системы дифференциальных уравнений (5.35) с периодическими коэффициентами, имеет упрощенное решение путем замены переменных или применения новой системы ортогональных координат  $d, q$ , которые вращаются с угловой частотой  $\omega_p$  вместе с рабочим колесом. В этой системе отвод (статор) насоса неподвижен относительно колеса, а поэтому проекции обобщенного вектора на эти оси будут постоянными во времени. Такой подход к разрешению аналогичной задачи, которая случилась при анализе переходных режимов синхронной электрической машины, был предложен Блонделем [49] и получил развитие в трудах Парка и Горева [50,42].

Совместим ось  $d$  с продольной радиальной осью лопасти, а ось  $q$  - с направлением вектора окружной скорости  $\vec{u}_2$  (рис.5.1) и перепишем систему уравнений (5.35) в виде

$$\left. \begin{aligned} P_{23x} &= \frac{d\psi_x}{dt} + \Delta P_x, \\ P_{23y} &= \frac{d\psi_y}{dt} + \Delta P_y, \end{aligned} \right\} \quad (5.38)$$

где  $P_{23x}, P_{23y}$ ;  $\psi_x, \psi_y$ ;  $\Delta P_x, \Delta P_y$  —  $X, Y$  составляющие соответственно падения давления между точками 2 и 3, гидравлического "потокосцепления" и тепловых потерь (диссипации энергии)

$$\left. \begin{aligned} P_{23j} &= \rho g (H_{2j} - H_{3j}), \\ \psi_j &= M_{23} Q_j, \\ \Delta P_j &= r_{23} Q_j, \end{aligned} \right\} \quad (5.39)$$

где  $j = X, Y$ .

Применим формулы перехода к осям  $d, q$  для обобщенного вектора  $\underline{F}_2$  [56], (рис.5.2)

$$\left. \begin{aligned} F_{2x} &= F_{2d} \cos \theta - F_{2q} \sin \theta, \\ F_{2y} &= F_{2d} \sin \theta + F_{2q} \cos \theta. \end{aligned} \right\} \quad (5.40)$$

В результате перехода для постоянной частоты вращения  $\omega_p = const$  получим

$$\left. \begin{aligned} P_{23d} &= \frac{d\psi_d}{dt} + \Delta P_d, \\ P_{23q} &= \frac{d\psi_q}{dt} + \Delta P_q, \end{aligned} \right\} \quad (5.41)$$

или, учитывая (5.39), ( где  $j=d, q$ ), аналогично (5.35) будем иметь

$$\left. \begin{aligned} \rho g (H_{2d} - H_{3d}) &= M_{dсв} \frac{dQ_d}{dt} - \omega_p M_{qсв} Q_q + r_{dсв} Q_d, \\ \rho g (H_{2q} - H_{3q}) &= M_{qсв} \frac{dQ_q}{dt} + \omega_p M_{dсв} Q_d + r_{qсв} Q_q. \end{aligned} \right\} \quad (5.42)$$

Поскольку  $d, q$ - составляющие гидравлических индуктивностей  $M_{dсв}, M_{qсв}$  являются постоянными во времени, мы получили систему дифференциальных уравнений (5.42) с постоянными коэффициентами, которая для установившегося режима нагрузки РЦН ( $Q_d=const, Q_q=const$ ) трансформируется в систему алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} \rho g H_{3d} &= \rho g H_{2d} + x_{qсв} Q_q - r_{dсв} Q_d, \\ \rho g H_{3q} &= \rho g H_{2q} - x_{dсв} Q_d - r_{qсв} Q_q, \end{aligned} \right\} \quad (5.43)$$

где  $r_{dсв}, r_{qсв}$  —  $d, q$  - составляющие активного гидравлического сопротивления спирали отвода;

$x_{dсв}, x_{qсв}$  — инерционные гидравлические сопротивления спирального отвода РЦН в осях  $d, q$

$$\left. \begin{aligned} x_{dсв} &= \omega_p M_{dсв}, \\ x_{qсв} &= \omega_p M_{qсв}. \end{aligned} \right\}$$

## 5.6 Моделирование движения жидкости в диффузоре отвода

Очевидно, что выходные параметры режима спирали в отводе РЦН являются входными для диффузора. Поэтому давление в его начале  $P_3$ , созданное силой  $\vec{F}_3$ , направление которой совпадает с осью  $Y$  (рис.5.1), можно трактовать как результат вращения рабочего колеса с частотой  $\omega_p$ . Во вращающихся осях  $d, q$  проекции вектора  $\vec{F}_3$  на эти оси, как и  $d, q$  - составляющие обобщенного вектора расхода  $\underline{Q}_d$ , будут гармоническими функциями времени

$$\left. \begin{aligned} F_{3d} &= F_3 \sin(\theta), \\ F_{3q} &= F_3 \cos(\theta), \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} Q_d &= Q_d \sin(\theta), \\ Q_q &= Q_d \cos(\theta). \end{aligned} \right\}$$

Таким образом, аналогично спирали отвода, можно ввести к рассмотрению фиктивные обобщенные комплексные векторы силы  $\underline{F}_3$ , средней скорости жидкости в диффузоре  $\underline{c}_{диф}$  и действительного расхода  $\underline{Q}_d$ , которые действуют в координатах  $d, q$ .



Учитывая постоянство модуля расхода в диффузоре ( $Q_D = const$ ) для упрощения анализа выполним эквивалентирование проточной части диффузора с переменным поперечным сечением участком круглой трубы той же длины  $l_{диф}$ , но с постоянным диаметром  $d_{диф}$  (рис.5.6 б). Такой подход предоставляет возможность получить постоянные значения средней скорости и давления (без учета потерь) по длине эквивалентного диффузора

$$\left. \begin{aligned} c_{диф} &= \frac{Q_D}{S_{диф}} = const, \\ P &= \frac{F_3}{S_{диф}} = const, \end{aligned} \right\}$$

где  $S_{диф} = \frac{\pi d_{диф}^2}{4}$  — площадь поперечного сечения диффузора.

Аналогично предыдущему (см. п.5.4) дифференциальные уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости на участке диффузора отвода длиной  $l_{34} = l_{диф}$  будут

$$\left. \begin{aligned} \rho g (H_{3d} - H_{4d}) &= M_{диф} \frac{dQ_d}{dt} + r_{диф} Q_d, \\ \rho g (H_{3q} - H_{4q}) &= M_{диф} \frac{dQ_q}{dt} + r_{диф} Q_q, \end{aligned} \right\} \quad (5.44)$$

где  $r_{диф}$ ,  $M_{диф}$  — соответственно постоянные во времени активное гидравлическое сопротивление и гидравлическая индуктивность диффузора отвода с эквивалентными гидравлическими диаметрами  $D_{ГЕ34}$ ,  $D'_{ГЕ34}$  (рис.5.6).

В соответствии с правилами дифференцирования гармонических функций [45] и учитывая (5.5), получим

$$\frac{dQ_d}{dt} = \omega_p Q_q, \quad \frac{dQ_q}{dt} = -\omega_p Q_d,$$

а система дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами (5.44) приобретает вид

$$\left. \begin{aligned} \rho g H_{4d} &= \rho g H_{3d} - x_{диф} Q_q - r_{диф} Q_d, \\ \rho g H_{4q} &= \rho g H_{3q} + x_{диф} Q_d - r_{диф} Q_q, \end{aligned} \right\} \quad (5.45)$$

где  $x_{диф} = \omega_p M_{диф}$  — инерционное гидравлическое сопротивление диффузора отвода.

### 5.7 Развернутая комплексная схема замещения и векторная диаграмма состояния РЦН

Общее рассмотрение (5.43) и (5.45) предоставляет возможность записать уравнение равновесия давлений в отводе РЦН в целом

$$\left. \begin{aligned} \rho g H_{4d} &= \rho g H_{2d} + (x_{qcs} - x_{ou\phi}) Q_q - (r_{dcs} + r_{ou\phi}) Q_d, \\ \rho g H_{4q} &= \rho g H_{2q} - (x_{dcs} - x_{ou\phi}) Q_d - (r_{qcs} + r_{ou\phi}) Q_q. \end{aligned} \right\} \quad (5.46)$$

Согласно принятым допущениям (см. п.1.3) ньютоновская жидкость характеризуется изотропными свойствами по осям  $d, q$ . Поэтому

$$\left. \begin{aligned} x_{dcs} - x_{ou\phi} &= x_{qcs} - x_{ou\phi} = x_{\Delta H}, \\ r_{dcs} + r_{ou\phi} &= r_{qcs} + r_{ou\phi} = r_{\Delta H}, \end{aligned} \right\}$$

где  $r_{\Delta H}, x_{\Delta H}$  — активная и индуктивная составляющие полного комплексного гидравлического сопротивления  $\underline{Z}_{\Delta H}$  (см. п.5.2.), которое характеризует гидравлические потери в спиральном отводе РЦН.

Перепишем (5.46) в виде

$$\left. \begin{aligned} \rho g H_{4d} &= \rho g H_{2d} + x_{\Delta H} Q_q - r_{\Delta H} Q_d, \\ \rho g H_{4q} &= \rho g H_{2q} - x_{\Delta H} Q_d - r_{\Delta H} Q_q. \end{aligned} \right\}$$

Полученной системе уравнений соответствует векторная диаграмма (рис.5.8), построенная из условия чисто активной нагрузки, которой характеризуется внешняя гидравлическая сеть по отношению к РЦН [4].

Выходные параметры РЦН изображаются обобщенными векторами  $\rho g \underline{H}_d, \underline{Q}_d$ , где модули векторов

$$\left. \begin{aligned} \rho g H_d &= \rho g H_4 = \rho g \sqrt{H_{4d}^2 + H_{4q}^2}, \\ Q_d &= \sqrt{Q_d^2 + Q_q^2}. \end{aligned} \right\}$$

Совместим ось действительных (+1) комплексной плоскости с направлением векторов  $\rho g \underline{H}_d, \underline{Q}_d$ , и получим векторную диаграмму (рис.5.9), для которой справедливая схема замещения (рис.5.10), и следующее уравнение баланса давлений в отводе в комплексной форме, которое характеризует гидравлические потери в РЦН

$$\rho g \underline{H}_d = \rho g \underline{H}_T' - \underline{Q}_d \underline{Z}_{\Delta H}, \quad (5.47)$$

$\rho g \underline{H}_T'$  — обобщенный вектор давления на выходе колеса РЦН, модуль которого

$$\rho g H_T' = \rho g H_2 = \rho g \sqrt{H_{2d}^2 + H_{2q}^2}.$$

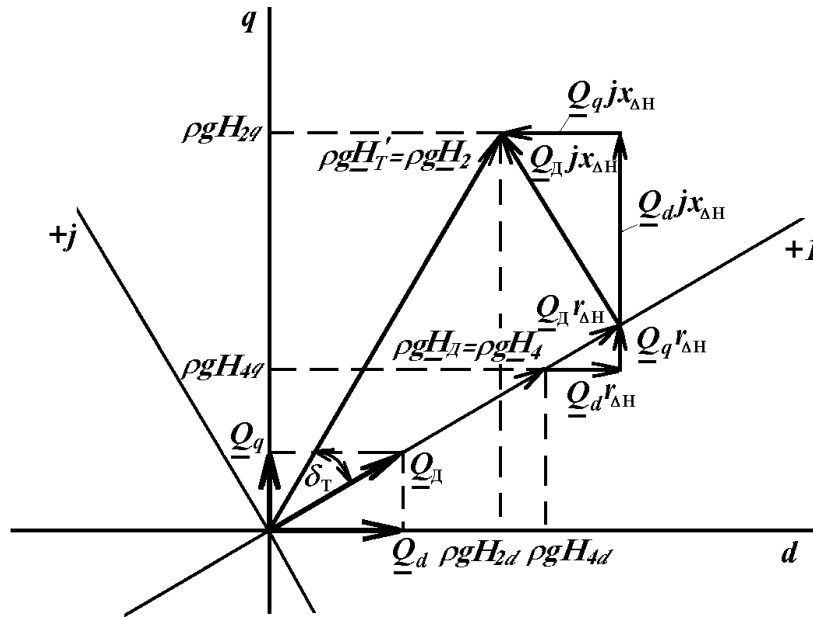


Рисунок 5.8 Векторная диаграмма давлений в спиральном отводе РЦН во вращающихся осях  $d, q$

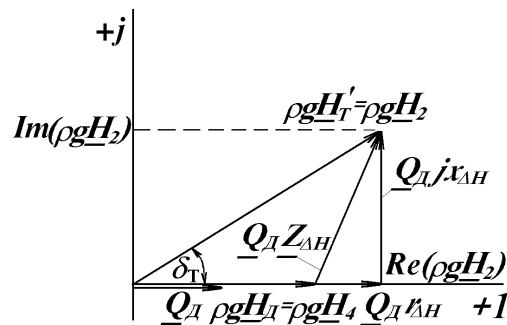


Рисунок 5.9 Векторная диаграмма давлений в спиральном отводе РЦН на комплексной плоскости

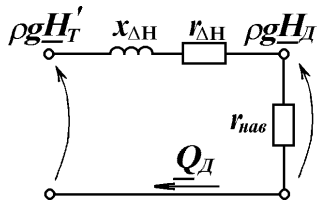


Рисунок 5.10 Комплексная схема замещения для моделирования гидравлических потерь в РЦН

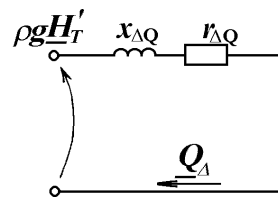


Рисунок 5.11 Комплексная схема замещения для моделирования объемных потерь в РЦН

Аналогично получим схему замещения (рис.5.11) и уравнение баланса давлений в ветвях обратной связи, которое характеризует объемные потери в РЦН

$$0 = \rho g \underline{H}_T' - \underline{Q}_\Delta \underline{Z}_{\Delta Q}, \quad (5.48)$$

где  $\underline{Q}_\Delta$  — обобщенный вектор объемных потерь жидкости;

$\underline{Z}_{\Delta Q} = r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}$  — комплексное сопротивление ветви объемных потерь.

Справедливость перехода к осям  $d, q$  в этом случае обусловлена тем фактом, что в соответствии с [2], частички вытекающей жидкости, непосредственно соприкасающиеся с внешней поверхностью колеса, вращаются с той же угловой частотой  $\omega_p$ . Модуль комплексного сопротивления  $\underline{Z}_{\Delta Q}$  в системе относительных единиц можно рассчитать по (3.30).

Система уравнений баланса давлений в проточной части рабочего колеса в комплексной форме аналогична (5.47)

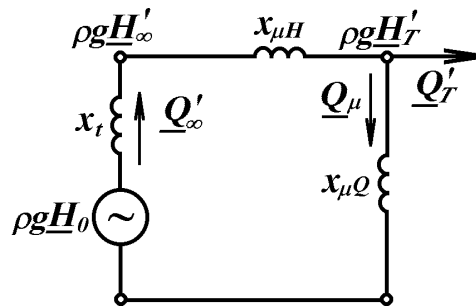
$$\left. \begin{aligned} \rho g \underline{H}_T' &= \rho g \underline{H}_0 - \underline{Q}_\infty (\underline{Z}_t + \underline{Z}_{\mu H}) \\ \rho g \underline{H}_T' &= \underline{Q}_\mu \underline{Z}_{\mu Q} \end{aligned} \right\} \quad (5.49)$$

где  $\underline{Z}_{\mu H} = jx_{\mu H}$ ,  $\underline{Z}_{\mu Q} = jx_{\mu Q}$  (см. п.5.3).

Гидравлическое сопротивление  $\underline{Z}_t$  обычно имеет индуктивный характер, поскольку согласно принятым допущениям тепловыми потерями в рабочем колесе, обусловленными силами вязкости, будем пренебрегать

$$\underline{Z}_t \approx jx_t.$$

Модуль вектора рассчитывается по (3.19) или (3.20), т.е.  $x_t = R_t$ . Схема замещения, которая отвечает системе уравнений (5.49), изображена на рис.5.12.

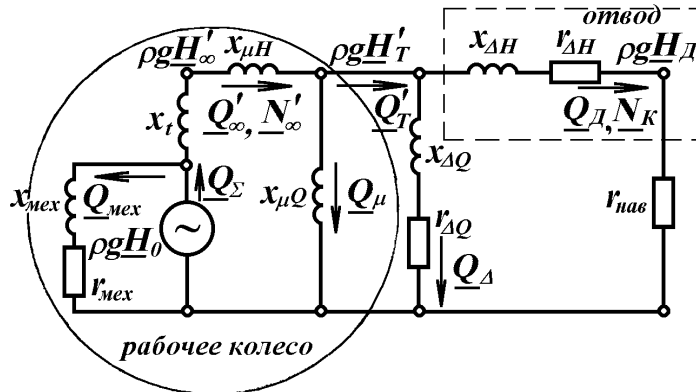


**Рисунок 5.12** Комплексная схема замещения проточной части рабочего колеса

Если величина утечки  $Q_\Delta$  через уплотнение будет малой, жидкость в пространстве между колесом и корпусом вращается как твердое тело со скоростью, равной половине угловой скорости колеса [2]. Это движение отвечает равенству ведущего момента трения о вращающееся колесо тормозному моменту трения о стенку корпуса РЦН. В этом случае механические потери (преимущественно это потери дискового трения, которые имеют гидравлический характер) можно смоделировать путем введения в схему замещения РЦН ветви с комплексным сопротивлением  $\underline{Z}_{mex} = r_{mex} + jx_{mex}$ , модуль которого рассчитывается по (3.59).

Таким образом, развернутая (полная) комплексная схема замещения РЦН приобретает вид (рис.5.13), аналогичный по структуре исходной схеме (рис.3.3). Расчетные значения

параметров развернутой комплексной схемы замещения РЦН магистральных нефтепроводов приведены в табл. 5.2.



**Рисунок 5.13** Полная комплексная схема замещения РЦН

На основании законов Кирхгофа составляем систему уравнений равновесия расходов и давлений РЦН в комплексной форме (5.50) и строим векторную диаграмму РЦН (рис.5.14)

$$\left. \begin{aligned}
 \underline{Q}_\Sigma - \underline{Q}_{\text{мех}} - \underline{Q}'_\infty &= 0, \\
 \underline{Q}'_\infty - \underline{Q}_\mu - \underline{Q}'_T &= 0, \\
 \underline{Q}'_T - \underline{Q}_\Delta - \underline{Q}_D &= 0, \\
 \underline{Q}_{\text{мех}} (r_{\text{мех}} + jx_{\text{мех}}) &= \rho g \underline{H}_0, \\
 \underline{Q}'_\infty j(x_t + x_{\mu H}) + \underline{Q}_\mu jx_{\mu Q} &= \rho g \underline{H}_0, \\
 \underline{Q}_\Delta (r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}_\mu jx_{\mu Q} &= 0, \\
 \underline{Q}_\Delta (r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}_D (r_{\Delta H} + jx_{\Delta H}) &= \rho g \underline{H}_D;
 \end{aligned} \right\} \quad (5.50)$$

На рис.5.20-5.31 проиллюстрированы полученные с помощью решения уравнений (5.50) зависимости параметров режима от расходной нагрузки насоса НМ-7000-210 для случая отсутствия статического напора в сети.

В частности, сравнительные результаты расчета различными методами характеристики  $H^*_{Д} - Q^*_{Д}$  этого насоса приведены в табл. 5.5 и на рис.5.19.

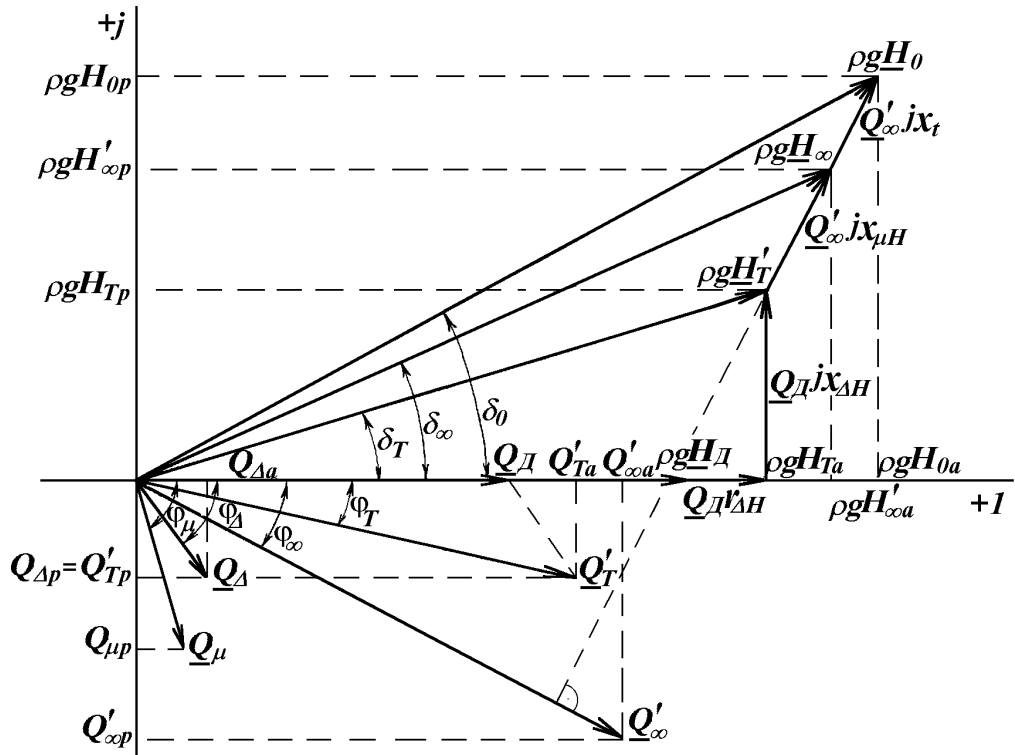


Рисунок 5.14 Векторная диаграмма давлений и расходов РЦН

Таблица 5.2 Параметры развернутой комплексной схемы замещения РЦН магистральных нефтепроводов в системе относительных номинальных единиц (расчетные)

№	Марка насоса	$x_{*t}$	$x_{*\mu H}$	$x_{*\mu Q}$	$x_{*\Delta Q}$	$r_{*\Delta Q}$	$x_{*\Delta H}$	$r_{*\Delta H}$
1	НМ-1250-260	0.059	0.003	0.256	11.60	24.95	0.440	0.00507
2	НМ-2500-230	0.124	0.055	0.583	21.14	28.64	0.424	0.00214
3	НМ-3600-230	0.274	0.120	1.138	26.46	28.06	0.415	0.00132
4	НМ-5000-210	0.375	0.230	1.899	32.43	27.67	0.407	0.00081
5	НМ-7000-210	0.539	0.254	2.306	36.74	25.04	0.398	0.00053
6	НМ-10000-210	0.786	0.327	2.793	40.42	21.72	0.390	0.00031
7	12Н-10*4	0.341	0.099	1.177	10.89	32.94	0.468	0.00114
8	10Н-8*4	0.158	0.014	0.549	7.36	29.19	0.482	0.00204
9	8МБ-9*2	0.243	0.011	0.745	6.56	30.18	0.489	0.00307
10	24DVS- D	0.580	0.245	2.404	36.73	25.04	0.398	0.00053
11	24НД-14*1	0.478	0.201	1.579	28.80	28.53	0.413	0.00096
12	20НД-12*1	0.178	0.078	0.853	22.35	26.81	0.419	0.00184
13	16НД-10*1	0.259	0.083	1.057	19.34	28.53	0.428	0.00227
14	14Н-12*2	0.489	0.158	1.727	15.49	36.29	0.454	0.00098
15	12НД-11*2	0.274	0.073	0.994	14.40	33.72	0.450	0.00270
16	10НД-10*2	0.089	0.003	0.365	10.47	30.34	0.458	0.00457

### 5.8 Эквивалентная комплексная схема замещения и круговая диаграмма РЦН

Применим правила эквивалентирования [45] для упрощения полной комплексной схемы замещения РЦН (рис.5.13) и с учетом внешнего характера механических потерь получим эквивалентную схему (рис.5.15), параметры которой  $\rho g H_{ек}, x_{ек}, r_{ек}$  (см. табл. 5.3) рассчитываются по формулам

$$\left. \begin{aligned} r_{ек} &= r_{\Delta H} + \frac{r_y x_{tl}^2}{F_1}, \\ x_{ек} &= x_{\Delta H} + \frac{x_{tl} x_y (x_{tl} + x_y) + r_y^2 x_{tl}}{F_1}, \\ \rho g H_{ек} &= \rho g H_{д}^{xx} = \rho g H_0 \frac{\sqrt{F_3^2 + F_4^2}}{F_1}, \end{aligned} \right\} \quad (5.51)$$

где  $r_y, x_y, x_{tl}$  — результирующие сопротивления

$$\left. \begin{aligned} r_y &= \frac{r_{\Delta Q} x_{\mu Q}^2}{F_2}, \\ x_y &= \frac{x_{\Delta Q} x_{\mu Q} (x_{\Delta Q} + x_{\mu Q}) + r_{\Delta Q}^2 x_{\mu Q}}{F_2}, \\ x_{tl} &= x_t + x_{\mu H}. \end{aligned} \right\} \quad (5.52)$$

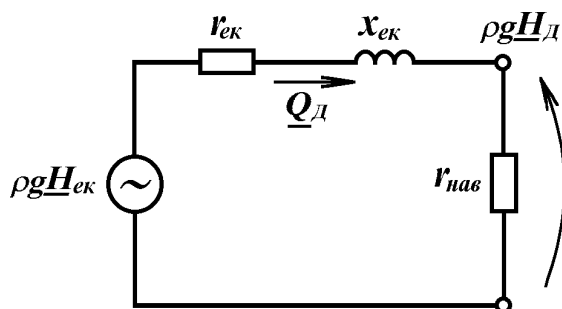


Рисунок 5.15 Эквивалентная комплексная схема замещения РЦН

Постоянные коэффициенты  $F_1 - F_4$  определяются через параметры исходной схемы (рис.5.13) и результирующие сопротивления

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= r_y^2 + (x_{tl} + x_y)^2, \\ F_2 &= r_{\Delta Q}^2 + (x_{\Delta Q} + x_{\mu Q})^2, \\ F_3 &= r_y^2 + x_y (x_{tl} + x_y) \\ F_4 &= r_y x_{tl}. \end{aligned} \right\} \quad (5.53)$$

**Таблица 5.3** Параметры эквивалентной комплексной схемы замещения РЦН магистральных нефтепроводов в системе относительных номинальных единиц

№	Марка насоса	$H_{*0}$	$H_{*ек}$	$x_{*ек}$	$R_{*ек}$	$Re_{Век}$	$\mu_Q^{ном}$	$\mu_H^{ном}$
1	НМ-1250-260	1.387	1.118	0.490	0.0052	95	0.216	0.987
2	НМ-2500-230	1.504	1.149	0.560	0.0026	219	0.418	0.897
3	НМ-3600-230	1.661	1.227	0.707	0.0029	242	0.621	0.866
4	НМ-5000-210	1.759	1.323	0.862	0.0040	217	0.758	0.818
5	НМ-7000-210	1.909	1.405	0.982	0.0048	203	0.801	0.818
6	НМ-10000-210	2.195	1.546	1.173	0.0067	176	0.837	0.790
7	12Н-10 *4	1.758	1.279	0.787	0.0039	200	0.621	0.888
8	10Н-8*4	1.544	1.175	0.612	0.0026	236	0.393	0.970
9	8МБ-9*2	1.627	1.212	0.678	0.0042	161	0.480	0.981
10	24DVS- D	1.931	1.422	1.006	0.0052	193	0.808	0.827
11	24НД-14*1	1.929	1.338	0.883	0.0048	183	0.712	0.823
12	20НД-12*1	1.532	1.176	0.614	0.0027	229	0.534	0.891
13	16НД-10*1	1.615	1.215	0.685	0.0039	177	0.598	0.899
14	14Н-12*2	1.886	1.365	0.923	0.0061	151	0.727	0.862
15	12НД-11*2	1.662	1.228	0.707	0.0043	162	0.574	0.906
16	10НД-10*2	1.423	1.136	0.531	0.0047	112	0.289	0.992

Если пренебречь влиянием вязкости жидкости ( $r_{\Delta H}=0, r_{\Delta Q}=0$ ), то выражения (5.51-5.53) значительно упрощаются. В этом случае

$$\left. \begin{aligned} r_y &= 0, \\ x_y &= \frac{x_{\Delta Q} x_{\mu Q}}{x_{\Delta Q} + x_{\mu Q}}; \end{aligned} \right\} \quad (5.54)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= (x_{t1} + x_y)^2, \\ F_2 &= (x_{\Delta Q} + x_{\mu Q})^2, \\ F_3 &= x_y (x_{t1} + x_y), \\ F_4 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (5.55)$$

$$\left. \begin{aligned} r_{ек} &= 0, \\ x_{ек} &= x_{\Delta H} + \frac{x_{t1} x_y}{x_{t1} + x_y}, \\ \rho g H_{ек} &= \rho g H_{Д}^{xx} = \rho g H_0 \frac{x_y}{x_{t1} + x_y}. \end{aligned} \right\} \quad (5.56)$$



В частности, в системе относительных единиц

$$H_{*ек} = H_{*Д}^{xx} = \sqrt{x_{*ек}^2 + 1}.$$

Поскольку модуль вектора  $\rho g \underline{H}_{ек}$  постоянный и равный значению действительного давления РЦН в режиме ХХ, то эквивалентной схеме замещения соответствует круговая диаграмма насоса (рис.5.16), существование которой предвидел Вершинин в работе [19], и уравнение баланса давлений в комплексной форме

$$\rho g \underline{H}_{ек} = \rho g \underline{H}_{Д} + \underline{Q}_{Д} (r_{ек} + jx_{ек}). \quad (5.57)$$

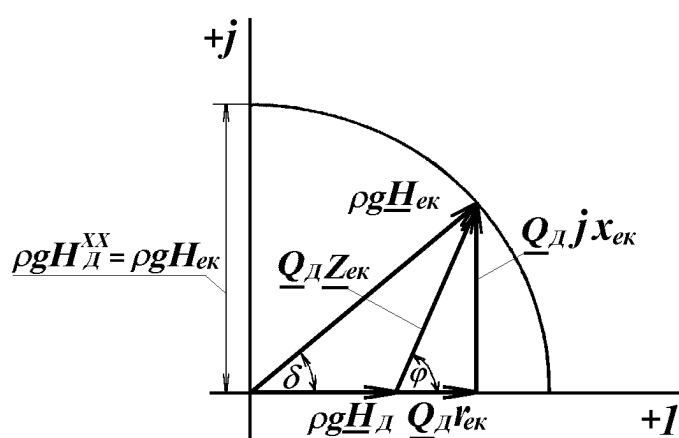


Рисунок 5.16 Круговая диаграмма РЦН

### 5.9 Характеристики РЦН с учетом вязкости рабочей жидкости

Круговая диаграмма РЦН (рис.5.16) предоставляет возможность получить удобные для практического использования аналитические выражения характеристики напора и полезной мощности машины. Поскольку геометрическим местом вектора  $\rho g \underline{H}_{ек}$  есть окружность, радиус которой равен значению давления в режиме холостого хода  $\rho g H_{ек} = \rho g H_{Д}^{xx}$ , характеристику напора  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  можно рассчитать в системе относительных единиц по формуле

$$H_{*Д} = \sqrt{(H_{*ек})^2 - (Q_{*Д} x_{*ек})^2} - Q_{*Д} r_{*ек}. \quad (5.58)$$

Угол  $\delta$  между векторами  $\rho g \underline{H}_{ек}$  и  $\rho g \underline{H}_{Д}$  можно трактовать как угол нагрузки комплексной модели РЦН, поскольку он растет при увеличении расхода  $Q_{*Д}$  (см. рис.5.31).

Если записать значения действительного напора и расхода машины через угол  $\delta$

$$\left. \begin{aligned} Q_{*Д} &= \frac{H_{*ек}}{x_{*ек}} \sin \delta, \\ H_{*Д} &= H_{*ек} \cos \delta - Q_{*Д} r_{*ек}, \end{aligned} \right\} \quad (5.59)$$

то выражение для расчета характеристики полезной мощности РЦН приобретает вид, аналогичный определению активной мощности синхронной электрической машины [44]

$$N_{*K} = H_{*Д} Q_{*Д} = \frac{H_{*ек}^2}{2x_{*ек}} \sin(2\delta) - \frac{H_{*ек} Q_{*Д}}{Re_{Век}} \sin \delta, \quad (5.60)$$

где  $Re_{Век} = x_{*ек} / r_{*ек}$  — центробежная форма эквивалентного числа Рейнольдса РЦН.

В выражении (5.60) вторая составляющая отражает пропорциональные квадрату расхода  $Q_{*Д}$  тепловые гидравлические потери мощности  $\Delta N_*$ , вызванные вязкостью рабочей жидкости.

$$\Delta N_* = \frac{H_{*ек} Q_{*Д}}{Re_{Век}} \sin \delta = Q_{*Д}^2 r_{*ек}. \quad (5.61)$$

Если пренебречь влиянием вязкости жидкости ( $r_{ек}=0$ ), то получим аналогичную (4.9) тригонометрическую форму записи характеристики напора  $H_{*Д}—Q_{*Д}$ , которая подтверждает адекватность комплексной и исходной, реализованной в координатах действительных чисел, моделей РЦН

$$H_{*Д} = \frac{\sin(2\delta)}{Q_{*Д} \sin(2\delta^{ном})}. \quad (5.62)$$

Сравнение (4.9) и (5.62) позволяет установить простую функциональную связь между углом нагрузки  $\delta$  комплексной и расчетным углом нагрузки  $\gamma_p$  исходной моделей

$$\gamma_p = 2\delta. \quad (5.63)$$

В частности, для номинального режима машины получим ориентировочную формулу для определения главного расчетного параметра исходной модели

$$\gamma_p^{ном} = 2\delta^{ном} \approx 2 \arctg(x_{*ек}).$$

Следовательно, можно также сделать вывод о преимуществе комплексной модели над исходной, записанной в координатах действительных чисел, поскольку последняя не дает возможности учитывать такой важный параметр рабочей жидкости как ее вязкость.

Перерасчет напорной характеристики РЦН с воды, кинематическая вязкость которой составляет  $\nu_{вода} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , на другую жидкость с вязкостью  $\nu$  осуществляется по формулам (5.51-5.53) и (5.58), учитывая что

$$r_{\Delta Q} = r_{\Delta Q}^{вода} k_{вязк},$$

$$r_{\Delta H} = r_{\Delta H}^{вода} k_{вязк};$$

где  $k_{вязк} = \nu / \nu_{вода}$  — коэффициент изменения вязкости жидкости;

$r_{\Delta Q}^{вода}$ ,  $r_{\Delta H}^{вода}$  — расчетные активные сопротивления РЦН для работы на воде.

Проведенное автором математическое моделирование на ЭВМ серии ВН магистральных нефтепроводов (расчетные параметры которых приведенные в табл. 5.2) подтвердило полученные экспериментально факты [48] о том, что при вязкостях

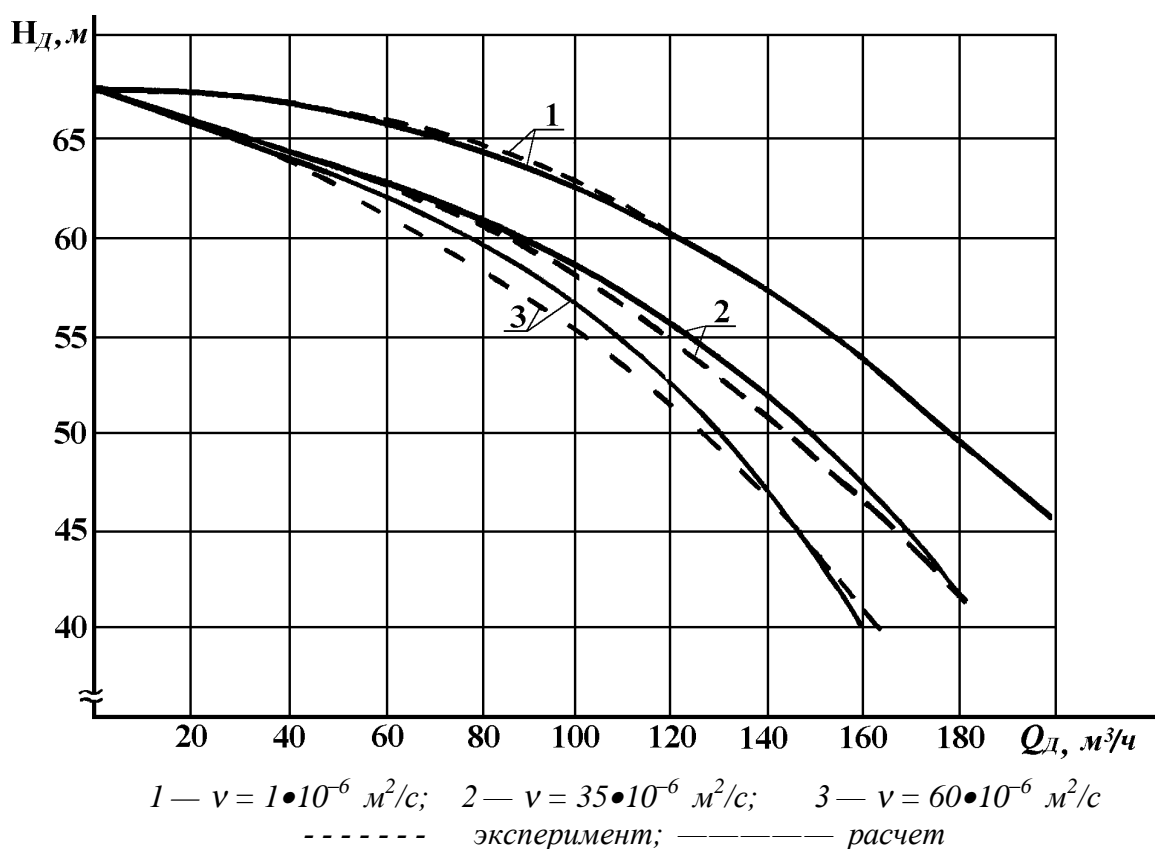
$\nu = (10-20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  в определенной категории насосов наблюдается незначительное превышение напорной характеристики над характеристикой, полученной на воде [38,48]. Это явление, теоретическое обоснование которого дает Степанов [36], имеет место за счет некоторого роста  $H_{ек}$  в насосах с низким значением  $Re_{Век} < (50-70)$ .

Учитывая тот факт, что для гидромашин с  $Re_{Век} > (50-70)$  параметры  $H_{ек}$ ,  $x_{ек}$  мало зависят от вязкости, можно предложить удобное для практического использования выражение для перерасчета характеристики напора таких РЦН с воды на другие жидкости

$$H_{*Д} = \sqrt{(H_{*ек})^2 - (Q_{*Д} x_{*ек})^2} - Q_{*Д} r_{*ек}^{вода} k_{вязк}; \quad (5.64)$$

где  $r_{*ек}^{вода}$  — эквивалентное активное сопротивление РЦН при работе на воде.

Рис.5.17 иллюстрирует хорошее совпадение рассчитанных за формулой (5.64) и полученных экспериментально [48] характеристик напора  $H_{*Д}—Q_{*Д}$  модельного насоса НМво-2500-750М-1 ( $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ ) для различных вязкостей жидкостей.



**Рисунок 5.17** Характеристики напора модельного насоса НМво-2500-750М-1 ( $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ ) для различных вязкостей рабочей жидкости

Расчетные параметры эквивалентной схемы замещения насоса для работы на воде составляли (в системе относительных единиц)

$$H_{*ек} = H_{*Д}^{xx} = 1,241; x_{*ек} = 0,730; r_{*ек}^{вода} = 0,0039.$$

Пренебрегая объемными потерями и тепловыми потерями в отводе ( $r_{\Delta H} \approx 0$ ) можно получить упрощенное аналитическое выражение для ориентировочного расчета потребляемой РЦН мощности  $N_C$ . Учитывая (5.60), а также то, что полезная мощность  $N_K$  и

гидравлические потери  $\Delta N_{\Delta H}$  в отводе имеют соответственно активный и индуктивный характер, запишем

$$N_C \approx N_{\text{мех}} + \sqrt{N_K^2 + \Delta N_{\Delta H}^2},$$

где  $N_{\text{мех}}$  — механические потери (преимущественно потери дискового трения и гидравлического торможения), которые рассчитываются по (3.55) и (3.58);

$\Delta N_{\Delta H} = Q_D^2 x_{\Delta H}$  — гидравлические потери в отводе РЦН.

В конечном итоге в системе относительных единиц получим

$$N_{*C} = \frac{1 - \eta_{\text{мб}}^{\text{ном}}}{\eta^{\text{ном}}} + Q_{*D} \sqrt{(x_{*ек}^2 + 1) - Q_{*D}^2 (x_{*ек}^2 - x_{*\Delta H}^2)}. \quad (5.65)$$

### 5.10 Характеристики РЦН при изменении скорости вращения рабочего колеса

Выражения (3.18) и (5.51) устанавливают квадратичную зависимость напора холостого хода  $H_D^{XX}$  машины от частоты вращения рабочего колеса  $n$ . В свою очередь, все инерционные гидравлические сопротивления РЦН, как и действительный расход рабочей жидкости  $Q_{*D}$  [2], прямопропорциональны  $n$ . Это предоставляет возможность записать на основе (5.58) удобное для практического использования выражение для перерасчета характеристики  $H_{*D} - Q_{*D}$  РЦН с одной частоты вращения на другую с учетом влияния вязкости жидкости

$$H_{*D} = k_n^2 \sqrt{(H_{*ек})^2 - (Q_{*D} x_{*ек})^2} - Q_{*D} r_{*ек} k_n, \quad (5.66)$$

где  $k_n = n/n_{\text{ном}}$  — коэффициент изменения частоты вращения РЦН.

На рис. 5.18 изображены рассчитанные по (5.66) характеристики  $H_{*D} - Q_{*D}$  насоса НМ-7000-210 для различных частот вращения рабочего колеса. Следует также заметить, что в отдельном случае, пренебрегая влиянием вязкости жидкости, получим строго квадратичную зависимость значения действительного напора от частоты вращения насоса, которая характерна для автомоделного режима РЦН [33].

### 5.11 Расчет параметров развернутой комплексной схемы замещения РЦН

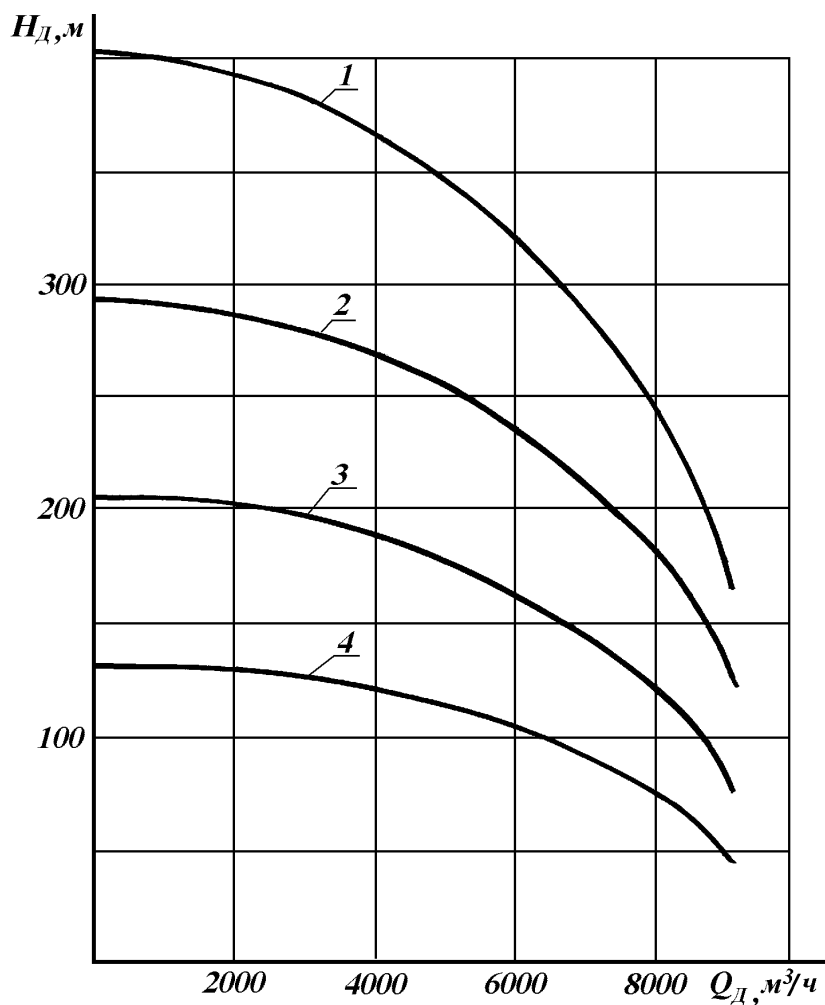
Реализация приведенной в п.5.2. методики расчета активных и инерционных гидравлических сопротивлений комплексной схемы замещения насоса требует точных знаний о геометрических размерах элементов проточной части. К сожалению, в справочной литературе такая информация, как правило, отсутствует. Следовательно, возникает необходимость создания новой упрощенной методики расчета гидравлических сопротивлений на основании исходных каталожных данных, приведенных в п.3.2.

Расчетные режимные номинальные параметры насоса (за исключением коэффициентов  $\mu_Q^{\text{ном}}$  и  $\mu_H^{\text{ном}}$ , которые учитывают влияние конечного числа лопастей) будем определять, как и для исходной модели, записанной в координатах действительных чисел (см. п.3.2.). Проведенные автором на ЭВМ числовые эксперименты показали, что выполнение условия равенства внутренних гидравлических сопротивлений ( $x_i = R_i$ ) и напоров в режиме ХХ ( $H_{ек} = H_D^{XX}$ ) приводит к несовпадению в указанных моделях соответствующих значений коэффициентов  $\mu_Q^{\text{ном}}$  и  $\mu_H^{\text{ном}}$ . Кроме того, в комплексной модели РЦН вышеупомянутые коэффициенты будут зависеть от расходной нагрузки машины (см. рис. 5.21 и 5.22)

$$\mu_Q = \text{var};$$

$$\mu_H = \text{var}.$$

Алгоритм расчета предусматривает установление характера движения жидкости при помощи поочередного нахождения чисел Рейнольдса и итерационного определения на их основе активных и реактивных гидравлических сопротивлений отдельных частей гидроцепи насоса.



1  $n=3500 \text{ мин}^{-1}$ ; 2  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ ; 3  $n=2500 \text{ мин}^{-1}$ ; 4  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

**Рисунок 5.18** Расчетная характеристика  $H_{*д}—Q_{*д}$  насоса НМ-7000-210 для различных скоростей вращения рабочего колеса

**5.11.1 Расчет чисел Рейнольдса (центробежная форма) для отдельных частей гидравлического пути насоса и гидравлических сопротивлений  $x_{мех}$  та  $r_{мех}$  (механических потерь)**

Предварительно ориентировочно определим соотношения между активными и инерционными гидравлическими сопротивлениями, которые характеризуются соответствующей центробежной формой числа Рейнольдса для рабочего колеса —  $Re_{ВК}$ , спиральной части и диффузора отвода —  $Re_{ВН}$ , ветви объемных потерь —  $Re_{ВQ}$  и ветви для моделирования механических потерь дискового трения —  $Re_{Вмех}$

$$\left. \begin{aligned} Re_{BK} &= \frac{x_t}{r_t}, Re_{BH} = \frac{x_{\Delta H}}{r_{\Delta H}}, \\ Re_{BQ} &= \frac{x_{\Delta Q}}{r_{\Delta Q}}, Re_{B_{mex}} = \frac{x_{mex}}{r_{mex}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.67)$$

Поскольку тепловыми потерями, вызванными силами трения в рабочем колесе насоса, мы пренебрегаем (см. п.5.7), то  $r_t = 0$ . В этом случае  $Re_{BK} = \infty$ .

Центробежная форма числа Рейнольдса для ветви обратной связи (объемных потерь) определяется по (5.21) и (5.1)

$$Re_{BQ} = \frac{\pi n^{ном} D_{EPQ}^2}{960\nu}, \quad (5.68)$$

где  $D_{EPQ}$  — эквивалентный гидравлический диаметр проточной части объемных щелевых утечек, ориентировочное значение которого в соответствии с [2]

$$D_{EPQ} = 4.5 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{Q_D^{ном}}{n^{ном}}}. \quad (5.69)$$

Характер движения жидкости в отводе машины ориентировочно оценим, анализируя число Рейнольдса для его спиральной части

$$Re_{BH} = \frac{\pi n^{ном} D_{EPH}^2}{960\nu}, \quad (5.70)$$

где  $D_{EPH}$  — расчетный эквивалентный гидравлический диаметр спирали отвода, интегральное значение которого в соответствии с (5.22)

$$D_{EPH} = \sqrt{\frac{\int_0^{l_{c\phi}} \left( \frac{l}{D_{c\phi}^2} \right) dl}{\int_0^{l_{c\phi}} \left( \frac{l}{D_{c\phi}^4} \right) dl}}. \quad (5.71)$$

Здесь  $l, l_{c\phi}$  — соответственно текущее и полное значение длины спирали отвода

$$l_{c\phi} \approx 1.2 \pi D_{2E};$$

$D_{c\phi}$  — текущее значение диаметра спирали, аналитическое выражение изменения которого по длине  $l$  отвода установлено в виде [2]

$$D_{c\phi} = D_{c\phi(0)} + c_{11}l + \sqrt{c_{12}l}; \quad (5.72)$$

где  $D_{c\phi(0)}$  — начальное (входное) значение диаметра

$$D_{cв(0)} \approx 0.015 D_{2E} ;$$

$c_{11}$ ,  $c_{12}$  — постоянные коэффициенты

$$\left. \begin{aligned} c_{11} &= \frac{n^{ном} \eta_z^{ном} Q_{Д}^{ном}}{36\pi D_{2E} g H_{Д}^{ном}}, \\ c_{12} &= 2.4 D_{2E} c_{11}. \end{aligned} \right\} \quad (5.73)$$

Поскольку жидкость утечки в пространстве между рабочим колесом и корпусом насоса вращается как твердое тело со скоростью, равной половине угловой скорости колеса [2], то число  $Re_{В,мех}$  для ветви моделирования механических потерь дискового трения в первом приближении примем равным половине  $Re_{ВН}$

$$Re_{В,мех} \approx Re_{ВН}/2. \quad (5.73a)$$

Гидравлические сопротивления  $r_{мех}$  та  $x_{мех}$ , отображающие механические потери в РЦН, определим в системе относительных единиц за очевидными формулами

$$\left. \begin{aligned} r_{*мех} &= \frac{Z_{*мех}}{\sqrt{1 + Re_{В,мех}^2}}, \\ x_{*мех} &= r_{*мех} Re_{В,мех}; \end{aligned} \right\} \quad (5.74)$$

где модуль комплексного сопротивления  $Z_{мех} = r_{мех} + jx_{мех}$  находим по (3.59) (см.п.3.3.5)

$$Z_{*мех} = \frac{H_{*0}^2 \eta^{ном}}{1 - \eta_{мв}^{ном}}. \quad (5.75)$$

### 5.11.2 Расчет гидравлических сопротивлений $x_{*ΔН}$ и $r_{*ΔН}$ спирального отвода

В качестве расчетного выберем номинальный режим насоса. Для реализации итерационного метода зададимся начальным значением коэффициента  $\mu_Q^{ном}$  на интервале  $[0,1]$  (для примера  $\mu_Q^{ном} = 0.8$ ) и определим с помощью (4.1) следующие номинальные параметры режима для полной комплексной схемы замещения РЦН (рис.5.13) в системе относительных единиц:

$$\left. \begin{aligned} H_{*Д}^{ном} &= 1, & Q_{*Д}^{ном} &= 1, \\ H_{*Г}^{'ном} &= \frac{1}{\eta_z^{ном}}, & Q_{*Г}^{'ном} &= \frac{1}{\eta_o^{ном}}, \\ Q_{*∞}^{'ном} &= \frac{1}{\mu_Q^{ном} \eta_o^{ном}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.76)$$

В соответствии с векторной диаграммой давлений и расходов РЦН (рис.5.14) гидравлические сопротивления  $x_{*\Delta H}$  и  $r_{*\Delta H}$  спирального отвода будут

$$\left. \begin{aligned} r_{*\Delta H} &= \frac{\sqrt{I - (I + Re_{BH}^2) [I - (H'_{*T})^2]} - I}{I + Re_{BH}^2}, \\ x_{*\Delta H} &= r_{*\Delta H} Re_{BH}. \end{aligned} \right\} \quad (5.77)$$

### 5.11.3 Расчет гидравлических сопротивлений $x_{*\Delta Q}$ и $r_{*\Delta Q}$ для ветви обратной связи (объемных потерь)

Для определения гидравлических сопротивлений ветви объемных потерь необходимо предварительно рассчитать номинальные значения углов  $\delta_T^{ном}$  (между изображающими векторами  $\underline{H}_T$  и  $\underline{H}_D$ ), и  $\varphi_\Delta^{ном}$  (между векторами  $\underline{Q}_\Delta$  и  $\underline{Q}_D$ )

$$\delta_T^{ном} = \arctg \left( \frac{x_{*\Delta H}}{I + r_{*\Delta H}} \right) \quad (5.78)$$

$$\varphi_\Delta^{ном} = \arctg(Re_{BQ}) - \delta_T^{ном}. \quad (5.79)$$

Относительное значение модуля вектора  $\underline{Q}_\Delta$ , его активную  $Q_{*\Delta a}$  и реактивную  $Q_{*\Delta p}$  составляющие (проекции на оси комплексной плоскости (рис.5.14)) находим по формулам

$$Q_{*\Delta}^{ном} = \sqrt{(Q_{*T}^{ном})^2 - \sin^2(\varphi_\Delta^{ном})} - \cos(\varphi_\Delta^{ном}), \quad (5.80)$$

$$Q_{*\Delta a}^{ном} = Q_{*\Delta}^{ном} \cos(\varphi_\Delta^{ном}), \quad (5.81)$$

$$Q_{*\Delta p}^{ном} = Q_{*\Delta}^{ном} \sin(\varphi_\Delta^{ном}). \quad (5.82)$$

Таким образом, гидравлические сопротивления  $x_{*\Delta Q}$  и  $r_{*\Delta Q}$  определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} r_{*\Delta Q} &= \frac{H'_{*T}}{Q_{*\Delta}^{ном} \sqrt{I + Re_{BQ}^2}}, \\ x_{*\Delta Q} &= r_{*\Delta Q} Re_{eQ}. \end{aligned} \right\} \quad (5.83)$$

### 5.11.4 Расчет гидравлических сопротивлений $x_{*\mu Q}$ и $x_{*\mu H}$ для учета конечного числа лопастей

Инерционное гидравлическое сопротивление  $x_{*\mu Q}$ , которое учитывает объемное сжатие рабочего потока лопастями РЦН, в соответствии с рис.5.13 будет

$$x_{*\mu Q} = \frac{H'_{*T}}{Q_{*\mu}^{ном}}; \quad (5.84)$$



где  $Q_{*\mu}^{ном}$  — номинальное значение модуля вектора  $\underline{Q}_{*\mu}$

$$Q_{*\mu}^{ном} = \sqrt{F_5^2 + F_6^2} - F_5, \quad (5.85)$$

а  $F_5, F_6$  — расчетные коэффициенты

$$F_5 = Q_{*Ta}^{'ном} \cos(\varphi_{\mu}^{ном}) + Q_{*Tp}^{'ном} \sin(\varphi_{\mu}^{ном}), \quad (5.86)$$

$$F_6 = (Q_{*\infty}^{'ном})^2 - (Q_{*T}^{'ном})^2; \quad (5.87)$$

$Q_{*Ta}^{'ном}, Q_{*Tp}^{'ном}$  — соответственно активная и реактивная составляющие изображающего вектора теоретического расхода  $\underline{Q}_{*T}'$  в номинальном режиме работы

$$Q_{*Ta}^{'ном} = 1 + Q_{*\Delta a}^{ном}, \quad (5.88)$$

$$Q_{*Tp}^{'ном} = Q_{*\Delta p}^{ном}. \quad (5.89)$$

$\varphi_{\mu}^{ном}$  — номинальное значение угла между векторами  $\underline{Q}_{\mu}$  и  $\underline{Q}_D$

$$\varphi_{\mu}^{ном} = \arctg(Re_{BK}) - \delta_T^{ном} \approx \pi/2 - \delta_T^{ном}. \quad (5.90)$$

Для определения гидравлического сопротивления  $x_{*\mu H}$ , которое учитывает уменьшение теоретического напора машины вследствие конечного числа лопастей, приравняем значение внутреннего гидравлического сопротивления (импеданса) комплексной ( $x_t$ ) и исходной, записанной в координатах действительных чисел ( $R_t$ ) моделей РЦН. Гидравлическое сопротивление  $R_t$  рассчитывается по формуле (3.20), в которой коэффициенты  $\mu_Q$  и  $\mu_H$  определяются соответственно выражениями (3.11) и (3.16)

$$x_{*t} = R_{*t}. \quad (5.91)$$

Также определим проекции на оси комплексной плоскости (соответственно активные и реактивные составляющие) изображающих векторов  $\underline{H}_{*T}', \underline{Q}_{*\mu}'$  и  $\underline{Q}_{*\infty}'$  (см. рис.5.14)

$$H_{*Ta}^{'ном} = 1 + r_{*\Delta H}, \quad (5.92)$$

$$H_{*Tp}^{'ном} = x_{*\Delta H}; \quad (5.93)$$

$$Q_{*\mu a}^{ном} = Q_{*\mu}^{ном} \cos(\varphi_{\mu}^{ном}), \quad (5.94)$$

$$Q_{*\mu p}^{ном} = Q_{*\mu}^{ном} \sin(\varphi_{\mu}^{ном}); \quad (5.95)$$

$$Q_{*\infty a}^{'ном} = Q_{*Ta}^{'ном} + Q_{*\mu a}^{ном}, \quad (5.96)$$

$$Q_{*\infty p}^{'ном} = Q_{*Tp}^{'ном} + Q_{*\mu p}^{ном}. \quad (5.97)$$

В этом случае сопротивление  $x_{*\mu H}$  будет

$$x_{*\mu H} = x_{*t1} - x_{*t}, \quad (5.98)$$

где

$$x_{*t1} = \frac{\sqrt{F_7^2 + [H_{*0}^2 - (H_{*T}^{\prime \text{ном}})^2] (Q_{*\infty}^{\prime \text{ном}})^2} - F_7}{(Q_{*\infty}^{\prime \text{ном}})^2}, \quad (5.99)$$

$$F_7 = H_{*Ta}^{\prime \text{ном}} Q_{*\infty p}^{\prime \text{ном}} + H_{*Tp}^{\prime \text{ном}} Q_{*\infty a}^{\prime \text{ном}}. \quad (5.100)$$

Номинальное значение коэффициента снижения теоретического напора машины  $\mu_H^{\text{ном}}$  в соответствии с (4.1) будет

$$\mu_H^{\text{ном}} = \frac{H_{*T}^{\prime \text{ном}}}{H_{*\infty}^{\prime \text{ном}}},$$

где

$$H_{*\infty}^{\prime \text{ном}} = \sqrt{(H_{*\infty a}^{\prime \text{ном}})^2 + (H_{*\infty p}^{\prime \text{ном}})^2}, \quad (5.101)$$

$H_{*\infty a}^{\prime \text{ном}}$ ,  $H_{*\infty p}^{\prime \text{ном}}$  — соответственно активная и реактивная составляющие обобщенного изображающего вектора  $\underline{H}_{*\infty}$  (см. рис.5.14)

$$\left. \begin{aligned} H_{*\infty a}^{\prime \text{ном}} &= H_{*Ta}^{\prime \text{ном}} + Q_{*\infty p}^{\prime \text{ном}} x_{*\mu H}, \\ H_{*\infty p}^{\prime \text{ном}} &= H_{*Tp}^{\prime \text{ном}} + Q_{*\infty a}^{\prime \text{ном}} x_{*\mu H}. \end{aligned} \right\} \quad (5.102)$$

В конце итерационного цикла выполняется расчет в системе относительных единиц по формулам (5.51)-(5.53) параметров эквивалентной схемы замещения (рис.5.15)  $r_{*ек}$ ,  $x_{*ек}$  и  $\rho g H_{*ек}$ . Числовое значение  $H_{*ек}$  комплексной модели должно с заданной точностью совпасть с рассчитанным по (3.45) значением напора холостого хода насоса  $H_{*Д}^{XX}$

$$\left| H_{*ек} - H_{*Д}^{XX} \right| \leq \varepsilon, \quad (5.103)$$

где  $\varepsilon$  — допустимая погрешность расчета. В случае невыполнения условия (5.103) осуществляется коррекция коэффициента объемного сжатия рабочего потока  $\mu_Q^{\text{ном}}$  и пересчитываются параметры насоса по формулам (5.76)-(5.103), (5.51)-(5.53). Пример расчета для насоса НМ-7000-210 приведен в п. 5.11.5.

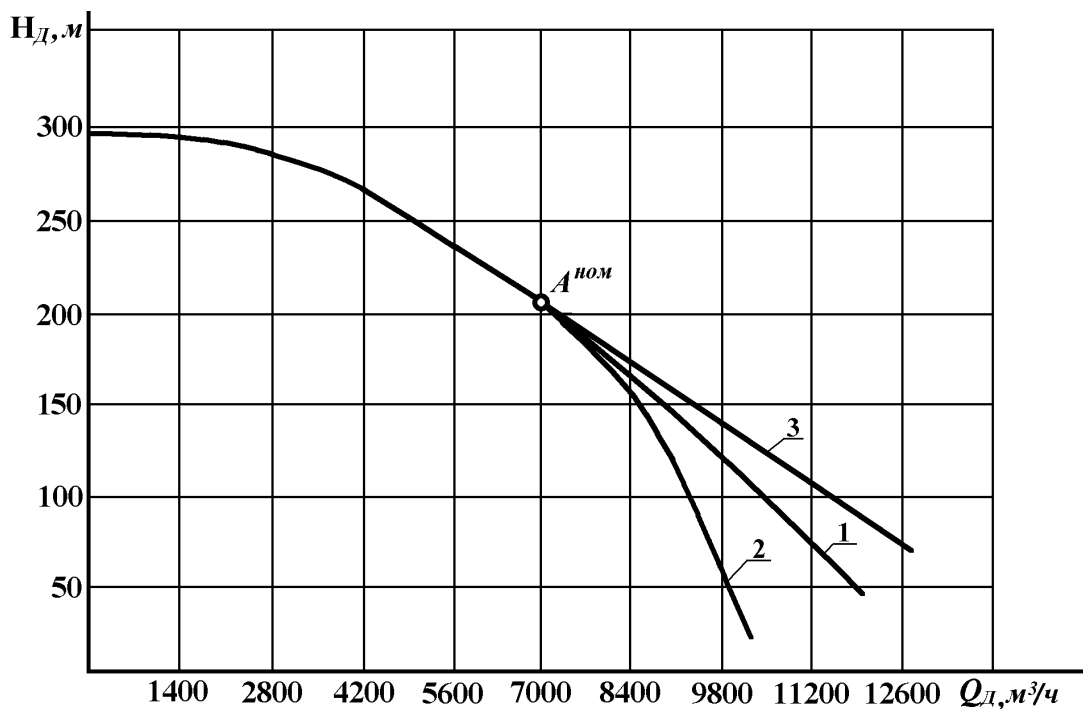
Результаты аналогичных, выполненных с помощью ЭВМ расчетов параметров развернутой комплексной схемы замещения для серии РЦН магистральных нефтепроводов, проиллюстрированы в таблицах 5.2 и 5.3. Следует также отметить тот факт, что для насосов с расчетным номинальным значением угла нагрузки  $\gamma_p^{\text{ном}} < 0.8$  ( $n_s < 70$ ) имело место расхождение итерационного процесса (параметры  $\mu_Q^{\text{ном}}$  и  $\mu_H^{\text{ном}}$  стремились соответственно к 0 и 1). Такое явление потери устойчивости расчетов можно объяснить нарушением монотонности характеристики напора указанных насосов (появлением начального подъема, где режим работы машины является неустойчивым).

В свою очередь, таблица 5.5 и рис.5.19 отражают практическое совпадение на рабочем интервале изменения расхода ( $0 < Q_{*Д} < 1.2$ ) характеристик  $H_{*Д} - Q_{*Д}$  магистрального насоса НМ-7000-210 ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ), полученных при помощи различных моделей РЦН:

- 1 - исходной модели, записанной в координатах действительных чисел;  
 2 - комплексной модели РЦН;  
 3 - формулы (4.9) ( $\gamma_p^{ном} = 1.380$ ) практических методов.

**Таблица 5.5** Числовые данные для расчета напорной характеристики  $H_{*д}—Q_{*д}$  насоса НМ-7000-210

$Q_{д}$ [м <sup>3</sup> /ч]	$H_{д}$ [м]		
	1-исходная модель	2-комплексная модель	3- формула (4.9)
0	295.25	295.11	295.10
700	294.67	294.28	294.17
1400	292.32	292.00	291.37
2100	288.20	288.24	286.75
2800	282.31	282.93	280.35
3500	274.64	275.98	272.25
4200	265.22	267.28	262.53
4900	254.04	256.65	251.32
5600	241.10	243.83	238.73
6300	226.42	228.46	224.90
7000	210.00	210.00	210.00
7700	191.84	187.54	194.18
8400	171.97	159.41	177.61
9100	150.38	121.81	160.47
9800	127.10	59.17	142.95
10500	102.14	0.00	125.23
11200	75.56	0.00	107.50
11900	47.43	0.00	89.92



1— исходная модель, записанная в координатах действительных чисел; 2— комплексная модель; 3— формула (4.9) практических расчетов ( $\gamma_p^{ном} = 1.380$ )

**Рисунок 5.19** Характеристики  $H_{*д}—Q_{*д}$  насоса НМ-7000-210

### 5.11.5 Пример расчета параметров комплексной схемы замещения насоса НМ-7000-210

Исходные конструктивные и номинальные режимные параметры насоса НМ-7000-210 берем из табл. 3.1 и 3.2

$$H_{\text{д}}^{\text{НОМ}}=210 \text{ м}; Q_{\text{д}}^{\text{НОМ}}=1.9444 \text{ м}^3/\text{с}; n^{\text{НОМ}}=3000 \text{ мин}^{-1}; D_{2E}=0.465 \text{ м}; L=1.$$

Расчетные режимные параметры, пример нахождения которых рассмотрен в п.3.5, приведены соответственно в табл. 3.3 и 3.4

$$\eta_z^{\text{НОМ}}=0.92853; \eta_o^{\text{НОМ}}=0.98023; \gamma_p^{\text{НОМ}}=1.37965;$$

$$H_{*0} = 1.90941; H_{*\text{д}}^{\text{XX}}=1.40524; R_{*t}=0.53915.$$

Для реализации итерационного метода расчета предварительно зададимся начальным значением коэффициента  $\mu_Q^{\text{НОМ}} = 0.8$  и приравняем внутренние сопротивления комплексной и исходной (в координатах действительных чисел) моделей насоса. С помощью (5.67) определим следующие номинальные параметры режима РЦН в системе относительных единиц:

$$\begin{aligned} H_{*\text{д}}^{\text{НОМ}} &= 1, Q_{*\text{д}}^{\text{НОМ}} = 1, \\ H_{*T}^{\text{НОМ}} &= \frac{1}{\eta_z^{\text{НОМ}}} = \frac{1}{0.928} = 1.07697, \\ Q_{*T}^{\text{НОМ}} &= \frac{1}{\eta_o^{\text{НОМ}}} = \frac{1}{0.98023} = 1.02017, \\ Q_{*\infty}^{\text{НОМ}} &= \frac{1}{\mu_Q^{\text{НОМ}} \eta_o^{\text{НОМ}}} = \frac{1}{0.8 \cdot 0.98023} = 1.27521. \end{aligned}$$

Далее в соответствии с (5.69) и (5.73) найдем эквивалентный гидравлический диаметр проточной части объемных щелевых утечек  $D_{EPQ}$  и постоянные коэффициенты  $c_{11}$  и  $c_{12}$

$$D_{EPQ} = 4.5 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{д}}^{\text{НОМ}}}{n^{\text{НОМ}}}} = 4.5 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{\frac{1.9444}{3000}} = 3.894 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

$$c_{11} = \frac{n^{\text{НОМ}} \eta_z^{\text{НОМ}} Q_{\text{д}}^{\text{НОМ}}}{36 \pi D_{2E} g H_{\text{д}}^{\text{НОМ}}} = \frac{3000 \cdot 0.92853 \cdot 1.9444}{36 \cdot \pi \cdot 0.465 \cdot 9.81 \cdot 210} = 0.04999,$$

$$c_{12} = 2.4 D_{2E} c_{11} = 2.4 \cdot 0.465 \cdot 0.04999 = 0.05579,$$

где эквивалентный внешний диаметр колеса (см.(2.49))

$$D_{2E} = D_2 \sqrt{L} = 0.465 \cdot \sqrt{1} = 0.465 \text{ м}.$$

Длина  $l_{c\sigma}$ , начальное  $D_{c\sigma(0)}$  и текущее  $D_{c\sigma}$  значение диаметра спирали отвода соответственно будут

$$l_{c\sigma} \approx 1.2 \pi D_{2E} = 1.2 \cdot \pi \cdot 0.465 = 1.753 \text{ м};$$

$$D_{c\sigma(0)} \approx 0.015 D_{2E} = 0.015 \cdot 0.465 = 6.975 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$D_{c\sigma} = D_{c\sigma(0)} + c_{11} l + \sqrt{c_{12} l} = 6.975 \cdot 10^{-3} + 0.0499 \cdot l + \sqrt{0.05579 \cdot l}.$$

Расчетный эквивалентный гидравлический диаметр спирали отвода  $D_{EPH}$  найдем после интегрирования (5.71)

$$D_{E p H} = \sqrt{\int_0^{l_{cg}} \left( \frac{l}{D_{cg}^2} \right) dl} = \sqrt{\int_0^{1.753} \frac{dl}{\left( 6.975 \cdot 10^{-3} + 0.0499 \cdot l + \sqrt{0.05579 \cdot l} \right)^2}} = 0.00856 \text{ м.}$$

Определим соотношения между активными и инерционными гидравлическими сопротивлениями, которые характеризуются соответствующей центробежной формой числа Рейнольдса для проточной части:

рабочего колеса  $Re_{BK} \approx \infty$ ;  
спиральной части и диффузора отвода (см.(5.70))

$$Re_{BH} = \frac{\pi^{ном} D_{E p H}^2}{960\nu} = \frac{\pi \cdot 3000 \cdot 0.00856^2}{960 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 719.207;$$

ветви объемных потерь (см.(5.68))

$$Re_{BQ} = \frac{\pi^{ном} D_{E p Q}^2}{960\nu} = \frac{\pi \cdot 3000 \cdot (3.894 \cdot 10^{-4})^2}{960 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 1.467;$$

ветви моделирования механических потерь дискового трения (см.(5.73a))

$$Re_{B мех} \approx \frac{Re_{BH}}{2} = \frac{719.207}{2} = 359.604.$$

Следующим шагом будет расчет по (5.74) та (5.75) значений модуля комплексного гидросопротивления механических потерь  $Z_{* мех}$  и его активной и инерционной составляющих  $r_{* мех}$  та  $x_{* мех}$ :

$$Z_{* мех} = \frac{H_{*0}^2 \eta^{ном}}{1 - \eta_{мг}^{ном}} = \frac{1.909^2 \cdot 0.87}{1 - 0.979} = 151.0;$$

$$r_{* мех} = \frac{Z_{* мех}}{\sqrt{1 + Re_{B мех}^2}} = \frac{151.0}{\sqrt{1 + 359.6^2}} = 4.19909;$$

$$x_{* мех} = r_{* мех} Re_{B мех} = 4.19909 \cdot 359.6 = 150.99941.$$

В соответствии с векторной диаграммой давлений и расходов РЦН (рис.5.14) и формулой (5.77) гидравлические сопротивления  $x_{* \Delta H}$  и  $r_{* \Delta H}$  спирального отвода будут

$$r_{* \Delta H} = \frac{\sqrt{1 - (1 + Re_{BH}^2) [1 - (H_{*T}^{ном})^2]} - 1}{1 + Re_{BH}^2} =$$

$$= \frac{\sqrt{1 - (1 + 719.207^2) \cdot [1 - (1.07697)^2]} - 1}{1 + 719.207^2} = 5.54 \cdot 10^{-4},$$

$$x_{* \Delta H} = r_{* \Delta H} Re_{BH} = 5.54 \cdot 10^{-4} \cdot 719.207 = 0.39844.$$

Номинальные значения углов  $\delta_T^{ном}$  и  $\varphi_{\Delta}^{ном}$  в соответствии с (5.78) и (5.79)

$$\delta_T^{ном} = \arctg \left( \frac{x_{* \Delta H}}{1 + r_{* \Delta H}} \right) = \arctg \left( \frac{0.39844}{1 + 5.54 \cdot 10^{-4}} \right) = 21.713^\circ,$$

$$\varphi_{\Delta}^{ном} = \arctg(Re_{BQ}) - \delta_T^{ном} = \arctg(1.467) - 21.713^\circ = 34.005^\circ.$$

Относительное номинальное значение модуля вектора  $\underline{Q}_{*\Delta}$ , его активную  $Q_{*\Delta a}^{ном}$  и реактивную  $Q_{*\Delta p}^{ном}$  составляющие находим по формулам (5.80)-(5.82)

$$\begin{aligned} Q_{*\Delta}^{ном} &= \sqrt{(Q_{*T}^{ном})^2 - \sin^2(\varphi_{\Delta}^{ном})} - \cos(\varphi_{\Delta}^{ном}) = \\ &= \sqrt{1.02017^2 - \sin^2(34.005^\circ)} - \cos(34.005^\circ) = 0.02423, \end{aligned}$$

$$Q_{*\Delta a}^{ном} = Q_{*\Delta}^{ном} \cos(\varphi_{\Delta}^{ном}) = 0.02423 \cos(34.005^\circ) = 0.02008,$$

$$Q_{*\Delta p}^{ном} = Q_{*\Delta}^{ном} \sin(\varphi_{\Delta}^{ном}) = 0.02423 \sin(34.005^\circ) = 0.01355.$$

В свою очередь, гидравлические сопротивления  $x_{*\Delta Q}$  и  $r_{*\Delta Q}$  определяются выражением (5.83)

$$r_{*\Delta Q} = \frac{H_{*T}^{ном}}{Q_{*\Delta}^{ном} \sqrt{1 + Re_{BQ}^2}} = \frac{1.07697}{0.02423 \cdot \sqrt{1 + 1.467^2}} = 25.04 \cdot$$

$$x_{*\Delta Q} = r_{*\Delta Q} Re_{eQ} = 25.04 \cdot 1.467 = 36.7337 \cdot$$

Активная  $Q_{*Ta}^{\prime ном}$  и реактивная  $Q_{*Tp}^{\prime ном}$  составляющие изображающего вектора теоретического расхода  $\underline{Q}_{*T}^{\prime}$  в номинальном режиме работы (см.(5.88) и (5.89)) будут

$$Q_{*Ta}^{\prime ном} = 1 + Q_{*\Delta a}^{ном} = 1 + 0.02008 = 1.02008,$$

$$Q_{*Tp}^{\prime ном} = Q_{*\Delta p}^{ном} = 0.01355.$$

Номинальное значение угла  $\varphi_{\mu}^{ном}$  найдем с помощью (5.90), а расчетные коэффициенты  $F_5$ ,  $F_6$  — соответственно по (5.86) и (5.87)

$$\varphi_{\mu}^{ном} = \arctg(Re_{BK}) - \delta_T^{ном} \approx 90^\circ - \delta_T^{ном} = 90^\circ - 21.713^\circ = 68.287^\circ.$$

$$F_5 = Q_{*Ta}^{\prime ном} \cos(\varphi_{\mu}^{ном}) + Q_{*Tp}^{\prime ном} \sin(\varphi_{\mu}^{ном}) =$$

$$= 1.02008 \cos(68.287^\circ) + 0.01355 \sin(68.287^\circ) = 0.38326;$$

$$F_6 = (Q_{*\infty}^{\prime ном})^2 - (Q_{*T}^{\prime ном})^2 = 1.27521^2 - 1.02017^2 = 0.58535.$$

Номинальное значение модуля вектора  $\underline{Q}_{*\mu}$  и инерционное гидравлическое сопротивление  $x_{*\mu Q}$ , которое учитывает объемное сжатие рабочего потока лопастями РЦН, в соответствии с (5.84) и (5.85) будут составлять

$$Q_{*\mu}^{ном} = \sqrt{F_5^2 + F_6} - F_5 = \sqrt{0.38326^2 + 0.58535} - 0.38326 = 0.47245,$$

$$x_{*\mu Q} = \frac{H_{*T}^{ном}}{Q_{*\mu}^{ном}} = \frac{1.07697}{0.47245} = 2.27953 \cdot$$

Активные и реактивные составляющие изображающих векторов  $\underline{H}_{*T}^{\prime}$ ,  $\underline{Q}_{*\mu}$  та  $\underline{Q}_{*\infty}^{\prime}$  (см. (5.92)-(5.97))

$$H_{*Ta}^{\prime ном} = 1 + r_{*\Delta H} = 1 + 5.54 \cdot 10^{-4} = 1.00055;$$

$$H_{*Tp}^{\prime ном} = x_{*\Delta H} = 0.39844;$$

$$Q_{*\mu a}^{ном} = Q_{*\mu}^{ном} \cos(\varphi_{\mu}^{ном}) = 0.47245 \cdot \cos(68.287^\circ) = 0.17427;$$

$$Q_{*\mu p}^{ном} = Q_{*\mu}^{ном} \sin(\varphi_{\mu}^{ном}) = 0.47245 \cdot \sin(68.287^\circ) = 0.43894;$$

$$Q_{*\infty a}^{\prime ном} = Q_{*Ta}^{\prime ном} + Q_{*\mu a}^{ном} = 1.02008 + 0.17427 = 1.19435;$$

$$Q_{* \infty p}^{\prime \text{ном}} = Q_{*Tp}^{\prime \text{ном}} + Q_{* \mu p}^{\prime \text{ном}} = 0.011355 + 0.43894 = 0.45249 ;$$

Коэффициент  $F_7$  рассчитываем в соответствии с (5.100)

$$\begin{aligned} F_7 &= H_{*Ta}^{\prime \text{ном}} Q_{* \infty p}^{\prime \text{ном}} + H_{*Tp}^{\prime \text{ном}} Q_{* \infty a}^{\prime \text{ном}} = \\ &= 1.00055 \cdot 0.45249 + 0.39844 \cdot 1.19485 = 0.92881. \end{aligned}$$

Для определения гидравлического сопротивления  $x_{*\mu H}$  приравняем значение внутреннего сопротивления (импеданса) комплексной ( $x_t$ ) и исходной, записанной в координатах действительных чисел ( $R$ ) моделей РЦН

$$x_{*t} = R_{*t} = 0.53915.$$

В этом случае гидравлические сопротивления  $x_{*t1}$  и  $x_{*\mu H}$  будут определяться выражениями (5.99) и (5.98)

$$\begin{aligned} x_{*t1} &= \frac{\sqrt{F_7^2 + [H_{*0}^2 - (H_{*T}^{\prime \text{ном}})^2] (Q_{* \infty}^{\prime \text{ном}})^2} - F_7}{(Q_{* \infty}^{\prime \text{ном}})^2} = \\ &= \frac{\sqrt{0.92881^2 + (1.90941^2 - 1.07697^2) \cdot 1.27521^2} - 0.92881}{1.27521^2} = 0.79082, \end{aligned}$$

$$x_{*\mu H} = x_{*t1} - x_{*t} = 0.79082 - 0.53915 = 0.25167.$$

Активную  $H_{* \infty a}^{\prime \text{ном}}$ , реактивную  $H_{* \infty p}^{\prime \text{ном}}$  составляющие обобщенного изображающего вектора  $\underline{H}_{* \infty}^{\prime}$  и его модуль  $H_{* \infty}^{\prime \text{ном}}$  рассчитываем с помощью (5.101) и (5.102)

$$H_{* \infty a}^{\prime \text{ном}} = H_{*Ta}^{\prime \text{ном}} + Q_{* \infty p}^{\prime \text{ном}} x_{*\mu H} = 1.00055 + 0.45249 \cdot 0.25167 = 1.11443,$$

$$H_{* \infty p}^{\prime \text{ном}} = H_{*Tp}^{\prime \text{ном}} + Q_{* \infty a}^{\prime \text{ном}} x_{*\mu H} = 0.39844 + 1.19485 \cdot 0.25167 = 0.69911.$$

$$H_{* \infty}^{\prime \text{ном}} = \sqrt{(H_{* \infty a}^{\prime \text{ном}})^2 + (H_{* \infty p}^{\prime \text{ном}})^2} = \sqrt{1.11443^2 + 0.69911^2} = 1.31556.$$

Номинальное значение коэффициента снижения теоретического напора машины  $\mu_H^{\prime \text{ном}}$  для комплексной модели в соответствии с (4.1) будет

$$\mu_H^{\prime \text{ном}} = \frac{H_{*T}^{\prime \text{ном}}}{H_{* \infty}^{\prime \text{ном}}} = \frac{1.07697}{1.31556} = 0.81864.$$

Теперь выполним расчет в системе относительных единиц по формулам (5.51)-(5.53) параметров эквивалентной схемы замещения (рис.5.15)  $r_{*ек}$ ,  $x_{*ек}$  и  $\rho g H_{*ек}$ . Предварительно определим числовые значения коэффициента  $F_2$  и гидравлические сопротивления  $r_{*y}$ ,  $x_{*y}$  (в системе относительных единиц)

$$F_2 = r_{*\Delta Q}^2 + (x_{*\Delta Q} + x_{*\mu Q})^2 = 25.04^2 + (36.7337 + 2.27953)^2 = 2149.0337 ;$$

$$r_{*y} = \frac{r_{*\Delta Q} x_{*\mu Q}^2}{F_2} = \frac{25.04 \cdot 2.27953^2}{2149.0337} = 0.06055,$$

$$\begin{aligned} x_{*y} &= \frac{x_{*\Delta Q} x_{*\mu Q} (x_{*\Delta Q} + x_{*\mu Q}) + r_{*\Delta Q}^2 x_{*\mu Q}}{F_2} = \\ &= \frac{36.7337 \cdot 2.27953 \cdot (36.7337 + 2.27953) + 25.04^2 \cdot 2.27953}{2149.0337} = 2.1852. \end{aligned}$$

Далее определяем постоянные коэффициенты  $F_1, F_3$ , и  $F_4$

$$F_1 = r_{*y}^2 + (x_{*t1} + x_{*y})^2 = 0.06055^2 + (0.79082 + 2.1852)^2 = 8.86035,$$

$$F_3 = r_{*y}^2 + x_{*y}(x_{*t1} + x_{*y}) = 0.06055^2 + 2.1852 \cdot (0.79082 + 2.1852) = 6.50687,$$

$$F_4 = r_{*y}x_{*t1} = 0.06055 \cdot 0.79082 = 0.04788.$$

В конце итерационного цикла рассчитываем параметры эквивалентной схемы замещения  $r_{*ек}$ ,  $x_{*ек}$  и  $H_{*ек}$

$$r_{*ек} = r_{*дH} + \frac{r_{*y}x_{*t1}^2}{F_1} = 5.54 \cdot 10^{-4} + \frac{0.06055 \cdot 0.79082^2}{8.86035} = 4.828 \cdot 10^{-3},$$

$$x_{*ек} = x_{*дH} + \frac{x_{*t1}x_{*y}(x_{*t1} + x_{*y}) + r_{*y}^2x_{*t1}}{F_1} =$$

$$= 0.39844 + \frac{0.79082 \cdot 2.1852(0.79082 + 2.1852) + 0.06055^2 \cdot 0.79082}{8.86035} = 0.979202,$$

$$H_{*ек} = H_{*0} \cdot \frac{\sqrt{F_3^2 + F_4^2}}{F_1} = 1.90941 \cdot \frac{\sqrt{6.50687^2 + 0.04788^2}}{8.86035} = 1.40227.$$

Числовое значение  $H_{*ек}$  комплексной модели с заданной точностью не совпадает с рассчитанным по (3.45) значением напора холостого хода насоса  $H_{*д}^{XX}$

$$|H_{*ек} - H_{*д}^{XX}| = |1.40227 - 1.40524| = 0.00297 > \varepsilon = 1 \cdot 10^{-6};$$

(где  $\varepsilon$  – допустимая погрешность расчета), а поэтому осуществляется коррекция коэффициента объемного сжатия рабочего потока  $\mu_Q^{ном}$  и пересчитываются параметры насоса по формулам (5.76)-(5.103), (5.51)-(5.53). Результаты расчетов на последнем шаге итерации параметров для развернутой комплексной схемы замещения магистрального насоса НМ-7000-210 приведены в таблице 5.4.

**Таблица 5.4 Расчетные параметры для развернутой схемы замещения насоса НМ-7000-210 (последний шаг итерационного цикла)**

$\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$l_{св} = 1.753 \text{ м}$	$D_{св(0)} = 6.975 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$D_{дO} = 3.894 \cdot 10^{-4} \text{ м}$	$D_{дH} = 8.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$Re_{BK} = 1 \cdot 10^{10}$	$Q_{*д}^{ном} = 1.0$	$H_{*д}^{ном} = 1.0$	$H_{*0} = 1.909414$	$F_1 = 9.023$
$Re_{BH} = 719.207$	$Q_{*т}^{ном} = 1.10202$	$Q_{*та}^{ном} = 1.02008$	$Q_{*тп}^{ном} = 0.01355$	$F_2 = 2151.158$
$Re_{BQ} = 1.467$	$Q_{*∞}^{ном} = 1.27397$	$Q_{*∞д}^{ном} = 1.19284$	$Q_{*∞р}^{ном} = 0.44737$	$F_3 = 6.50687$
$Re_{Bмex} = 359.604$	$Q_{*д}^{ном} = 0.02423$	$Q_{*дд}^{ном} = 0.02008$	$Q_{*дp}^{ном} = 0.01355$	$F_4 = 0.04913$
$Re_{Bек} = 201.56$	$Q_{*μ}^{ном} = 0.46696$	$Q_{*μд}^{ном} = 0.17275$	$Q_{*μр}^{ном} = 0.43383$	$F_5 = 0.38326$
$\mu_Q^{ном} = 0.80078$	$H_{*т}^{ном} = 1.07697$	$H_{*та}^{ном} = 1.000554$	$H_{*тп}^{ном} = 0.39843$	$F_6 = 0.58225$
$\mu_H^{ном} = 0.81785$	$H_{*∞}^{ном} = 1.31682$	$H_{*∞д}^{ном} = 1.11429$	$H_{*∞р}^{ном} = 0.70169$	$F_7 = 0.92289$
$\delta_T^{ном} = 21.713^\circ$	$\phi_{д}^{ном} = 34.005^\circ$	$\phi_{μ}^{ном} = 68.287^\circ$	$C_{11} = 0.04999$	$C_{12} = 0.05579$
$r_{*дH} = 5.54 \cdot 10^{-4}$	$r_{*дQ} = 25.04073$	$x_{*μQ} = 2.30635$	$x_{*т} = 0.53915$	$r_{*y} = 6.192 \cdot 10^{-2}$
$x_{*дH} = 0.39843$	$x_{*дQ} = 36.73363$	$x_{*μH} = 0.25423$	$x_{*т1} = 0.79338$	$x_{*y} = 2.20981$
$H_{*д}^{XX} = 1.40524$	$H_{*ек} = 1.40524$	$x_{*ек} = 0.98231$	$r_{*ек} = 4.874 \cdot 10^{-3}$	$\varepsilon = 1 \cdot 10^{-5}$



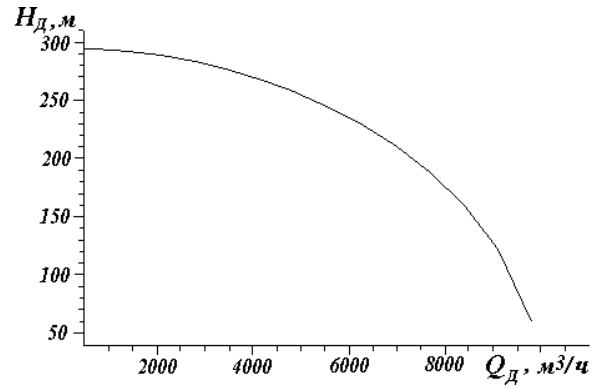


Рисунок 5.20 Характеристика напора  $H_d$ – $Q_d$  насоса НМ-7000-210 (комплексная модель)

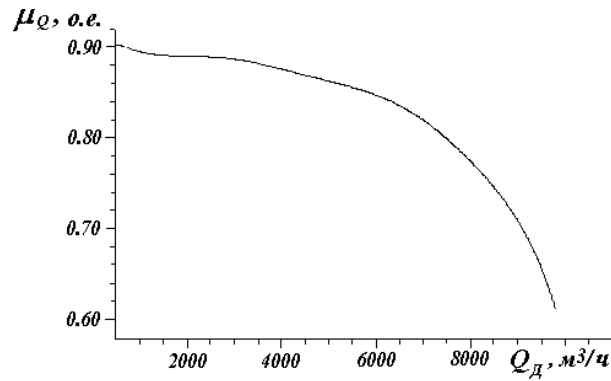


Рисунок 5.21 Зависимость коэффициента объемного сжатия рабочего потока  $\mu_Q$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$  (комплексная модель)

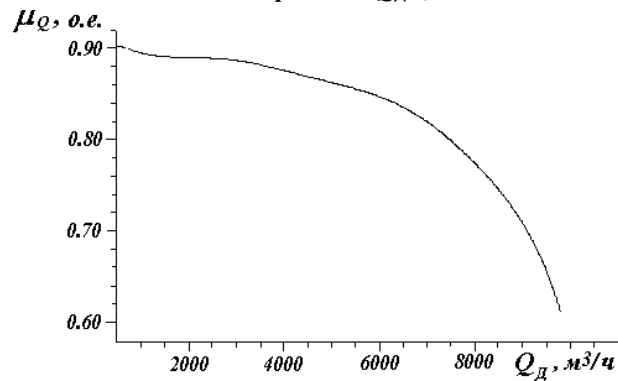


Рисунок 5.22 Зависимость коэффициента  $\mu_H$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$  (комплексная модель)

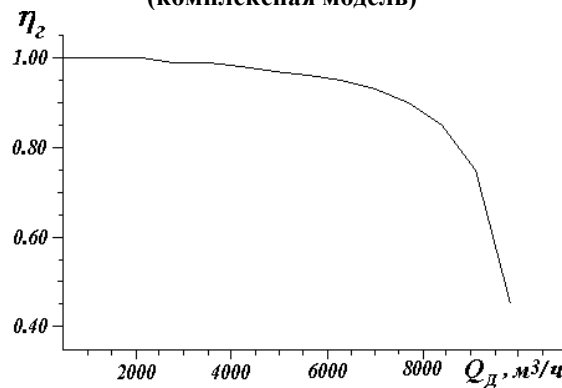


Рисунок 5.23 Зависимость гидравлического КПД  $\eta_2$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_d$  (комплексная модель)

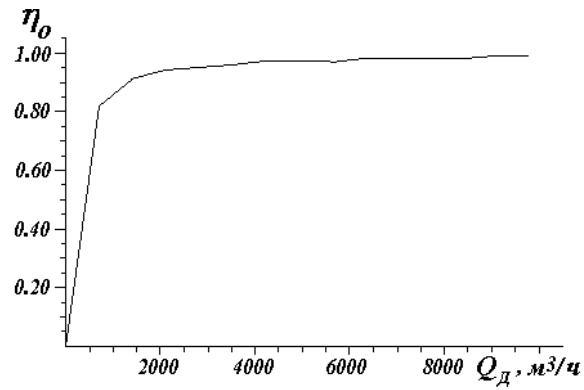


Рисунок 5.24 Зависимость объемного КПД  $\eta_0$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_{\text{д}}$  (комплексная модель)

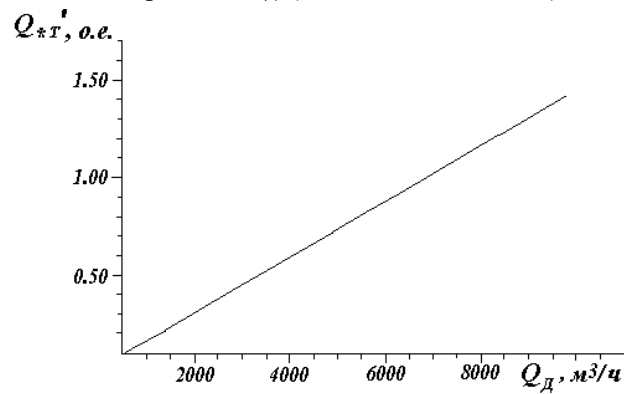


Рисунок 5.25 Зависимость расхода  $Q_{*а}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_{\text{д}}$  (комплексная модель)

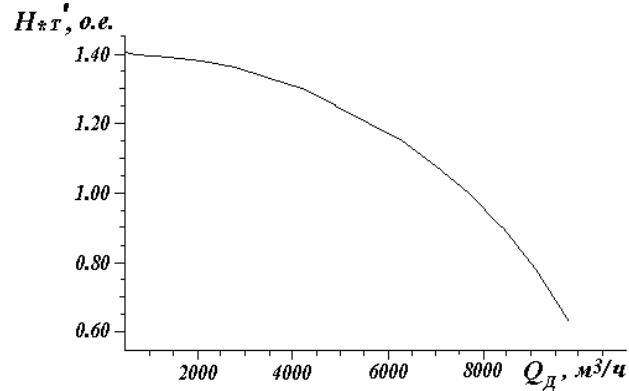


Рисунок 5.26 Зависимость напора  $H_{*а}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_{\text{д}}$  (комплексная модель)

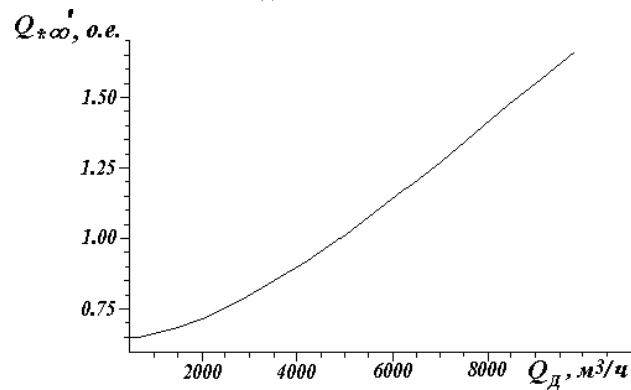


Рисунок 5.27 Зависимость расхода  $Q_{*\infty}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_{\text{д}}$  (комплексная модель)

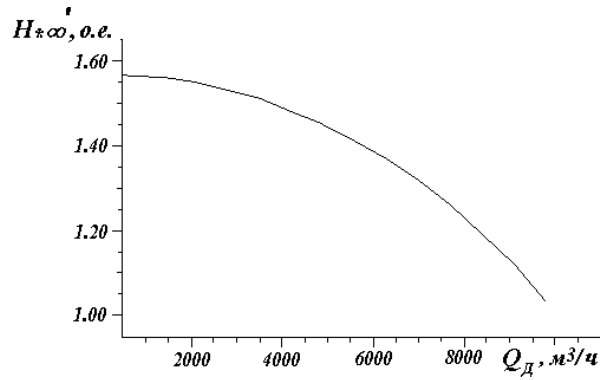


Рисунок 5.28 Зависимость напора  $H_{*\infty}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$  (комплексная модель)

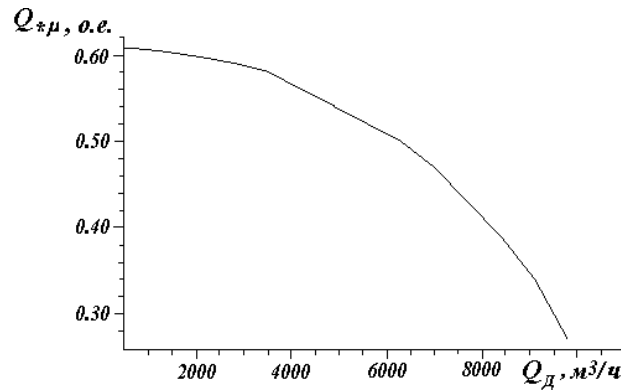


Рисунок 5.29 Зависимость расхода  $Q_{*\mu}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$  (комплексная модель)

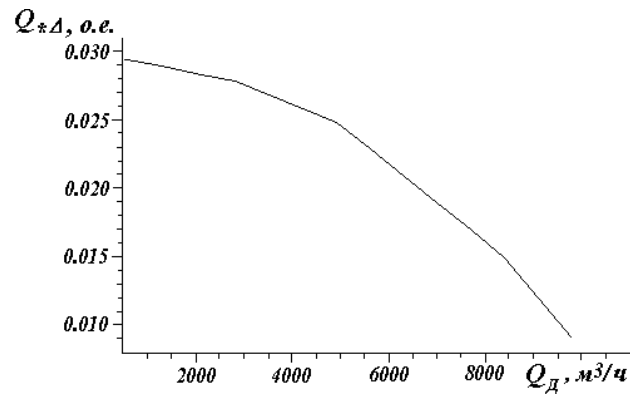


Рисунок 5.30 Зависимость расхода  $Q_{*\Delta}$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$  (комплексная модель)

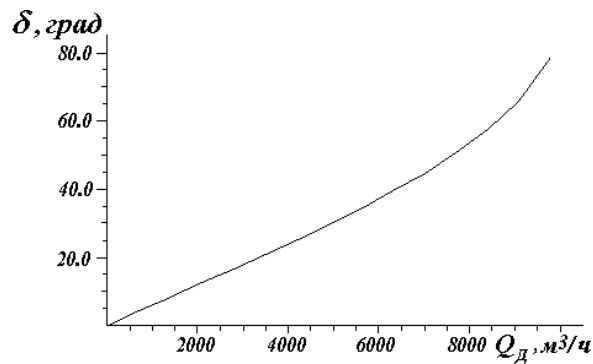


Рисунок 5.31 Зависимость угла нагрузки  $\delta$  насоса НМ-7000-210 от расхода  $Q_D$  (комплексная модель)

### 5.12 Исследование совместной работы РЦН при помощи комплексной схемы замещения

На насосных станциях часто практикуется совместная параллельная или последовательная работа нескольких насосов на одну гидравлическую сеть. Например, на насосной станции магистрального нефтепровода давление, необходимое для транспорта нефти ( $50 \cdot 10^5 \div 65 \cdot 10^5$  Па) обычно создается тремя основными последовательно соединенными насосами типа НМ [55].

С другой стороны, с целью увеличения расхода (от 1250 до 12500 м<sup>3</sup>/ч) подпорные насосы типа НМП соединяются параллельно.

Для анализа совместной работы насосов, как правило, традиционным графическим способом суммируют их расходы при равных напорах (параллельное соединение) при построении их суммарной характеристики напора. Однако аналитический расчет этой характеристики по каталожным данным машин в современной литературе пока отсутствует.

#### 5.12.1 Параллельная работа РЦН

Рассмотрим параллельную работу  $M$  РЦН, работающих на одну гидравлическую сеть (рис.5.32). Комплексная схема замещения насосной станции в этом случае состоит из  $M$  соединенных параллельно эквивалентных схем замещения отдельных насосов (рис.5.33).

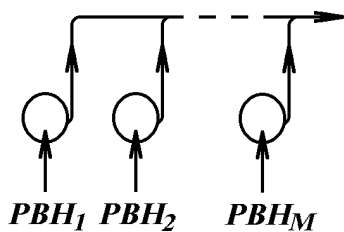


Рисунок 5.32 Технологическая схема параллельного соединения РЦН

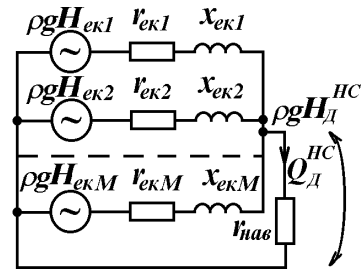


Рисунок. 5.33 Схема замещения насосной станции при параллельном соединении РЦН

Следует отметить, что построение суммарной характеристики насосной станции ведется или в системе именованных (размерных) единиц, или в единой системе относительных базисных единиц [56]. Базисными можно выбрать произвольные параметры  $H_{баз}$ ,  $Q_{баз}$ ,  $N_{баз}$ ,  $R_{баз}$  (см. п.2.6) или (для упрощения расчетов) номинальные параметры одного из РЦН. В этом случае параметры эквивалентных схем замещения всех РЦН будут приведены к новым базисным условиям по формулам

$$\left. \begin{aligned} r_{*(\delta)} &= r_{*(n)} \frac{H_{ном} Q_{баз}}{H_{баз} Q_{ном}}, \\ x_{*(\delta)} &= x_{*(n)} \frac{H_{ном} Q_{баз}}{H_{баз} Q_{ном}}, \\ H_{*(\delta)} &= H_{*(n)} \frac{H_{ном}}{H_{баз}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.104)$$

Применяя методы упрощения электрических схем с комплексными параметрами [45], получим результирующую эквивалентную схему замещения насосной станции (рис.5.15), параметры элементов которой  $r_{ек}^{HC}$ ,  $x_{ек}^{HC}$ ,  $H_{ек}^{HC}$  определяются соответственно как действительная ( $Re$ ) и мнимая ( $Im$ ) части и модуль ( $Mod$ ) следующих комплексных чисел (формулы справедливы для расчета как в именованных, так и в относительных базовых единицах)

$$r_{ек}^{HC} = Re \left[ \frac{I}{\sum_{i=1}^M \frac{I}{r_{ек i} + jx_{ек i}}} \right], \quad (5.105)$$

$$x_{ек}^{HC} = Im \left[ \frac{I}{\sum_{i=1}^M \frac{I}{r_{ек i} + jx_{ек i}}} \right], \quad (5.106)$$

$$H_{ек}^{HC} = Mod \left[ (r_{ек}^{HC} + jx_{ек}^{HC}) \sum_{i=1}^M \frac{H_{ек i}}{r_{ек i} + jx_{ек i}} \right]. \quad (5.107)$$

В частности, в наиболее типичном случае параллельной работы  $M$  одинаковых насосов формулы для расчета результирующих параметров схемы замещения насосной станции значительно упрощаются

$$\left. \begin{aligned} r_{ек}^{HC} &= \frac{r_{ек i}}{M}, \\ x_{ек}^{HC} &= \frac{x_{ек i}}{M}, \\ H_{ек}^{HC} &= H_{ек i}. \end{aligned} \right\}$$

Для примера сначала рассмотрим расчет суммарной характеристики насосной станции, где параллельно работают два насоса: НМ-10000-210 ( $H_{*(н)ек} = 1.546$ ,  $x_{*(н)ек} = 1.173$ ,  $r_{*(н)ек} = 6.7 \cdot 10^{-3}$ ) и НМ-7000-210 ( $H_{*(н)ек} = 1.405$ ,  $x_{*(н)ек} = 0.982$ ,  $r_{*(н)ек} = 4.8 \cdot 10^{-3}$ ). Исходные данные для расчета взяты из табл. 5.3. В качестве базовых выберем номинальные параметры НМ-10000-210

$$H_{баз} = 210 \text{ м}; Q_{баз} = 10000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Поскольку числовые значения параметров схемы замещения этого насоса не изменятся, то по формулам (5.104) определим приведенные к новым базовым условиям параметры насоса НМ-7000-210

$$\begin{aligned} r_{*(б)ек} &= 4.8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{210}{210} \cdot \frac{10000}{7000} = 6.9 \cdot 10^{-3}, \\ x_{*(б)ек} &= 0.982 \cdot \frac{210}{210} \cdot \frac{10000}{7000} = 1.403, \end{aligned}$$

$$H_{*(\delta)ек} = 1.405 \cdot \frac{210}{210} = 1.405.$$

По (5.105-5.107) рассчитываем параметры схемы замещения насосной станции в целом

$$r_{*(\delta)ек}^{HC} = \operatorname{Re} \left[ \frac{1}{\frac{1}{6.9 \cdot 10^{-3} + j1.403} + \frac{1}{6.7 \cdot 10^{-3} + j1.173}} \right] = 3.4 \cdot 10^{-3},$$

$$x_{*(\delta)ек}^{HC} = \operatorname{Im} \left[ \frac{1}{\frac{1}{6.9 \cdot 10^{-3} + j1.403} + \frac{1}{6.7 \cdot 10^{-3} + j1.173}} \right] = 0.639,$$

$$H_{*(\delta)ек}^{HC} = \operatorname{Mod} \left[ \frac{0.0034 + j0.639}{\left( \frac{1.405}{0.0069 + j1.403} + \frac{1.546}{0.0067 + j1.173} \right)^{-1}} \right] = 1.482.$$

Рис.5.36 иллюстрирует хорошее совпадение рассчитанной по (5.58) и полученной традиционным способом графического суммирования напоров насосов (при равных расходах) суммарных характеристик насосной станции с параллельно включенными насосами НМ-10000-210 и НМ-7000-210.

### 5.12.2 Последовательная работа РЦН

При последовательной работе РЦН (рис.5.34) комплексная схема замещения насосной станции приобретает вид (рис.5.35), где  $M$  эквивалентных схем замещения отдельных насосов соединяются последовательно.

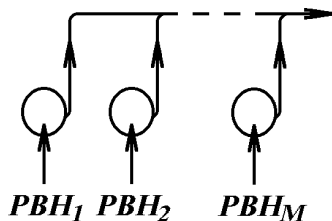


Рисунок 5.34 Технологическая схема последовательного соединения РЦН

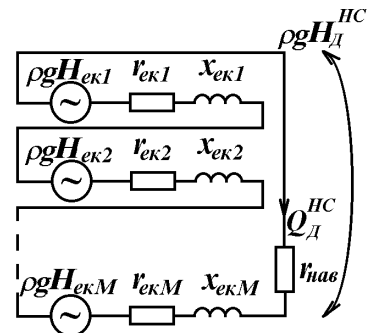


Рисунок 5.35 Схема замещения насосной станции при последовательном соединении РЦН

С помощью (5.104) параметры схемы приводятся к новым базовым условиям, а после соответствующего упрощения получим результирующую схему замещения насосной станции (рис.5.15), параметры которой рассчитываются по формулам

$$\left. \begin{aligned} r_{ек}^{HC} &= \sum_{i=1}^M r_{екi}, \\ x_{ек}^{HC} &= \sum_{i=1}^M x_{екi}, \\ H_{ек}^{HC} &= \sum_{i=1}^M H_{екi}. \end{aligned} \right\} \quad (5.108)$$

В частности, при совместной работе  $M$  одинаковых насосов

$$\left. \begin{aligned} r_{ек}^{HC} &= Mr_{екi}, \\ x_{ек}^{HC} &= Mx_{екi}, \\ H_{ек}^{HC} &= MH_{екi}. \end{aligned} \right\} \quad (5.109)$$

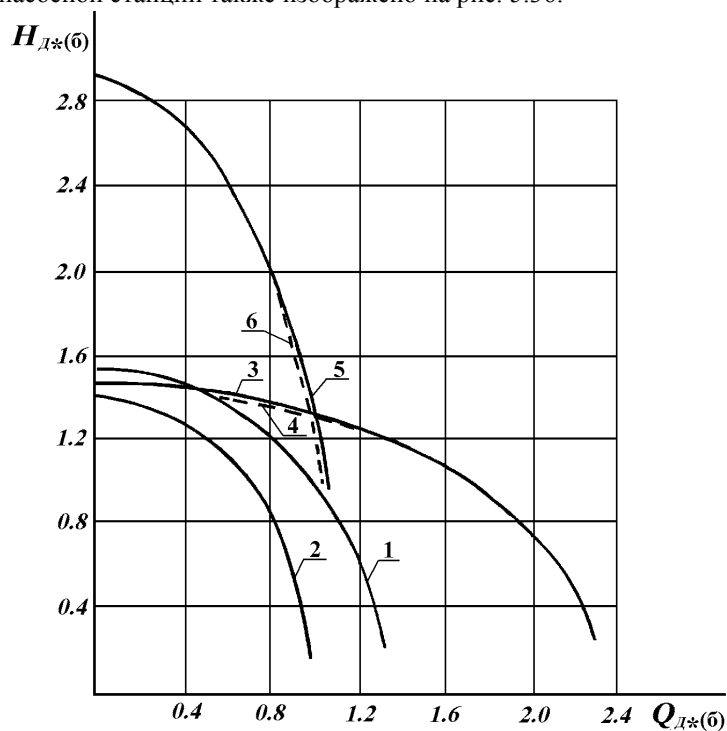
Для случая оборудования насосной станции двумя последовательно соединенными насосами НМ-10000-210 и НМ-7000-210 в соответствии с (5.108) получим

$$r_{*(б)ек}^{HC} = 0.0069 + 0.0067 = 0.0136,$$

$$x_{*(б)ек}^{HC} = 1.403 + 1.173 = 2.576,$$

$$H_{*(б)ек}^{HC} = 1.405 + 1.546 = 2.951.$$

Сравнение рассчитанной с помощью (5.58) и построенной традиционным способом суммарных характеристик напора насосной станции также изображено на рис. 5.36.



1 — НМ-10000-210;

2 — НМ-7000-210;

3 — расчетная суммарная характеристика (параллельная работа);

4 — суммарная характеристика, полученная традиционным способом графического суммирования расходов насосов при равных напорах (параллельная работа);

5 — Расчетная суммарная характеристика (последовательная работа);

6 — суммарная характеристика, полученная традиционным способом графического суммирования напоров насосов при равных расходах (последовательная работа)

Рисунок 5.36 Характеристики  $H_{д*}Q_{д*}$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры.-М.:Энергоатомиздат, 1984.- 416 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - М.:Машиностроение, 1966. -364с.
3. Шерстюк А.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры.- М.:Высшая школа ,1972.-342 с.
4. Хачатурян С.А. Волновые процессы в компрессорных установках.-М.: Машиностроение, 1983.- 265 с.
5. Аронзон Н.З., Козлов В.А., Козобков А.А. Применение электрического моделирования для расчета компрессорных станций.- М.: Недра, 1969.- 178 с.
6. Керопян К.К. Электрическое моделирование в строительной механике.-М.: Стройиздат, 1963.- 254 с.
7. Владиславлев А.П. Электрическое моделирование динамических систем с распределенными параметрами. - М.: Энергия , 1969.- 178 с.
8. Коздоба Д.А. Электрическое моделирование явлений тепло и массопереноса. - М.: Энергия, 1972.- 296 с.
9. Дружинин Н.И. Метод электрогидродинамических аналогий и его применение при исследовании фильтрации.- М.: ГЭИ, 1956.- 155с.
10. Дитман А.О. Электромагнитное моделирование трехмерного течения в рабочем колесе центробежного компрессора // Энергомашиностроение. - 1976.- №9, с.7-9.
11. Яхонтов С.А. О структурах знания гидромеханики // Изв.вузов СССР: Энергетика. - 1991. №12, с.102.
12. Рубинов В.Ю. Универсальное расчетное уравнение теоретического давления вентилятора (насоса) // Энергетика и электрификация. - 1978.- №9, с.30-33.
13. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. - М.: Машиностроение, 1977.- 288 с.
14. Вершинин И.М. Влияние конструктивных и рабочих параметров лопастных гидромашин на критерий динамического подобия // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1984.- №7, с.116-121.
15. Вершинин И.М., Сухолуцкий Б.М. Вычисление параметров водяных характеристик лопастных насосов на ЭВМ // Изв.вузов СССР: Энергетика.- 1985.- №9, с.103-109.
16. Вершинин И.М. Некоторые результаты исследования напора лопастных насосов при нулевой подаче // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1986.- №7, с.104-108.
17. Вершинин И.М. О коэффициенте гидравлического сопротивления лопастных насосов // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1987.- №8, с.100-107.
18. Вершинин И.М. К соотношению теоретических и действительных характеристик лопастных насосов // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1988.- №9, с.105-110.
19. Вершинин И.М. К интегральному методу определения конструктивных и рабочих параметров лопастных насосов // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1989.- №2, с.117-118.
20. Вершинин И.М. К отысканию конструктивных параметров рабочего колеса центробежного насоса // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1989.- №7, с.113-114.
21. Вершинин И.М. К определению наружного диаметра рабочего колеса центробежного насоса (числа Эйлера, Фруда, Струхалия // Изв.вузов СССР: Энергетика.- 1990.- №8, с.111-112.
22. Вершинин И.М., Алиев Э.А., Дубинин С.А. Метод расчета динамических насосов на ЭВМ // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1991.- №1, с.122-123.
23. Вершинин И.М. К соотношению окружной, относительной и абсолютной скоростей в лопастных насосах // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1991.- №3, с.117-118.
24. Ибрагимов И.А., Фарзани Н.Г., Илясов Л.В. Элементы и системы пневмоавтоматики.- М.:Высшая школа , 1975.-360 с.



25. Зевелев А.Я. О связи параметров газообразных сред с характеристиками пневматических цепей. // Методы и устройства сбора и обработки измерительной информации.- К.:Техніка, 1976, с.3-6.
26. Градецкий В.Г., Дмитриев В.Н., Шубин А.М. Техника переменных токов в струйной пневмоавтоматике // Приборы и системы управления.-1970.- №3, с.20-23.
27. Локотош Б.Н., Зевелев А.Я. Об аналогии активных параметров пневматических и электрических цепей // Элементы и системы автоматики в нефтяной и газовой промышленности.-К.:Техніка, 1979 , с.3-6.
28. Зевелев А.Я. Пассивные параметры цепей пневмоавтоматики и их электрические аналоги // Элементы и системы автоматики в нефтяной и газовой промышленности.- К.:Техніка, 1979 , с.7-15.
29. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники.- М.: Наука , 1969.- 177 с.
30. Rosenbaum H.M. Fluides - a general review //Marconi Rev.- 1970.- №179.
31. Дружинин В.В., Конторов Д.С. Системотехника.- М.: Радио и связь, 1985. - 200 с.
32. Бартини Р.Л. Некоторые соотношения между физическими величинами //ДАН СССР , - 1965,- №4, с.861-864.
33. Ибатулов К.А. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на нефть.- Баку: Гостоптехиздат, 1952.- 155 с.
34. Шерстюк А.Н., Морозов В.А. Расчет характеристик центробежных насосов при работе на вязкопластичных жидкостях // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1988.- №1, с.123-124.
35. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов.- М.: Машгиз, 1960.- 683 с.
36. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы.- М.: Машгиз. , 1960.- 462 с.
37. Руднев С.С. Баланс энергии в центробежных насосах // Химическое машиностроение.- 1938.- №3, с.30-33.
38. Суханов Д.Я. Работа лопатных насосов на вязких жидкостях. М.: Машгиз.,1952.- 33 с.
39. Константинов Ю.М. Гидравлика.- К.: Вища школа, 1988.- 398 с.
40. Энергосберегающая технология электроснабжения народного хозяйства: В 5 кн./ Под ред.В.А.Веникова. Кн.2. Энергосбережение в электроприводе / Н.Ф.Ильинский, Ю.В. Рожановский, А.О.Горнов.- М.: Высшая школа, 1989.-127 с.
41. Башта Т.М.,Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы.-М.: Машиностроение,1982.-424с.
42. Горев А.А. Переходные процессы синхронных машин.- М.-Л.: Госэнергоиздат, 1950.- 133 с.
43. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры.-Недра,1970.-284с.
44. Слодарж М.М. Режимы работы, релейная защита и автоматика синхронных электродвигателей.-М.:Энергия,1977.-216с.
45. Бессонов Л.А.Теоретические основы электротехники.-М.: Высшая школа,1975.- 749с.
46. Угинчус А.А.Гидравлика и гидравлические машины.-Харьков, 1970.- 348с.
47. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Некрасова Б.Б.-Минск: Вышшая школа, 1985.- 378с.
48. Колпаков Л.Г. Центробежные насосы магистральных нефтепроводов. -М.: Недра, 1985.-184с.
49. A.Blondel Complement a la theorie des alternateurs a deux reactions, R.G.E., 1922, v.12, p.203-235.
50. R.Park. Two-Reaction Theory of Synchronous Machines - Generalised Method of Analysis, Part 1, AIEE Trans.,1929 p.712; Part 2,AIEE Trans.,1933 p.352
51. Насосы и компрессоры / Под ред.Абдурашитова С.А.-М.:Недра , 1974.-294 с.

52. A.Benaroya. Fundamental And Application Of Centrifugal Pumps For The Practicing Engineer.-Problem Publishing Company. Book Division. Tulsa, Oklahoma, 1978.-222p.
53. AIChE Equipment Test Procedure Centrifugal Pumps ( Newtonian Liquids ).- American Institute of Chemical Engineers. New York, 1984.
54. Val S. Lobanoff, Robert R. Ross. Centrifugal Pumps: Design & Application. Second Edition.- Gulf Publishing Company. Book Division. Houston, Texas, 1992.-580 p.
55. Колпаков Л.Г.,Рахматуллин Ш.И. Кавитация в центробежных насосах при перекачке нефтей и нефтепродуктов.-М.:Недра,1980.-143с.
56. Переходные процессы в системах электроснабжения / Под ред.Винославского В.Н.- К.:Вища школа, 1989.-422с.
57. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем.- М.:Машиностроение, 1987.-464с.
58. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы.- М.:Машиностроение, 1982.-239с.
59. Солдатов К.Н. Насосы магистральных нефтепродуктопроводов.-М.: Гостоптехиздат, 1962.-156с.
60. Борисов Р.И., Костышин В.С. Мощность и момент центробежных насосов магистральных нефтепроводов в различных режимах нагрузки // Изв.вузов СССР: Энергетика. - 1986.- №4, с.106-109.
61. Костышин В.С. Эквивалентирование многоступенчатых и многопоточных центробежных насосов: Рук. деп.в УкрНИИНТИ, № 1899, 1990.-7с.
62. Костышин В.С. Аналитическое выражение напорной характеристики центробежного насосного агрегата: Рук. деп.в УкрНИИНТИ, № 1901, 1990.-9с.
63. Костышин В.С. Экономические аспекты применения регулируемого электропривода центробежных перекачивающих агрегатов: Рук. деп.в УкрНИИНТИ, № 1900, 1990.-8с.
64. Проскура Г.Ф. Вихревая теория центробежных насосов. - Харьков: Техиздат,1931.-40с.
65. Проскура Г.Ф. Гидродинамика турбомашин .К.:Машгиз, 1954.-417с.
66. Проскура Г.Ф. Вибрані праці . - Київ: Наукова думка, 1972.-491с.
67. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции с центробежными насосами. М.: Стройиздат, 1983.-223с.
68. Халипов А.А.Режимы работы частотно-регулируемых асинхронных электроприводов .-Ташкент: ФАП УзССР , 1987,-310с.
69. Визначення економічної ефективності капітальних вкладень в енергетику. Методика. Енергосистеми і електричні мережі.- ГДК 340.000.002-97. Міністерство енергетики України. Київ, 1997.
70. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмо-гидравлических систем.-М.: Наука, 1986. - 366 с.
71. Костишин В.С. Енергозаощадження шляхом впровадження регульованого електропривода відцентрових насосів // Вісник Державного Університету “Львівська політехніка” ”Проблеми економії енергії”. №2.-Львів:1999.-с.55-57.
72. Костишин В.С. Електрична модель відцентрового насоса нафтоперекачуючих станцій. В кн.: Транспортування, контроль якості та облік енергоносіїв.Львів,1998.с.61.
73. Костишин В.С. Моделювання режимів ідеалізованого відцентрового насоса на основі електрогидравлічної аналогії // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Нафтогазопромислове обладнання. Вип.34, Івано-Франківськ,1997,с.65-75.
74. Костишин В.С. Економічні аспекти застосування регульованого електроприводу відцентрових насосів // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія:Технічна

кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. Вип.34 (т.6), Івано-Франківськ, 1997, с.237-244.

75. Костишин В.С. Скалярна “електрична” модель відцентрового насоса // Тези н/т конференції професорсько-викладацького складу університету. Івано-Франківськ .- ІФДТУНГ.-1997.-с.168.

76. Костишин В.С. Векторна “електрична” модель відцентрового насоса // Тези н/т конференції професорсько-викладацького складу університету. Івано-Франківськ .- ІФДТУНГ.-1997.-с.169.

77. Костишин В.С. Метод гармонічного аналізу розподілу напору на виході робочого колеса відцентрового насоса // Методи та прилади контролю якості .-1999.- №4. с.91-94.