

Федеральное агентство по образованию
ГОУ ВПО «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)»

А.А. Руппель, А.А. Сагандыков, М.С. Кoryтов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ В MATLAB

Учебное пособие

Омск
СибАДИ
2009

УДК 681.3
ББК 32.973
Р 86

Рецензенты:

Канд. техн. наук, доцент С.Н. Чижма (ОмГУПС);
д-р техн. наук, проф. Н.С. Галдин (СибАДИ)

Работа одобрена редакционно-издательским советом академии в качестве учебного пособия по дисциплинам «Моделирование систем управления», «Проектирование систем управления» для специальности 220301 «Автоматизация технологических процессов и производств».

Руппель А.А., Сагандыков А.А., Корытов М.С.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ В MATLAB: учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2009. – 172с.

ISBN

Изложены сведения о возможностях моделирования гидравлических систем в среде MATLAB. Подробно описаны элементы библиотеки пакета SimHydraulics. Приведены примеры моделирования гидропривода автомобильного крана. Учебное пособие может быть полезно студентам и аспирантам при подготовке и выполнении курсовых и дипломных проектов, а также при проведении научных исследований гидравлических систем.

Табл. 1. Ил. 112. Прил. 2. Библиогр.: 18 назв.

ISBN

© ГОУ «СибАДИ», 2009
© А.А. Руппель, 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1. Гидравлические датчики и источники (Hydraulic Sensor and Sources)	10
1.1. Идеальный гидравлический источник расхода (Ideal Hydraulic Flow Rate Source)	10
1.2. Идеальный гидравлический источник давления (Ideal Hydraulic Pressure Source)	11
1.3. Идеальный расходомер (Ideal Hydraulic Flow Rate Source)	11
1.4. Идеальный гидравлический датчик давления (Ideal Hydraulic Pressure Sensor) ...	12
2. Гидравлические элементы (Hydraulic Elements).....	13
2.1. Дроссель постоянного сечения (Constant Area Orifice)	13
2.2. Емкость постоянного объема (Constant Volume Chamber).....	15
2.3. Инерция жидкости (Fluid Inertia).....	19
2.4. Связь с атмосферой (Hydraulic Reference).....	20
2.5. Путевые потери (Linear Hydraulic Resistance).....	20
2.6. Потери в трубопроводе (Resistive Tube).....	21
2.7. Гидромеханический преобразователь поступательного движения (Translational Hydro-Mechanical Converter)	23
2.8. Гидромеханический преобразователь вращательного движения (Rotational Hydro-Mechanical Converter)	24
2.9. Дроссель переменного сечения (Variable Area Orifice).....	26
2.10. Емкость переменного объема (Variable Volume Chamber)	27
3. Гидравлические утилиты (Hydraulic Utilities).....	29
3.1. Свойства гидравлических жидкостей (Custom Hydraulic Fluid)	29
3.2. Типовые гидравлические жидкости (Hydraulic Fluid).....	30
3.3. Закрытый гидробак (Reservoir).....	31
4. Аккумуляторы (Accumulators).....	33
4.1. Пневмогидроаккумулятор (Gas-Charged Accumulator).....	33
4.2. Пружинный гидроаккумулятор (Spring-Loaded Accumulator).....	35
5. Блоки-трубопроводы (Pipelines)	36
5.1. Гидравлический трубопровод (Hydraulic Pipeline).....	37
5.2. Блок гофрированный трубопровод (Segmented Pipeline)	40
6. Гидравлические сопротивления (Hydraulic Resistances).....	42
6.1. Отвод (Elbow).....	43
6.2. Плавное расширение канала (Gradual Area Change).....	44
6.3. Местное гидравлическое сопротивление (Local Resistance)	47
6.4. Изгиб трубы (Pipe Bend)	50
6.5. Резкое изменение сечения (Sudden Area Change)	51
6.6. Тройник (T-junction).....	54
7. Дроссели (Orifices)	55
7.1. Кольцевой дроссель (Annular Orifice).....	56
7.2. Нерегулируемый дроссель (Fixed Orifice)	57
7.3. Регулируемый дроссель с круглым проходным сечением (Orifice with Variable Area Round Holes).....	59
7.4. Регулируемый дроссель с щелевым проходным сечением (Orifice with Variable Area Slot)	62
7.5. Регулируемый дроссель (Variable Orifice)	64
8. Направляющие клапаны и гидрораспределители (Directional Valves).....	68

8.1. Двухлинейный гидрораспределитель (2-Way Directional Valve).....	69
8.2. Трехлинейный гидрораспределитель (3-Way Directional Valve)	72
8.3. Четырехлинейный гидрораспределитель (4-Way Directional Valve)	77
8.4. Обратный клапан (Check Valve)	81
8.5. Управляемый обратный клапан (Pilot-Operated Check Valve).....	84
8.6. Гидрозамок (Shuttle Valve)	87
9. Регулирующие клапаны (Flow Control Valves)	90
9.1. Шариковый клапан (Ball Valve).....	91
9.2. Игольчатый клапан (Needle Valve).....	93
9.3. Конусный клапан (Poppet Valve).....	95
9.4. Клапан-регулятор потока с независимым от давления регулированием (Pressure-Compensated Flow Control Valve).....	97
10. Напорные клапаны (Pressure Control Valves)	100
10.1. Компенсатор давления (Pressure Compensator).....	101
10.2. Редукционный клапан (Pressure Reducing Valve)	104
10.3. Предохранительный клапан (Pressure Relief Valve)	106
11. Приводы клапанов (Valve Actuators).....	109
11.1. Двухпозиционный привод клапанов (2-Position Valve Actuator)	110
11.2. Трехпозиционный привод клапанов (3-Position Valve Actuator)	112
11.3. Гидравлический привод клапанов одностороннего действия (Hydraulic Single-Acting Valve Actuator)	114
11.4. Гидравлический привод клапанов двустороннего действия (Hydraulic Double-Acting Valve Actuator)	116
11.5. Пропорциональный привод и привод сервоклапанов (Proportional and Servo-Valve Actuator).....	118
12. Силовые клапаны (Valve Forces).....	120
12.1. Клапан типа «сопло-заслонка» (Spool Orifice Hydraulic Force)	120
12.2. Силовой гидравлический клапан (Valve Hydraulic Force)	122
13. Гидравлические цилиндры (Hydraulic Cylinders)	124
13.1. Гидравлический цилиндр одностороннего действия (Single-Acting Hydraulic Cylinder)	125
13.2. Гидравлический цилиндр двухстороннего действия (Double-Acting Hydraulic Cylinder)	127
13.3. Трение в гидравлических цилиндрах (Cylinder Friction).....	129
13.4. Поворотный гидродвигатель одностороннего действия (Single-Acting Rotary Actuator)	131
13.5. Поворотный гидродвигатель двухстороннего действия (Double-Acting Rotary Actuator)	132
14. Насосы и моторы (Pumps and Motors)	133
14.1. Нерегулируемый роторный насос (Fixed-Displacement Pump)	134
14.2. Гидравлический мотор (Hydraulic Motor)	136
14.3. Регулируемый роторный насос (Variable-Displacement Pump)	138
14.4. Регулируемый насос с компенсатором давления (Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump)	142
14.5. Variable-Displacement Motor	144
15. Пример моделирования гидропривода автокрана	148
15.1. Гидропривод подъема-опускания стрелы автокрана	149

15.2. Гидропривод подъема-опускания грузовой лебедки автокрана	158
Приложение 1. Характеристики гидравлических жидкостей.....	165
Приложение 2. Характеристики импортных жидкостей.....	170
Библиографический список.....	171

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроительная гидравлика является современной отраслью машиностроения. Но до настоящего времени процесс проектирования гидравлики на 99 % опирался на эксперимент, в большей степени это так остается и сегодня. Однако дальнейшее повышение качества проектирования при одновременном сокращении сроков и затрат возможно только при использовании современных технологий, компьютерной техники, программного обеспечения и т.д. [1].

SimHydraulics – это отдельная библиотека пакета Simulink среды MATLAB, предназначенная для моделирования гидравлических систем.

SimHydraulics объединяет воедино функциональные возможности продуктов SimPowerSystems, SimMechanics и SimDriveline, позволяя разработчикам систем имитировать взаимосвязанную работу контроллеров и остального оборудования.

С помощью продукта SimHydraulics инженеры могут рассчитать давление и напор жидкости в системах, построенных на базе стандартных и нестандартных компонентов. Предлагаемые инструменты позволят смоделировать преобразование гидравлической энергии в крутящий момент, приводящий в действие различные механизмы, а также оценить эффект, вызванный открытием и закрытием клапанов. Для получения максимально точных результатов в состав SimHydraulics добавлена библиотека распространенных рабочих жидкостей. Таким образом, пакет SimHydraulics позволяет решать задачи статики, кинематики и динамики различных гидравлических систем [2].

К достоинствам реализации моделирования гидравлических систем при помощи SimHydraulics в Simulink могут быть отнесены простота создания моделей, наглядность и высокая скорость вычислений при моделировании систем с большим числом элементов.

В отличие от большинства других блоков Simulink, которые выполняют математические действия или обрабатывают сигналы, блоки SimHydraulics представляют собой непосредственно элементы гидросистем или связи между ними. При этом набор стандартных блоков достаточно широк и позволяет моделировать практически любые гидравлические системы.

В современном машиностроении используются гидросистемы двух типов:

- гидросистемы для подачи жидкости;
- гидравлические приводы.

Для гидросистем, обеспечивающих подачу жидкости к потребителям, характерно отсутствие в них устройств, преобразующих энергию движения жидкости в механическую работу. К этим системам относятся: системы жидкостного охлаждения, системы пожаротушения, системы подачи топлива, смазки и другие. Такие гидросистемы, как правило, принадлежат к классу разомкнутых гидросистем, в которых движение жидкости обеспечивается за счет работы насоса.

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенная для передачи механической энергии и (или) преобразования движения посредством рабочей жидкости. Такие гидросистемы, обычно, относятся к классу замкнутых гидросистем.

В литературе также встречается термин «гидропередача», под которым понимается силовая часть гидропривода, включающая насос, гидродвигатель и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью.

Как правило, даже самый простейший гидравлический привод включает в себя:

- гидробак для хранения и охлаждения рабочей жидкости;
- насос, для подачи рабочей жидкости из бака и создания давления в системе;
- различные клапаны (предохранительные, переливные, редукционные, обратные, гидрозамки и другие);
- исполнительный механизм (гидродвигатель, поворотный гидродвигатель или гидромотор);
- фильтр для очистки рабочей жидкости от твердых частиц;
- гидролинии, соединяющие элементы гидросистемы между собой и т.д.

Простейшими примерами гидроприводов различного назначения являются гидроприводы, схемы которых приведены на рис. 1.

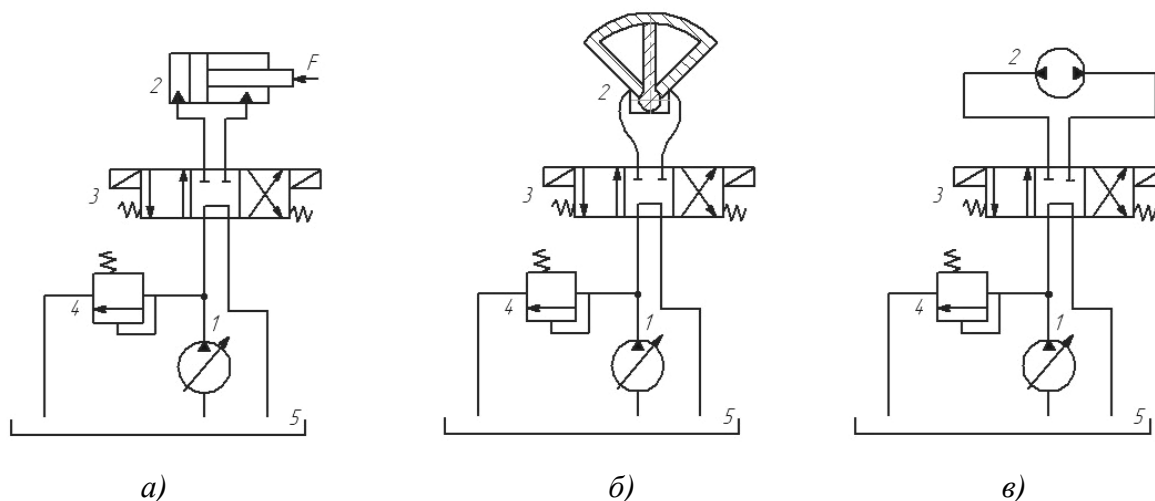


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроприводов: а) возвратно-поступательного движения; б) поворотного движения; в) вращательного движения

На рис. 1 приведены три принципиальные схемы, соответствующие трем классам гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена. На схемах использованы следующие обозначения: 1 – регулируемый насос; 2 – гидродвигатель (на схеме а им является гидроцилиндр, на схеме б – поворотный гидродвигатель и на схеме в – гидромотор); 3 – гидрораспределитель (во всех трех схемах – трехпозиционный с электромагнитным управлением); 4 – предохранительный клапан; 5 – гидробак.

Насос всасывает жидкость из бака и нагнетает ее в гидродвигатель через гидрораспределитель. Из гидрораспределителя жидкость сливается в гидробак через другой канал гидрораспределителя. Предохранительный клапан отрегулирован на определенное допустимое давление в гидросистеме и предохраняет гидропривод с приводящим двигателем от перегрузок.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции гидрораспределителя, а регулирование скорости этого движения – изменением рабочего объема насоса [3].

Функции гидроприводов непрерывно расширяются, повышаются требования к их рабочим характеристикам, а следовательно, усложняются их конструкции, что вызывает увеличение сроков проектирования, экспериментальных исследований и доводочных испытаний. В связи с этим эффективным методом исследования рабочих процессов, статики и динамики гидросистем является использование систем автоматизированного моделирования и, в частности, программного продукта SimHydraulics [4].

Библиотека пакета SimHydraulics представляет собой набор блоков в виде графических пиктограмм с оригинальными названиями на английском языке. Для их просмотра, выбора и перетаскивания мышью в окно создаваемой Simulink-модели служит окно браузера библиотек Simulink (рис. 2) [5].

В MATLAB 7.4.0.287 R2007a в библиотеку *Foundation Library* → *Hydraulic* входят три раздела:

- 1.1. Hydraulic Sensor and Sources.
- 1.2. Hydraulic Elements.
- 1.3. Hydraulic Utilities,

а также библиотека *SimHydraulics* включает еще восемь разделов:

- 2.1. Hydraulic Utilities.
- 2.2. Accumulators.
- 2.3. Pipelines.
- 2.4. Local Hydraulic Resistances.

- 2.5. Orifices.
- 2.6. Valves.
- 2.7. Hydraulic Cylinders.
- 2.8. Pumps and Motors.

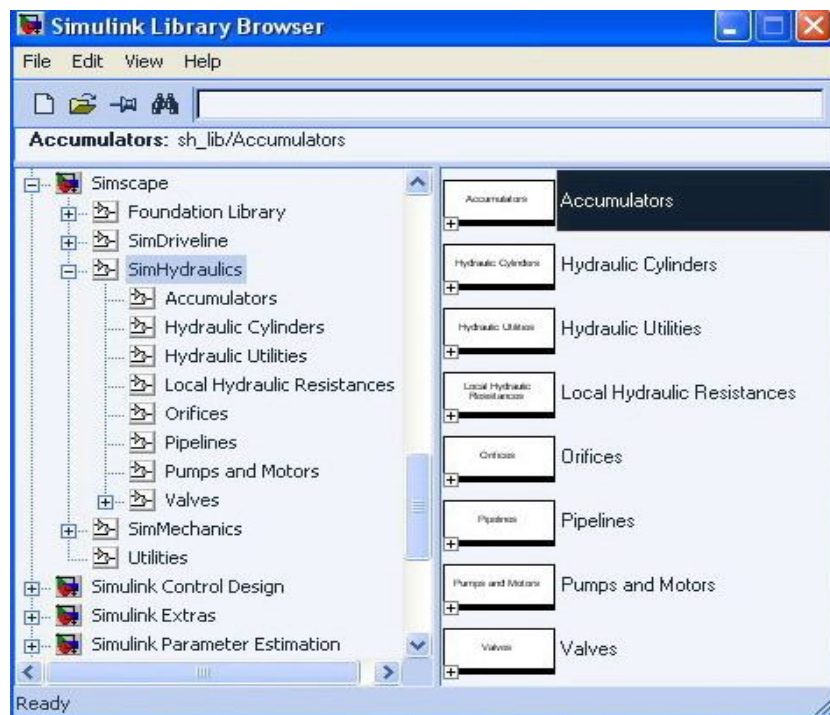
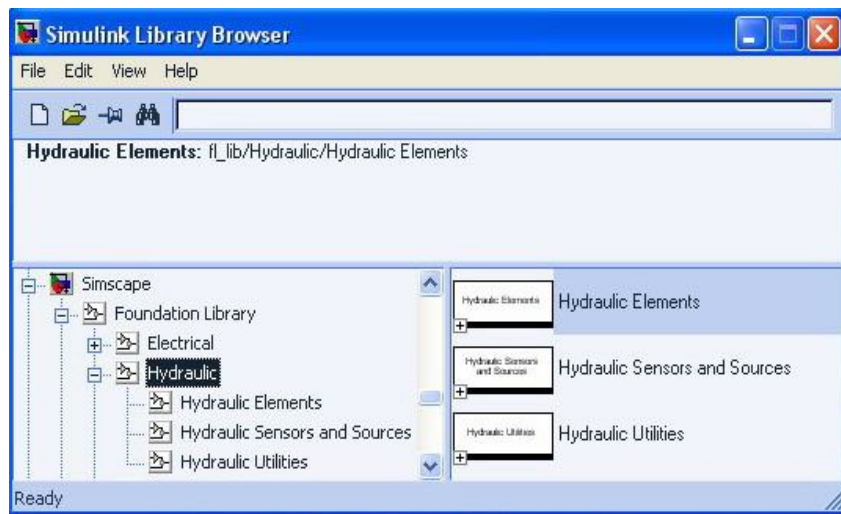


Рис. 2. Окна браузера библиотек Simulink (Hydraulic и SimHydraulics)

Каждый раздел содержит блоки определенной группы. Рассмотрим их более подробно.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДАТЧИКИ И ИСТОЧНИКИ

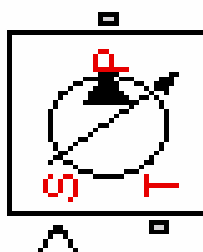
(Hydraulic Sensor and Sources)

Раздел содержит набор гидравлических датчиков и источников и включает в себя четыре блока:

1. Ideal Hydraulic Flow Rate Source.
2. Ideal Hydraulic Pressure Source.
3. Ideal Hydraulic Flow Rate Sensor.
4. Ideal Hydraulic Pressure Sensor.

1.1. Идеальный гидравлический источник расхода

(Ideal Hydraulic Flow Rate Source)



Блок *Ideal Hydraulic Flow Rate Source* представляет собой идеальный гидравлический источник расхода, который поддерживает необходимый расход на выходе, независимо от давления на входе.

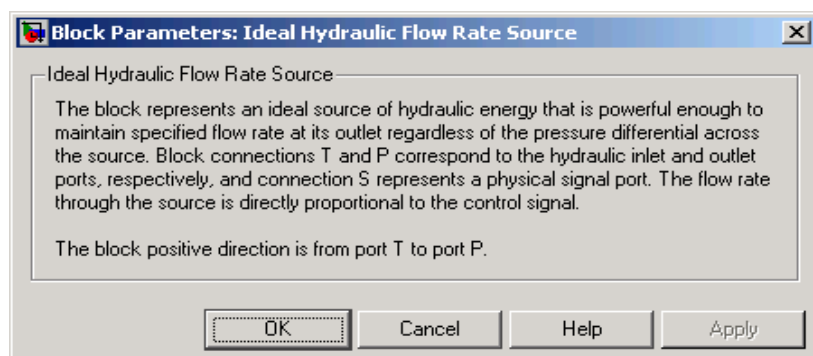
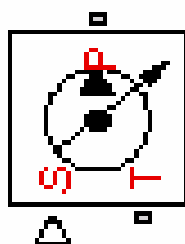


Рис. 3. Окно параметров блока *Ideal Hydraulic Flow Rate Source*

Блок не имеет никаких параметров и имеет два гидравлических порта *T* и *P*, связанных входным и выходным отверстиями источника, а также физический порт управления *S*, за счет которого происходит управление расходом на выходе из блока.

1.2. Идеальный гидравлический источник давления (Ideal Hydraulic Pressure Source)



Блок *Ideal Hydraulic Pressure Source* представляет собой идеальный гидравлический источник давления, который поддерживает необходимое давление на выходе, независимо от величины расхода в системе.

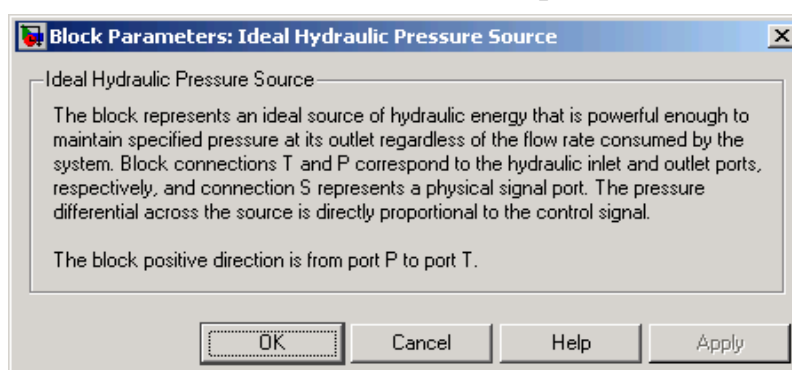
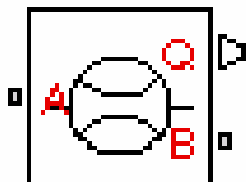


Рис. 4. Окно параметров блока *Ideal Hydraulic Pressure Sensor*

Блок не имеет никаких параметров и имеет два гидравлических порта *T* и *P*, связанных входным и выходным отверстиями источника, а также физический порт управления *S*, за счет которого происходит управление давлением на выходе из блока.

1.3. Идеальный расходомер (Ideal Hydraulic Flow Rate Source)



Блок *Ideal Hydraulic Flow Rate Source* представляет собой устройство, которое преобразует объемный расход жидкости, подаваемый на вход в блок в сигнал управления, пропорциональный этому расходу. Датчик идеален, так как не учитывает инерцию, трение и т.д.

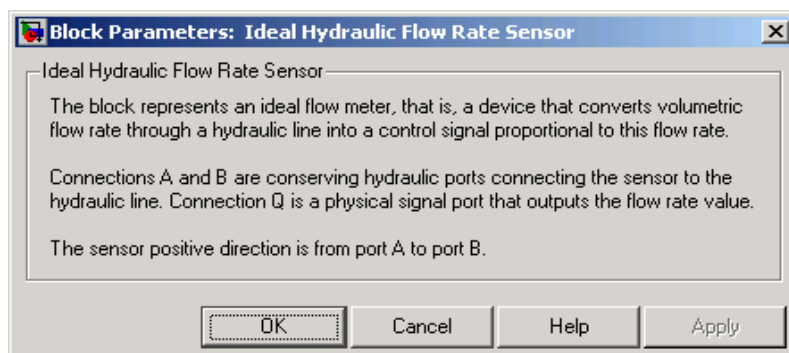
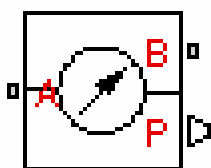


Рис. 5. Окно параметров блока *Ideal Hydraulic Flow Rate Source*

Блок не имеет никаких параметров и имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных входным и выходным отверстиями расходомера, а также физический порт выходного сигнала *Q*, через который выдается результат измерений.

1.4. Идеальный гидравлический датчик давления (*Ideal Hydraulic Pressure Sensor*)



Блок *Ideal Hydraulic Pressure Sensor* представляет собой устройство, которое преобразует разность измеренного давления между двумя точками в сигнал управления, пропорциональный этому давлению. Датчик идеален, так как не учитывает инерцию, трение и т.д.

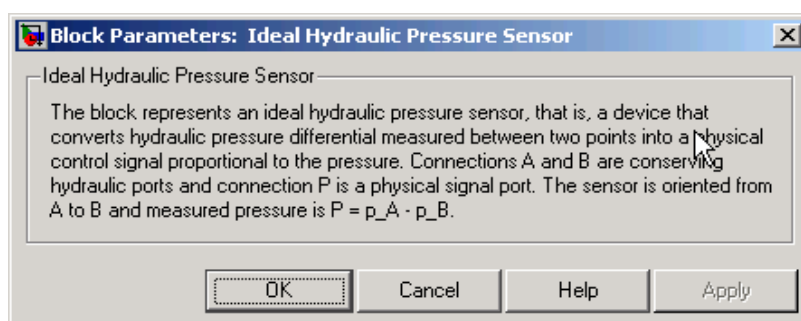


Рис. 6. Окно параметров блока *Ideal Hydraulic Pressure Sensor*

Блок не имеет никаких параметров и имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных входным и выходным отверстиями датчика, а также физический порт выходного сигнала *P*, через который выдается результат измерений.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ (Hydraulic Elements)

Раздел содержит набор гидравлических элементов и включает в себя десять блоков:

1. Constant Area Orifice.
2. Constant Volume Chamber.
3. Fluid Inertia.
4. Hydraulic Reference.
5. Linear Hydraulic Resistance.
6. Resistive Tube.
7. Translational Hydro-Mechanical Converter.
8. Rotational Hydro-Mechanical Converter.
9. Variable Area Orifice.
10. Variable Volume Chamber.

2.1. Дроссель постоянного сечения (Constant Area Orifice)



Блок *Constant Area Orifice* представляет собой отверстие постоянного сечения с острой кромкой. В нем расход является пропорциональным перепаду давления через отверстие. Модель учитывает ламинарные и турбулентные режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрическое давление на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;
 A – площадь проходного сечения;
 D_H – гидравлический диаметр отверстия;
 ρ – плотность жидкости;
 ν – кинематическая вязкость жидкости.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

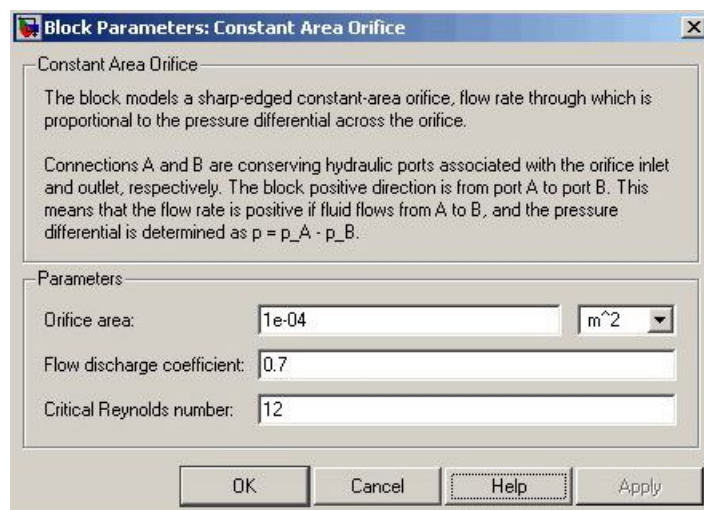


Рис. 7. Окно параметров блока *Constant Area Orifice*

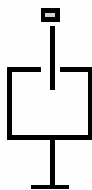
Orifice area – площадь отверстия.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр для характеристики дросселя. Его значение зависит от геометрических свойств отверстия и обычно указывается в справочной литературе или в данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока. Переход от ламинарного к турбулентному режиму происходит при достижении числа Рейнольдса этому значению. Значение параметра зависит от геометрического профиля отверстия и обычно указывается в справочной литературе. Для круглого отверстия в тонком материале с острыми гранями $Re_{cr}=12$.

Блок имеет два гидравлических порта A и B , связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно.

2.2. Емкость постоянного объема (Constant Volume Chamber)



Блок *Constant Volume Chamber* представляет собой емкости некоторого объема с твердыми или гибкими стенками. В моделях этот блок служит для моделирования сжимаемости жидкости в гидравлических клапанах, насосах, коллекторах, трубах и т.д. Сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа.

Сжимаемость жидкости можно описать следующим уравнением:

$$V_f = V_c + \frac{V_c}{E} p,$$

$$q = \frac{dV_f}{dt},$$

где q – расход на входе в емкости;

V_f – объем жидкости в емкости;

V_c – геометрический объем емкости;

E – объемный модуль упругости жидкости;

p – давление жидкости в емкости.

Если давление в емкости резко упадет и приблизится к кавитационному пределу, вышеупомянутые уравнения должны быть расширены. В данном блоке это реализовано как смесь жидкости и некоторого количества растворенных в ней газов. Объемный модуль смеси определен как

$$E = E_l \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p_a + p} \right)^{1/n}}{1 + \alpha \frac{p_a^{1/n}}{n \cdot (p_a + p)^{\frac{n+1}{n}}} \cdot E_l},$$

где E_l – объемный модуль упругости жидкости;

p_a – атмосферное давление;

α – относительное газовое содержание в атмосферном давлении,

$\alpha = V_G/V_L$;

V_G – объем газа при атмосферном давлении;

V_L – объем жидкости;

n – коэффициент теплопередачи.

Главная цель представления смеси жидкости и газа состоит в том, чтобы ввести приближительную модель кавитации.

Кавитация – это образование в жидкой среде пузырьков газа в результате местного понижения давления в жидкости (при увеличении скорости ее движения либо при акустическом воздействии).

При высоком давлении ($p \gg p_a$) небольшое количество нерастворенного газа не оказывает фактически никакого влияния на поведение системы (рис. 8).

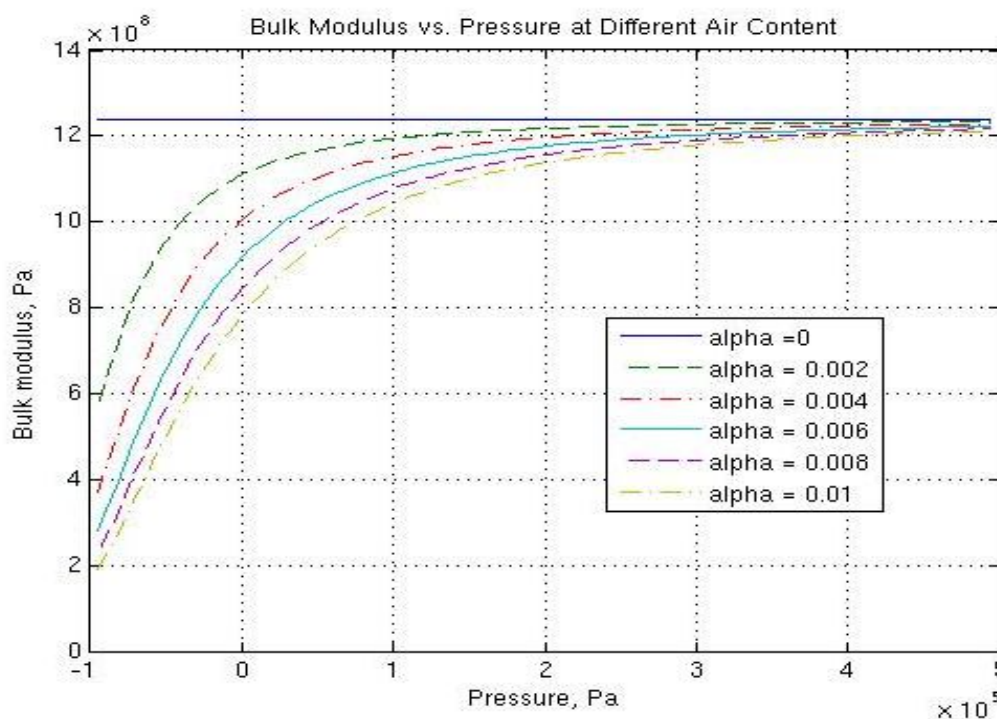


Рис. 8. Зависимость давления в системе (*Pressure*) от модуля упругости жидкости (*Bulk Modulus*) при различных значениях содержания воздуха в жидкой среде (*alpha*)

Если известно, что кавитация маловероятна в системе согласно проекту, возможно, установить нулевое относительное газовое содержание в жидкости и тем самым увеличить скорость вычислений.

Если стенки емкости имеют значительную гибкость, вышеупомянутые уравнения должны быть расширены, представляя геометрический объем емкости как функцию давления

$$V_c = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L,$$

$$d(s) = \frac{K_p}{1 + \tau s} p(s),$$

где d – внутренний диаметр цилиндрической емкости;

L – длина цилиндрической емкости;

K_p – коэффициент пропорциональности, м/Па;

τ – постоянное времени;

s – оператор Лапласа.

Коэффициент K_p устанавливает отношения между давлением и внутренним диаметром при установившихся режимах.

Для металлических труб коэффициент может быть вычислен как

$$K_p = \frac{d}{E_M} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right),$$

где D – внешний диаметр трубы;

E_M – модуль упругости (модуль Юнга) для материала трубы;

ν – коэффициент Пуассона для материала трубы.

Для гибких трубопроводов коэффициент может быть задан изготовителем.

Процессы расширения и сокращения в трубах (и особенно в гибких трубопроводах) – сложная комбинация нелинейных упругих и вязкоупругих деформаций. Этот процесс аппроксимирован в блоке с запаздыванием первого порядка (это постоянное время, которое определяется опытным путем).

В результате, выбирая соответствующее значение, возможно осуществить четыре различные модели сжимаемости жидкости в этом блоке:

- емкость с твердыми стенками без содержания газа в жидкости;
- емкость цилиндрической формы с гибкими стенками без содержания газа в жидкости;
- емкость с твердыми стенками с содержанием газа в жидкости;
- емкость цилиндрической формы с гибкими стенками, с содержанием газа в жидкости;

В блоке применяется два метода определения размера емкости:

- через объем емкости – используется для цилиндрических или нецилиндрических емкостей с твердыми стенами (достаточно знать только объем емкости). Этот тип емкости не учитывает гибкость стенок;
- через длину и диаметр емкости – используется для цилиндрических емкостей с твердыми или гибкими стенками типа круглых труб или гибких трубопроводов.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция, связанная со стенками трубы, не учитывается;
- емкость с гибкими стенками имеет цилиндрическую форму, а емкость с жесткими стенками может иметь любую форму.

Chamber specification – тип емкости. Параметр может определяться через одно из двух значений: через объем (*By volume*) или через длину и диаметр (*By length and diameter*).

Chamber wall type – тип стенок емкости. Параметр может иметь одно из двух значений: твердый (*Rigid*) или гибкий (*Flexible*). Параметр *Rigid* выбирается в том случае, если гибкость стенок не оказывает влияния на поведение системы, тем самым, увеличивая скорость вычисления.

Chamber volume – объем жидкости в емкости.

Chamber internal diameter – внутренний диаметр емкости.

Cylindrical chamber length – длина цилиндрической емкости.

Static pressure-diameter coefficient – статический коэффициент диаметра давления (коэффициент пропорциональности) K_p . Параметр может быть определен аналитически и экспериментально.

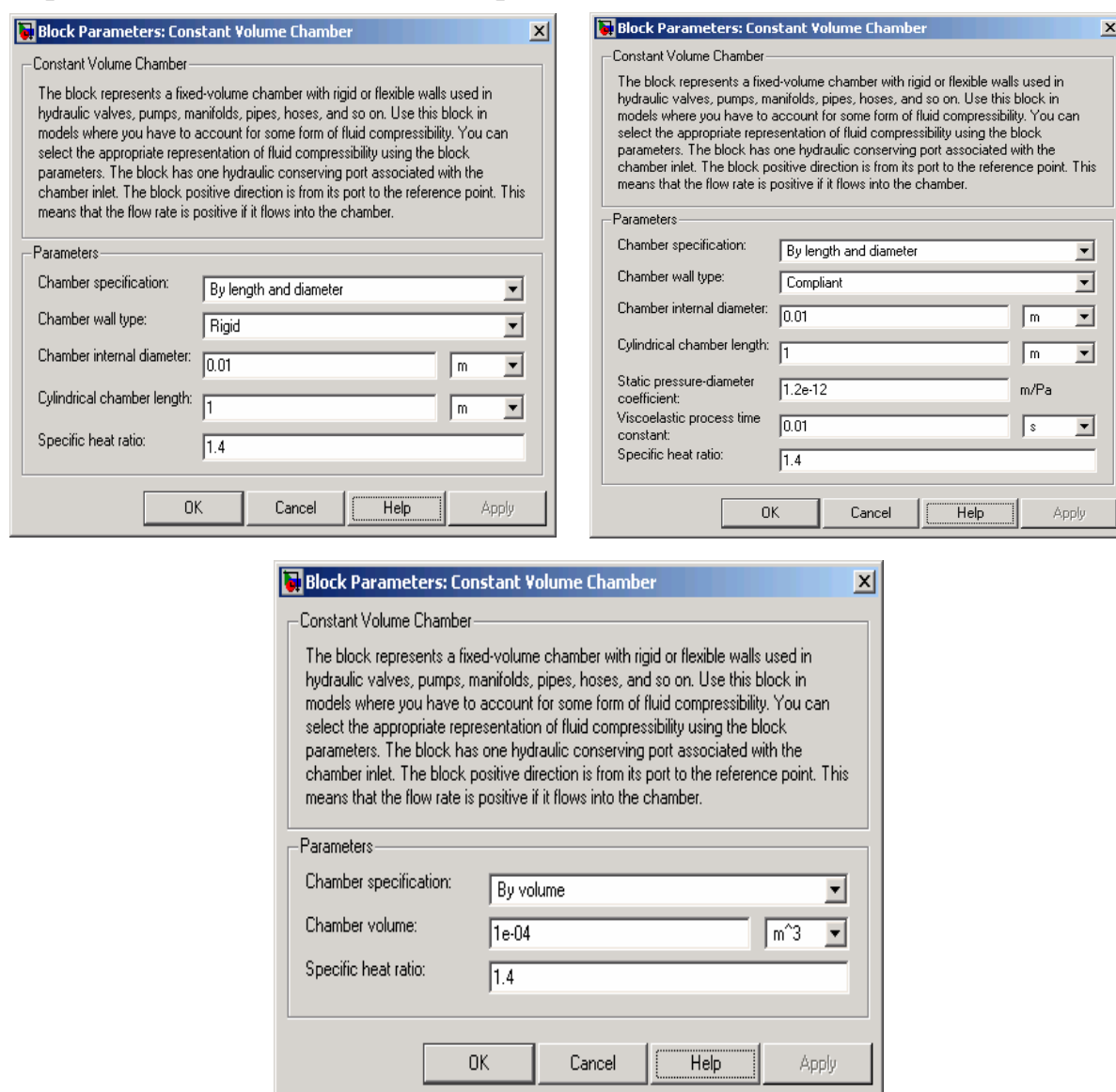


Рис. 9. Окна параметров блока *Constant Volume Chamber*

Viscoelastic process time constant – постоянное времени упруго-вязкого процесса. Время, связывающее внутренний диаметр трубы с перепадом

давления. Благодаря этому параметру моделируемый упругий или вязкоупругий процесс приближен с задержкой первого порядка. Параметр должен быть определен экспериментально или задан изготовителем.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

Блок имеет один гидравлический порт, связанный с входным отверстием емкости.

2.3. Инерция жидкости (Fluid Inertia)



Блок *Fluid Inertia* моделирует перепад давления, который изменяется в зависимости от скорости потока, в поперечном сечении некоторого участка гидролинии. Перепад давления находится согласно следующему уравнению:

$$p = \rho \cdot \frac{L}{A} \cdot \frac{dq}{dt},$$

где p – перепад давления;

ρ – плотность жидкости;

L – длина участка гидролинии;

A – площадь поперечного сечения гидролинии;

q – расход;

t – время.

В модели приняты следующие допущения:

– плотность жидкости остается постоянной на протяжении всего времени моделирования.

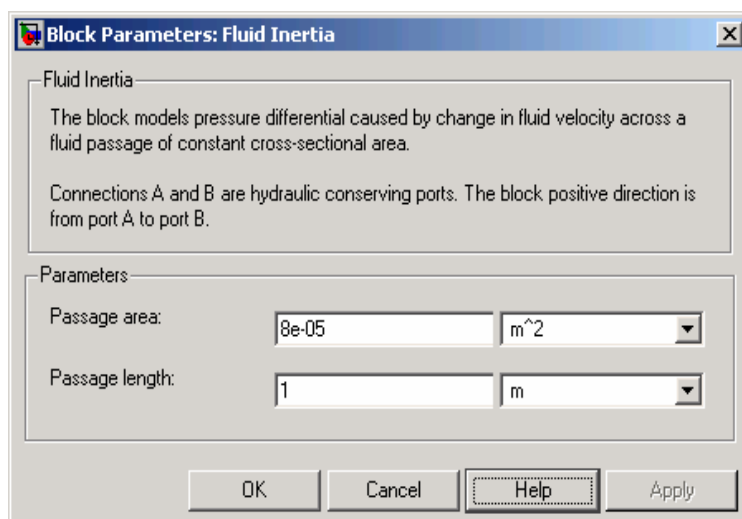


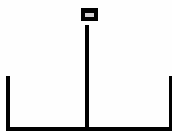
Рис. 10. Окно параметров блока *Fluid Inertia*

Passage area – площадь сечения гидролинии.

Passage length – длина участка гидролинии.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями соответственно.

2.4. Связь с атмосферой (Hydraulic Reference)



Блок *Hydraulic Reference* представляет связь с атмосферным давлением. Гидравлические порты всех блоков, которые связаны с атмосферой (например, порты всасывания гидравлических насосов, порты цилиндров, трубопроводов и т.д.), должны иметь связи с этим блоком.

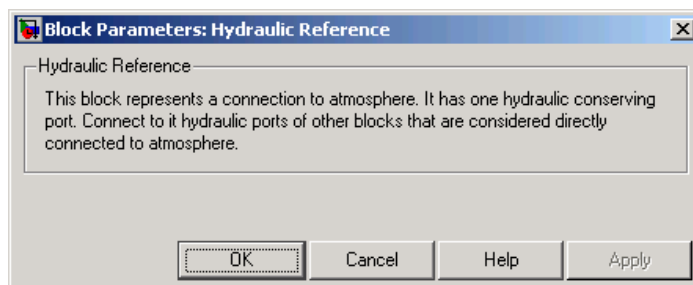


Рис. 11. Окно параметров блока *Hydraulic Reference*

Блок не имеет никаких параметров и имеет один гидравлический порт.

2.5. Путевые потери (Linear Hydraulic Resistance)



Блок *Linear Hydraulic Resistance* представляет собой гидравлическое сопротивление, где падение давления пропорционально расходу. Этот блок может быть полезен для предварительных расчетов, особенно если расход изменяется незначительно.

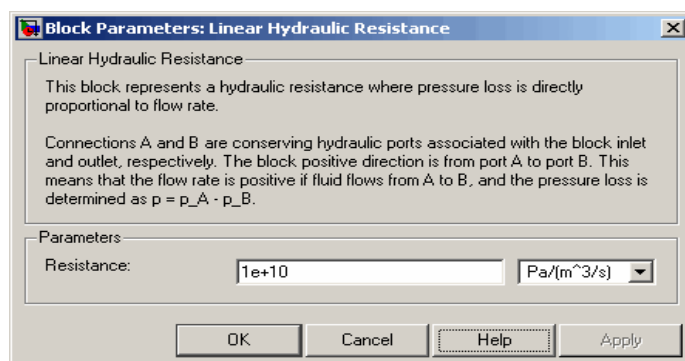


Рис. 12. Окно параметров блока *Linear Hydraulic Resistance*

Resistance – коэффициент путевых потерь.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями соответственно.

2.6. Потери в трубопроводе (Resistive Tube)



Блок *Resistive Tube* представляет собой гидравлический трубопровод круглого и некруглого сечения, в котором учитывается только сопротивление в устойчивых режимах движения жидкости, без учета сжимаемости, инерционности жидкости и гидроударов. Для получения более полной модели можно добавить сжимаемость, инерционность жидкости и другие эффекты с помощью других специальных блоков. Чтобы учесть местные сопротивления (изгибы, присоединения и т.д.), они преобразованы в эквивалентные длины, а затем полная длина всех сопротивлений добавлена к геометрической длине трубопровода.

Потери давления за счет трения находятся по уравнениям Дарси, в которых потери пропорциональны коэффициенту трения потока и квадрату площади поперечного сечения трубопровода.

Коэффициент трения в турбулентном режиме определен с приближением Нааланд. Коэффициент трения при переходе от ламинарного к турбулентному режиму определен с линейной интерполяцией между крайними точками режимов. В результате этих предположений трубопровод моделируется следующим уравнением:

$$p = f \frac{(L + L_{eq})}{D_H} \cdot \frac{\rho}{2A^2} q \cdot |q|,$$

$$f = \begin{cases} K_s / \text{Re}, & \text{при } \text{Re} \leq \text{Re}_L; \\ f_L + \frac{f_T - f_L}{\text{Re}_T - \text{Re}_L} (\text{Re} - \text{Re}_L), & \text{при } \text{Re}_L < \text{Re} < \text{Re}_T; \\ \frac{1}{\left[-1,8 \lg \left(\frac{6,9}{\text{Re}} + \left(\frac{r}{3,7 \cdot D_H} \right)^{1,11} \right) \right]^2}, & \text{при } \text{Re} \geq \text{Re}_T. \end{cases}$$

$$\text{Re} = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu},$$

где p – перепад давления в трубопроводе из-за трения;

q – расход;
 Re – число Рейнольдса;
 Re_L – максимальное число Рейнольдса в ламинарном потоке;
 Re_T – минимальное число Рейнольдса в турбулентном потоке;
 K_S – коэффициент формы, который характеризует поперечное сечение трубопровода;
 f_L – коэффициент трения в ламинарном режиме;
 f_T – коэффициент трения в турбулентном режиме;
 A – площадь поперечного сечения трубопровода;
 D_H – гидравлический диаметр трубопровода;
 L – геометрическая длина трубопровода;
 L_{eq} – общая эквивалентная длина всех местных сопротивлений;
 r – величина (высота) шероховатостей на внутренней поверхности трубопровода;
 ν – кинематическая вязкость жидкости.
 В модели приняты следующие допущения:
 – поток жидкости считать равномерным по всему трубопроводу;
 – инерция и сжимаемость жидкости, а также гибкость стенок в модели не учитываются.

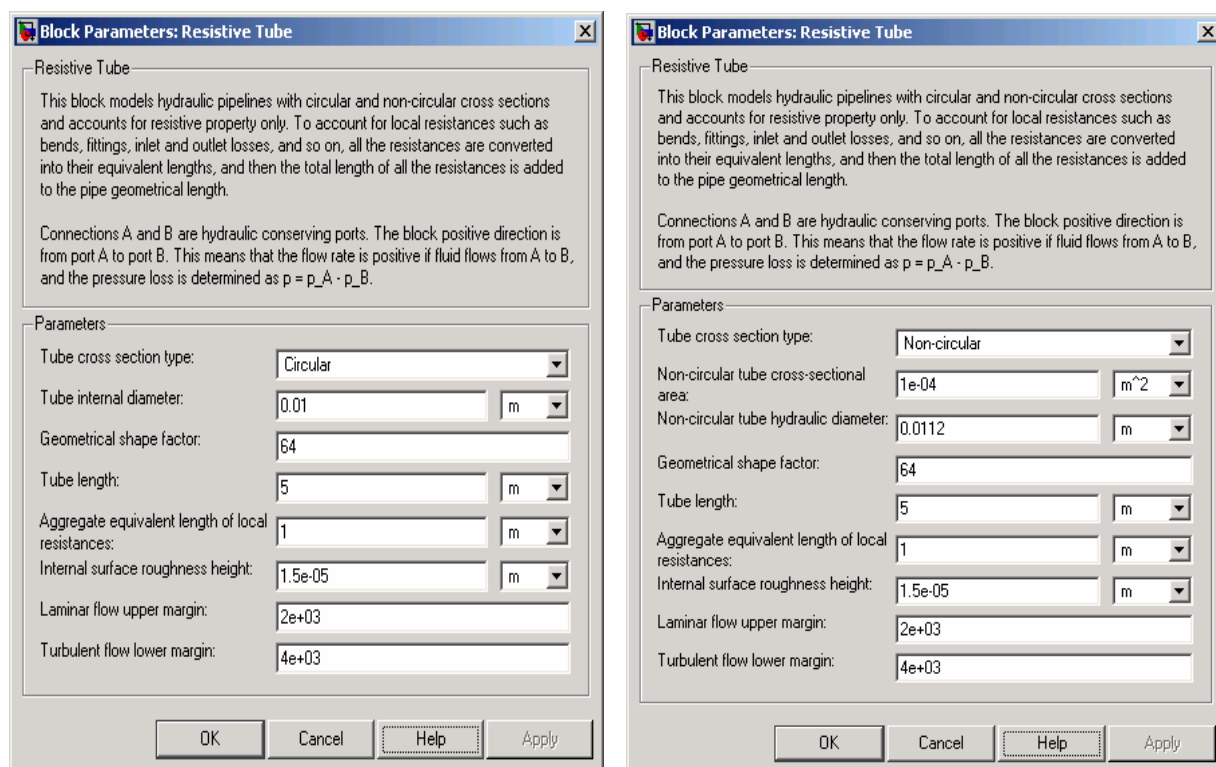


Рис. 13. Окна параметров блока *Resistive Tube*

Tube cross section type – тип поперечного сечения трубопровода. Параметр может иметь одно из двух значений: круглое сечение (*Circular*) или

некруглое сечение (*Non-circular*). Для трубопроводов некруглого сечения необходимо определить гидравлический диаметр (*hydraulic diameter*) и площадь поперечного сечения (*cross-sectional area*).

Tube internal diameter – внутренний диаметр трубы.

Geometrical shape factor – коэффициент геометрической формы. Для труб с круглым поперечным сечением коэффициент равен 64, для квадрата – 56, для прямоугольника 2:1 – 62, для концентрического кольца – 96 и т.д.

Tube length – геометрическая длина трубы.

Aggregate equivalent length of local resistances – общая длина местных сопротивлений. Этот параметр отражает падение давления, вызванное местными сопротивлениями (изгибами, присоединениями, арматурой и т.д.).

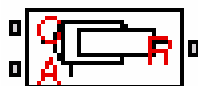
Internal surface roughness height – величина (высота) шероховатостей на внутренней поверхности трубы. Этот параметр приводится в справочной литературе или данных изготовителя.

Laminar flow upper margin – максимальное число Рейнольдса в ламинарном потоке, при котором ламинарный режим потока начинает преобразовываться в турбулентный.

Turbulent flow lower margin – минимальное число Рейнольдса в турбулентном потоке, при котором поток становится окончательно турбулентным.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями трубопровода.

2.7. Гидромеханический преобразователь поступательного движения (Translational Hydro-Mechanical Converter)



Блок *Translational Hydro-Mechanical Converter* представляет собой идеальный преобразователь гидравлической энергии в механическую в форме поступательного движения выходного звена. Используя этот блок в качестве основного элемента, можно создавать большое разнообразие моделей гидравлических цилиндров, добавляя специальные эффекты типа сжимаемости жидкости, внутренние перетечки, трения и т.д.

Модель преобразователя базируется на следующих уравнениях:

$$q = A(v_R - v_C) \cdot or,$$

$$F = A \cdot p \cdot or,$$

где q – расход;

A – эффективная площадь поршня;

v_R – скорость движения штока преобразователя;
 v_C – скорость движения корпуса преобразователя;
 F – сила, развиваемая преобразователем;
 p – манометрическое давление жидкости в полости преобразователя;
 or – переменная, принимающая значение «+1», если в порту A развивается усилие в положительном направлении и «-1» – в отрицательном.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция, трение, внутренние перетечки и т.д. в модели не учитываются.

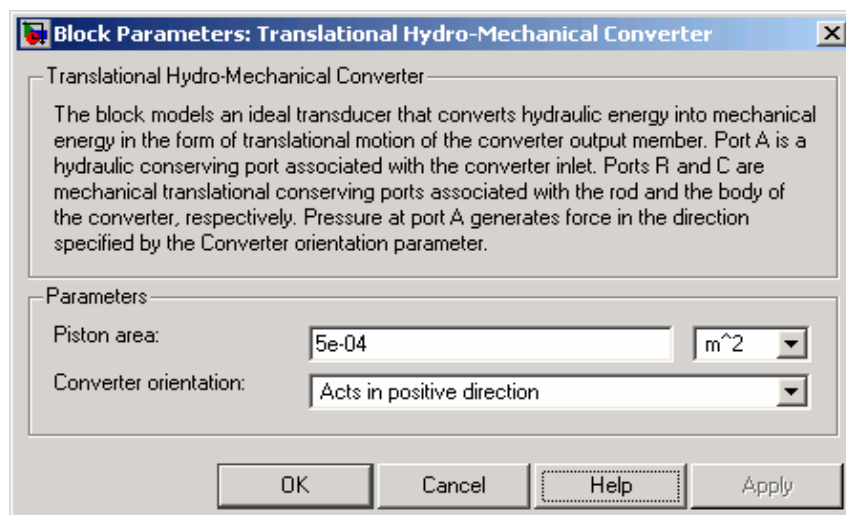


Рис 14. Окно параметров блока *Translational Hydro-Mechanical Converter*

Piston area – эффективная площадь поршня.

Converter orientation – ориентация преобразователя. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того, в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative direction*) направлении происходит действие, когда на его вход подается давление.

Блок имеет один гидравлический порт A , связанный с входным отверстием, а также два механических порта R и C , связанных со штоком и корпусом преобразователя соответственно.

2.8. Гидромеханический преобразователь вращательного движения (Rotational Hydro-Mechanical Converter)



Блок *Rotational Hydro-Mechanical Converter* представляет собой идеальный преобразователь гидравлической энергии в механическую в форме вращательного движения выходного звена и наоборот. Используя этот блок

в качестве основного элемента, можно создавать большое разнообразие моделей вращательных приводов, добавляя специальные эффекты типа сжимаемости жидкости, внутренние перетечки, трения и т.д.

Модель преобразователя базируется на следующих уравнениях:

$$q = D(\omega_s - \omega_c) \cdot or,$$

$$T = D \cdot p \cdot or,$$

где q – расход;

D – объем жидкости, необходимый для поворота вала преобразователя на единицу угла поворота;

ω_R – скорость вращения вала преобразователя;

ω_C – скорость вращения корпуса преобразователя;

F – крутящий момент, развиваемый преобразователем на валу;

p – манометрическое давление жидкости в полости преобразователя;

or – переменная, принимающая значение «+1», если в порту A развивается усилие в положительном направлении и «-1» – в отрицательном.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция, трение, внутренние перетечки и т.д. в модели не учитываются.

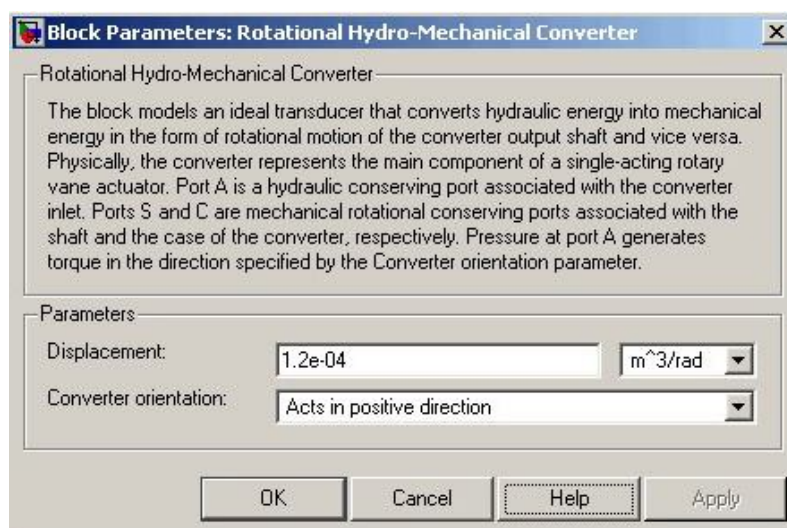


Рис. 15. Окно параметров блока *Rotational Hydro-Mechanical Converter*

Displacement – объем жидкости, необходимый для поворота вала преобразователя на единицу угла поворота.

Converter orientation – ориентация преобразователя. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того, в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative direction*) направлении происходит действие, когда на его вход подается давление.

Блок имеет один гидравлический порт A , связанный с входным отверстием, а также два механических вращательных порта S и C , связанных с валом и корпусом преобразователя соответственно.

2.9. Дроссель переменного сечения (Variable Area Orifice)



Блок *Variable Area Orifice* представляет собой отверстие с острой кромкой и расположенной в нем вставкой. При этом расход пропорционален площади проходного сечения и перепаду давления через отверстие.

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрическое давление на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

A – площадь проходного сечения;

D_H – гидравлический диаметр дросселя;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр для характеристики дросселя. Его значение зависит от геометри-

ческих свойств отверстия и обычно указывается в справочной литературе или в данных изготовителя.

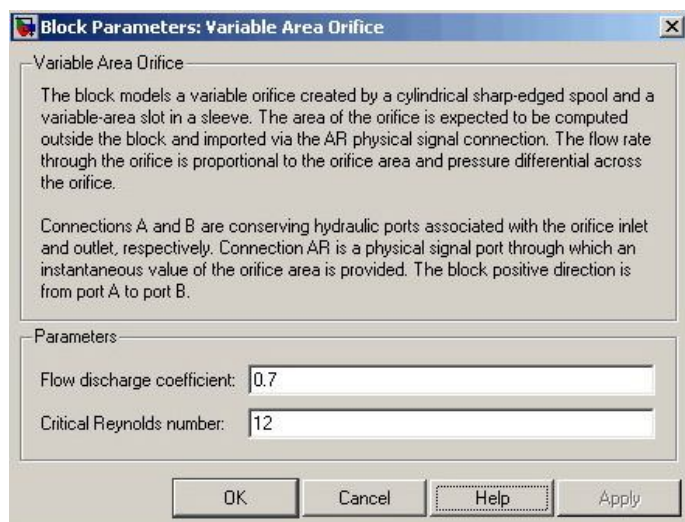
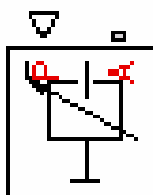


Рис. 16. Окно параметров блока *Variable Area Orifice*

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока. Переход от ламинарного к турбулентному режиму происходит при достижении числа Рейнольдса этому значению. Значение параметра зависит от геометрического профиля отверстия и обычно указывается в справочной литературе. Для круглого отверстия в тонком материале с острыми гранями $Re_{cr}=12$.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно.

2.10. Емкость переменного объема (Variable Volume Chamber)



Блок *Variable Volume Chamber*. В моделях этот блок служит для моделирования сжимаемости жидкости в емкостях переменного объема, таких как, например, полость гидроцилиндра. Сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа (см.п. 2.2).

Блок описывается следующими уравнениями:

$$q = \frac{V_0 + A \cdot x \cdot or}{E} \cdot \frac{dp}{dt},$$

$$E = E_l \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p_a + p} \right)^{1/n}}{1 + \alpha \frac{p_a^{1/n}}{n \cdot (p_a + p)^{\frac{n+1}{n}}} \cdot E_l},$$

где q – расход;

V_0 – начальный объем жидкости в полости;

A – эффективная площадь поршня;

x – смещение поршня от начального положения;

or – переменная, принимающая значение «+1» при открывании клапана и «-1» при его закрывании;

E – объемный модуль упругости жидкости;

E_l – полный модуль упругости жидкости;

p – манометрическое давление в полости;

p_a – атмосферное давление;

α – относительное газовое содержание в атмосферном давлении,

$$\alpha = V_G / V_L;$$

V_G – объем газа при атмосферном давлении;

V_L – объем жидкости;

n – коэффициент теплопередачи.

В модели приняты следующие допущения:

- поток жидкости считать равномерным по всей полости;
- плотность жидкости остается постоянной на протяжении всего времени моделирования.

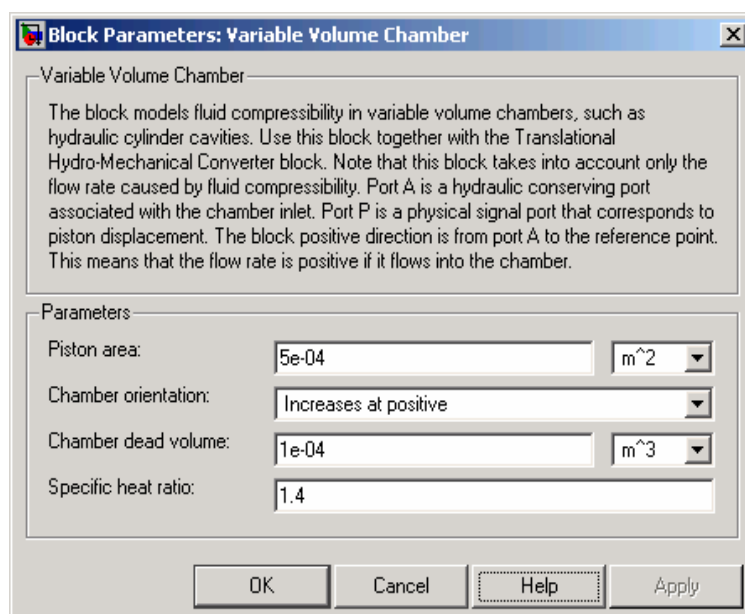


Рис. 17. Окно параметров блока *Variable Volume Chamber*

Piston area – эффективная площадь поршня.

Chamber orientation – ориентация полости. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Increases at positive*) или уменьшается (*Decreases at positive*) объем полости при перемещении поршня в положительном направлении.

Chamber dead volume – объем жидкости в полости при начальном положении поршня.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

Блок имеет один гидравлический порт, связанный со входным отверстием емкости, а также один механический порт *P*, с помощью которого происходит изменение положения поршня.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УТИЛИТЫ (Hydraulic Utilities)

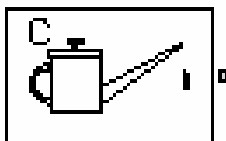
Данный раздел можно считать основополагающим, так как именно он определяет тип используемой в гидросистеме жидкости.

Гидравлическая (рабочая) жидкость используется в гидроприводе, прежде всего, для передачи механической энергии от насоса к гидродвигателю. Но при этом выполняет и другие важные функции: обеспечивает смазку трущихся поверхностей деталей гидросистемы, отводит тепло от нагретых элементов, уносит продукты износа и других частиц загрязнения и т.д.

Разделы (*Hydraulic* и *SimHydraulics*) содержат три блока:

1. Custom Hydraulic Fluid.
2. Hydraulic Fluid.
3. Reservoirs.

3.1. Свойства гидравлических жидкостей (Custom Hydraulic Fluid)



Блок *Custom Hydraulic Fluid* определяет тип гидравлической жидкости в системе с возможностью задания ее характеристик.

К основным характеристикам гидравлических жидкостей относятся плотность, кинематическая вязкость, модуль упругости. Эти свойства остаются постоянными на протяжении всего времени моделирования.

Плотность определяется типом жидкости, в то время как кинематическая вязкость дополнительно требует определения температуры. Модуль

упругости также зависит от типа жидкости и относительного количества нерастворенного газа в жидкости.

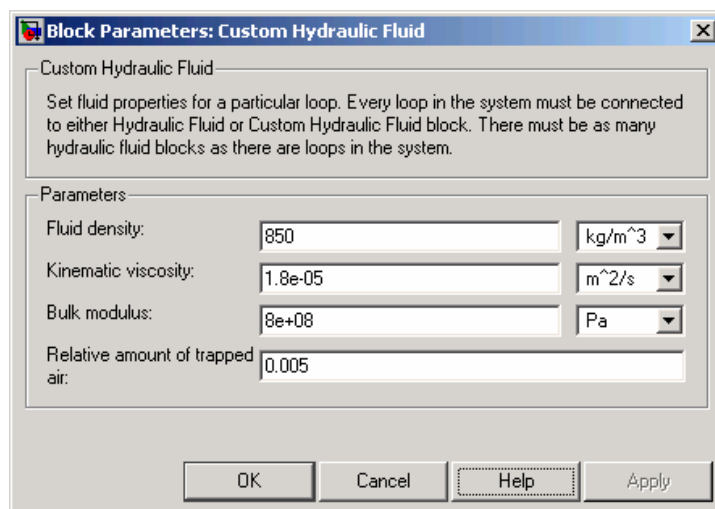


Рис. 18. Окно параметров блока *Hydraulic Fluid*

Fluid density – плотность жидкости.

Kinematic viscosity – кинематическая вязкость.

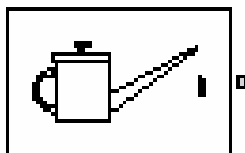
Bulk Modulus – модуль упругости жидкости.

Relative amount of trapped air – относительное количество растворенного в жидкости воздуха (отношение общего объема нерастворенного газа к объему жидкости при нормальных условиях). В прил. 1 приведены характеристики и описание основных гидравлических жидкостей, применяемых в отечественном машиностроении.

При соединении блока *Hydraulic Fluid* с гидравлическими линиями SimHydraulics автоматически идентифицирует гидравлические блоки и устанавливает единые свойства гидравлической жидкости применительно ко всем блокам модели.

Блок имеет один выходной порт.

3.2. Типовые гидравлические жидкости (Hydraulic Fluid)



Блок *Hydraulic Fluid* определяет тип гидравлической жидкости в системе. В блоке представлен набор гидравлических жидкостей, при этом выбор осуществляется из предложенного списка.

Hydraulic fluid – наименование основных гидравлических жидкостей (Skydrol LD-4, Skydrol 500B-4, Skydrol-5, HyJet-4A; жидкости MIL-F-83282,

MIL-F-5606, MIL-F-87257; масла вязкостью 10W, 30W, 50W, SAE-30, SAE-50; масло трансмиссионное ATF Dextron III; □ масла по ISO VG 32 (ESSO UNIVIS N 32); бензин; дизельное топливо; реактивное топливо; раствор вода/гликоль в соотношении 60/40). Характеристики и описание представленных гидравлических жидкостей приведены в прил. 2.

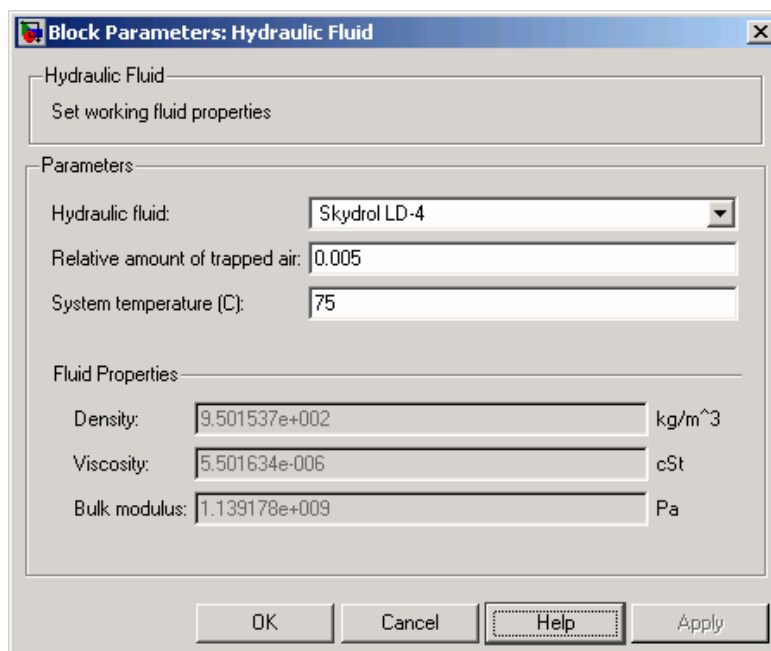


Рис. 19. Окно параметров блока *Hydraulic Fluid*

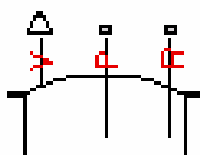
Relative amount of trapped air – относительное количество растворенного в жидкости воздуха (отношение общего объема нерастворенного газа к объему жидкости при нормальных условиях).

System temperature – температура в системе.

При соединении блока *Hydraulic Fluid* с гидравлическими линиями SimHydraulics автоматически идентифицирует гидравлические блоки и устанавливает единые свойства гидравлической жидкости применительно ко всем блокам модели.

Блок имеет один выходной порт.

3.3. Закрытый гидробак (Reservoir)



Блок *Reservoir* представляет собой герметичный гидробак, в котором жидкость находится под определенным давлением, отличным от атмо-

сферного. Давление остается постоянным независимо от изменения объема жидкости в нем.

Закрытые гидробаки с избыточным давлением применяют в некоторых гидроприводах для обеспечения лучшего заполнения рабочих камер насоса и исключения возникновения кавитации. Такого рода бак представляет собой сварной цилиндр, заполненный воздухом или инертным газом под давлением до 0,2 МПа. Избыточное давление при этом достигает 0,8...1,0 МПа.

Блок также учитывает потерю давления в сливной магистрали системы, вызванную местными сопротивлениями, фильтром и т.д.

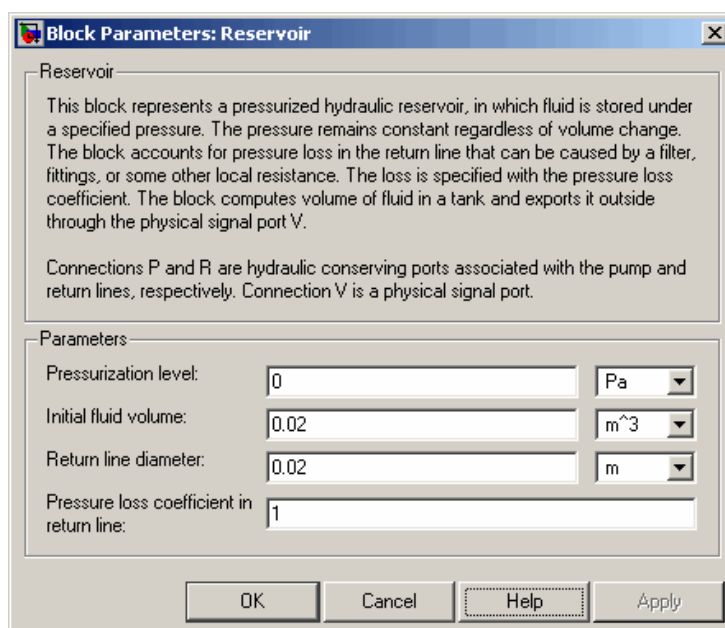


Рис. 20. Окно параметров блока *Reservoir*

Pressurization level – уровень герметизации. Определяет давление в закрытом гидробаке.

Initial volume – начальный объем жидкости в гидробаке.

Return line diameter – диаметр сливной гидролинии системы.

Pressure loss coefficient in return line – коэффициент потери давления в сливной гидролинии.

Блок имеет два гидравлических порта *P* и *R*, связанных соответственно с всасывающей гидролинией насоса и сливной гидролинией системы, а также физический порт *V*, за счет которого может быть найдено мгновенное значение объема жидкости в гидробаке.

4. АККУМУЛЯТОРЫ (Accumulators)

Гидроаккумулятор – это устройство, предназначенное для аккумуляции энергии жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего возврата ее в гидросистему.

Для накопления и сохранения энергии давления рабочей жидкости в гидроаккумуляторе осуществляется ее преобразование в механическую энергию другого вида, поэтому гидроаккумуляторы относятся к энергопреобразователям.

Основным назначением гидроаккумуляторов является накопление энергии рабочей жидкости в периоды пауз или малого ее потребления агрегатами гидросистемы и возврат этой накопленной энергии в периоды их интенсивной работы. В этом случае гидроаккумулятор подключается к напорной гидролинии и работает параллельно насосу.

Кроме того, гидроаккумулятор может выполнять функцию гасителя колебаний давления в гидросистемах, а также для поддержания постоянного давления в сливной и всасывающей гидролиниях.

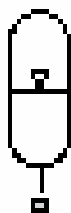
Применение гидроаккумуляторов позволяет в гидросистемах существенно уменьшить рабочий объем используемого насоса.

В зависимости от типа механической энергии, которую накапливает гидроаккумулятор, различают: пневмогидроаккумуляторы, пружинные гидроаккумуляторы, гидроаккумуляторы с упругим корпусом и др.

Раздел содержит два блока:

1. Gas-Charged Accumulator.
2. Spring-Loaded Accumulator.

4.1. Пневмогидроаккумулятор (Gas-Charged Accumulator)



Блок *Gas-Charged Accumulator* представляет собой пневмогидроаккумулятор, в котором аккумуляция и возврат энергии происходит за счет изменения энергии сжатого газа. Благодаря наибольшей энергоемкости при малых габаритах такие гидроаккумуляторы получили широкое распространение.

С точки зрения конструкции пневмогидроаккумуляторы бывают без разделения и с разделением сред. Последние, в свою очередь, делятся на три типа:

- поршневые (с разделителем в виде поршня);
- мембранные (с разделителем в виде резиновой диафрагмы);
- баллонные (с разделителем в виде ластичного баллона).

Пневмогидроаккумулятор может быть описан в следующих уравнениях:

$$q = \frac{dV_F}{dt},$$

$$V_F = \begin{cases} 0 & , \text{при } p \leq p_{pr}, \\ V_A \left(1 - \left[\frac{p_{pr}}{p} \right]^{1/k} \right) & , \text{при } p > p_{pr}, \end{cases}$$

где V_F – мгновенный объем жидкости в пневмогидроаккумуляторе;

V_A – полезный объем пневмогидроаккумулятора;

p – давление на входе в пневмогидроаккумулятор;

p_{pr} – минимальное давление, при котором жидкость начинает накапливаться в пневмогидроаккумуляторе;

k – коэффициент теплопередачи для газа;

q – расход;

t – время.

В модели приняты следующие допущения:

- сжатие газа в пневмогидроаккумуляторе определено на основе термодинамики идеальных газов;
- в модели не учтены сопротивления, связанные с разделительным устройством, такие как трение, инерция и т.д.;
- жидкость считается несжимаемой.

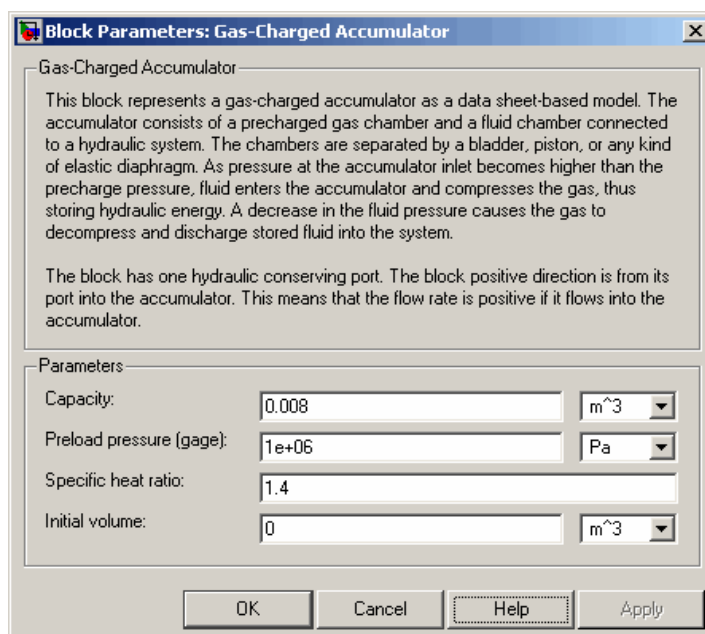


Рис. 21. Окно параметров блока *Gas-Charged Accumulator*

Capacity – полезный объем пневмогидроаккумулятора.

Preload pressure (gage) – минимальное давление, при котором жидкость начинает накапливаться в пневмогидроаккумуляторе.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

Initial volume – начальный объем жидкости в пневмогидроаккумуляторе.

Блок имеет один гидравлический порт, связанный с входным отверстием пневмогидроаккумулятора.

4.2. Пружинный гидроаккумулятор (Spring-Loaded Accumulator)



Блок *Spring-Loaded Accumulator* представляет собой пружинный гидроаккумулятор, в котором аккумулярование и возврат энергии происходят за счет изменения энергии упругости деформируемой пружины. Такие гидроаккумуляторы могут накапливать небольшие объемы жидкости при малом давлении, что обусловлено ограниченными возможностями механических пружин.

Пружинный гидроаккумулятор может быть описан следующими уравнениями:

$$V_F = \begin{cases} 0 & , \text{при } p \leq p_{pr} , \\ k(p - p_{pr}) & , \text{при } p_{pr} < p < p_{\max} , \\ V_{\max} & , \text{при } p \geq p_{\max} ; \end{cases}$$

$$q = \frac{dV_F}{dt}, \quad k = \frac{V_{\max}}{p_{\max} - p_{pr}},$$

где V_F – мгновенный объем жидкости в гидроаккумуляторе;

V_{\max} – полезный объем гидроаккумулятора;

p – давление на входе в гидроаккумулятор;

p_{pr} – минимальное давление, при котором жидкость начинает накапливаться в гидроаккумуляторе;

p_{\max} – давление, необходимое для полного заполнения гидроаккумулятора;

q – расход;

t – время.

В модели приняты следующие допущения:

- характеристика пружины линейная;
- в модели не учтены сопротивления, связанные с разделительным устройством, такие как трение, инерция и т.д.;
- жидкость считается несжимаемой.

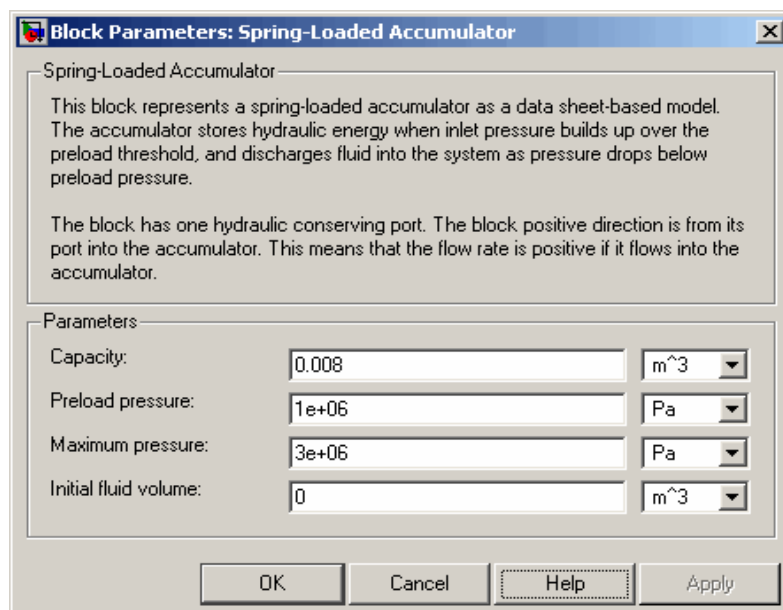


Рис. 22. Окно параметров блока *Spring-Loaded Accumulator*

Capacity – полезный объем гидроаккумулятора.

Preload pressure – минимальное давление, при котором жидкость начинает накапливаться в гидроаккумуляторе.

Maximum pressure – давление, необходимое для полного заполнения гидроаккумулятора.

Initial volume – начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе.

Блок имеет один гидравлический порт, связанный со входным отверстием пневмогидроаккумулятора.

5. БЛОКИ–ТРУБОПРОВОДЫ (Pipelines)

Гидролиниями называются устройства, предназначенные для объединения отдельных элементов объемного гидропривода в единую гидросистему. По ним, в процессе работы, происходит движение рабочей жидкости от одного гидроаппарата к другому.

В гидроприводе различаются следующие типы гидролиний:

- **всасывающая** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к насосу;
- **напорная** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется от насоса или гидроаккумулятора к гидродвигателю;

– **сливная** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость сливается в гидробак;

– **управления** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования;

– **дренажная** – это гидролиния, предназначенная для отвода избытка рабочей жидкости в гидробак.

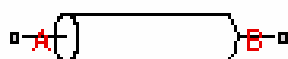
Гидролинии выполняются либо в виде трубопроводов, либо в виде каналов в корпусе агрегата.

Раздел содержит два блока:

1. Hydraulic Pipeline.

2. Segmented Pipeline.

5.1. Гидравлический трубопровод (Hydraulic Pipeline)



Блок *Hydraulic Pipeline* представляет собой гидравлические трубопроводы с круглым и некруглым сечением.

Блок учитывает потерю давления жидкости на трение по всей длине трубопровода. Однако данный блок не учитывает инерцию жидкости и не может использоваться для моделирования гидроудара или изменения давления в трубопроводе, вызываемого ускорением жидкости.

Рассмотрим модель гидравлического трубопровода на основе стандартных блоков SimHydraulics, представленную на рис. 23.

Как видно из рисунка, гидравлический трубопровод можно представить как сочетание трех блоков: двух блоков *Resistive Tube*, учитывающих сопротивление за счет трения и блока *Constant Volume Chamber*, предназначенного для создания емкости некоторого объема с твердыми или гибкими стенками.

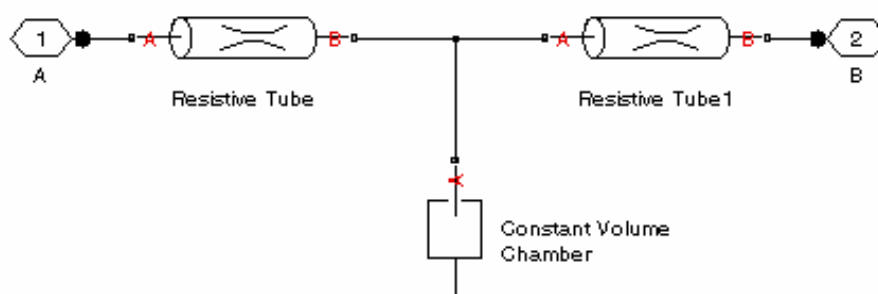


Рис. 23. Принцип действия блока *Hydraulic Pipeline*

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– поток жидкости считать равномерным по всему трубопроводу.

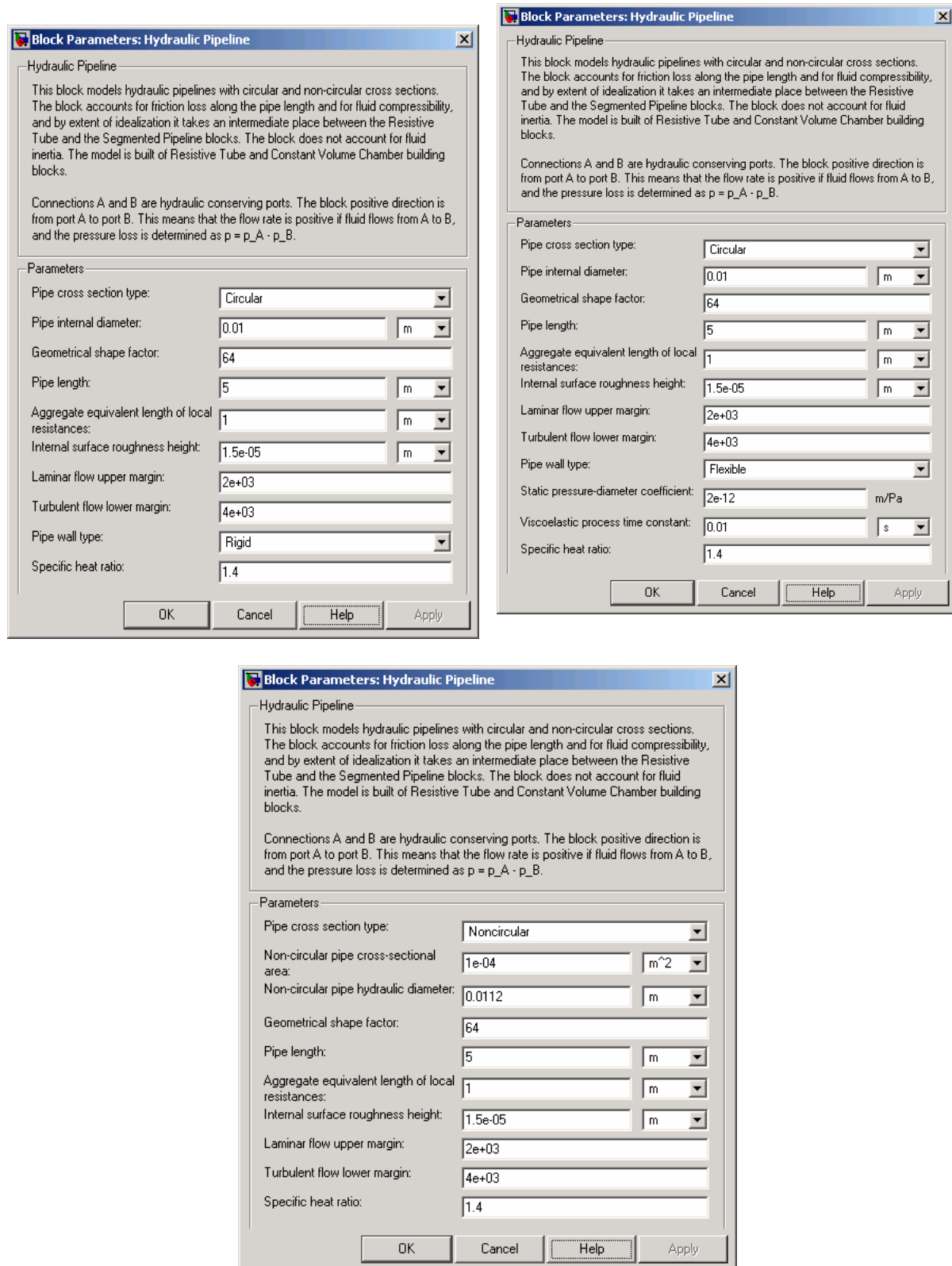


Рис. 24. Окна параметров блока *Hydraulic Pipeline*

Pipe cross selection type – тип поперечного сечения трубопровода. Параметр может иметь одно из двух значений: круглое сечение (*Circular*) или

некруглое сечение (*Non-circular*). Для трубопроводов некруглого сечения необходимо определить гидравлический диаметр (*hydraulic diameter*) и площадь поперечного сечения (*cross-sectional area*).

Pipe internal diameter – внутренний диаметр трубопровода.

Geometrical shape factor – коэффициент геометрической формы. Для труб с круглым поперечным сечением коэффициент равен 64, для квадрата – 56, для прямоугольника 2:1 – 62, для концентрического кольца – 96 и т.д.

Pipe length – геометрическая длина трубопровода;

Aggregate equivalent length of local resistances – общая длина местных сопротивлений. Этот параметр отражает падение давления, вызванное местными сопротивлениями (изгибами, присоединениями, арматурой и т.д.).

Internal surface roughness height – величина (высота) шероховатостей на внутренней поверхности трубы. Этот параметр приводится в справочной литературе или данных изготовителя.

Laminar flow upper margin – максимальное число Рейнольдса в ламинарном потоке, при котором ламинарный режим потока начинает преобразовываться в турбулентный.

Turbulent flow lower margin – минимальное число Рейнольдса в турбулентном потоке, при котором поток становится окончательно турбулентным.

Pipe wall type – тип стенок трубопровода. Параметр доступен только для трубопроводов круглого сечения и может принимать одно из двух значений: твердый (*Rigid*) или гибкий (*Flexible*). Параметр *Rigid* выбирается в том случае, если гибкость стенок не оказывает влияния на поведение системы, тем самым увеличивая скорость вычисления.

Static pressure-diameter coefficient – статический коэффициент диаметра давления (коэффициент пропорциональности) K_p . Параметр может быть определен аналитически и экспериментально.

Viscoelastic process time constant – постоянное времени упруго-вязкого процесса. Время, связывающее внутренний диаметр трубы с перепадом давления. Благодаря этому параметру моделируемый упругий или вязкоупругий процесс приближен с задержкой первого порядка. Параметр должен быть определен экспериментально или задан изготовителем.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями трубопровода соответственно.

5.2 Блок гофрированный трубопровод (Segmented Pipeline)



Блок *Segmented Pipeline* моделирует гидравлические гофрированные трубопроводы с круглыми секциями. Такие трубопроводы могут быть представлены набором идентичных, последовательно соединенных сегментов (рис. 25).

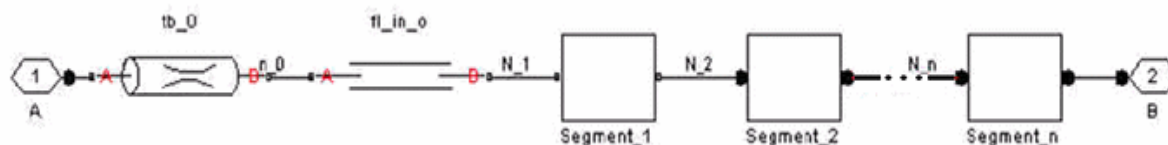


Рис. 25. Модель гофрированного трубопровода

Модель содержит число постоянных блоков, соответствующее числу имеющихся сегментов. Объем жидкости одного сегмента при этом равен:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \frac{L}{N},$$

где V – объем жидкости одного сегмента;

d – диаметр трубопровода;

L – длина трубопровода;

N – число сегментов трубопровода.

Постоянный блок *Constant Chamber* помещен между двумя составляющими, каждая из которых включает в себя блоки *Resistive Tube* и *Fluid Inertia* (рис 26).

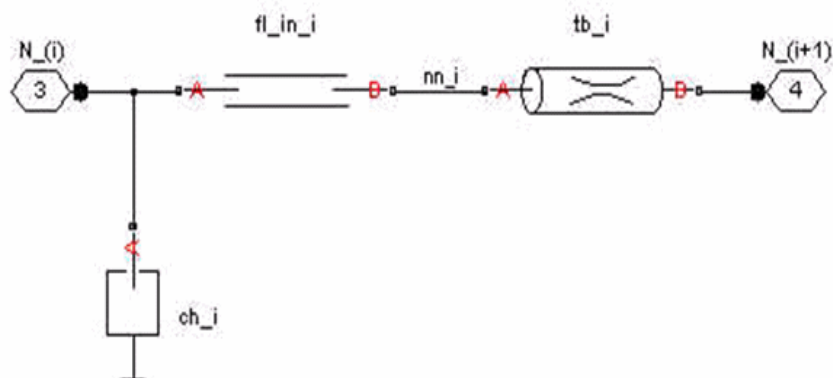


Рис. 26. Модель одного сегмента гофрированного трубопровода

При моделировании такого трубопровода необходимо иметь в виду, что с ростом числа сегментов усложняется и процесс моделирования. Для этого необходимо найти компромиссное решение между точностью и сложностью вычислительных операций, используя следующую формулу:

$$N > \frac{4L}{\pi \cdot c} \omega,$$

где ω – табличная величина, учитывающая погрешность;
 c – скорость звука в жидкости.

Таблица 1

Значение ω в зависимости от числа сегментов (при погрешности не более 5%)

Число сегментов	$\omega = 89,1$ Гц	$\omega = 267$ Гц	$\omega = 446$ Гц	$\omega = 624$ Гц
1	112,3	–	–	–
2	107,2	271,8	–	–
4	97,7	284,4	432,9	689
8	93,2	271,9	435,5	628

В модели приняты следующие допущения:

– поток жидкости считать равномерным по всему трубопроводу.

Pipe internal diameter – внутренний диаметр трубопровода.

Pipe length – геометрическая длина трубопровода.

Number of segments – число сегментов трубопровода.

Aggregate equivalent length of local resistances – общая длина местных сопротивлений. Этот параметр отражает падение давления, вызванное местными сопротивлениями (изгибами, присоединениями, арматурой и т.д.).

Internal surface roughness height – величина (высота) шероховатостей на внутренней поверхности трубы. Этот параметр приводится в справочной литературе или данных изготовителя.

Laminar flow upper margin – максимальное число Рейнольдса в ламинарном потоке, при котором ламинарный режим потока начинает преобразовываться в турбулентный.

Turbulent flow lower margin – минимальное число Рейнольдса в турбулентном потоке, при котором поток становится окончательно турбулентным.

Pipe wall type – тип стенок трубопровода. Параметр доступен только для трубопроводов круглого сечения и может принимать одно из двух значений: твердый (*Rigid*) или гибкий (*Flexible*). Параметр *Rigid* выбирается в том случае, если гибкость стенок не оказывает влияния на поведение системы, тем самым увеличивая скорость вычисления.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

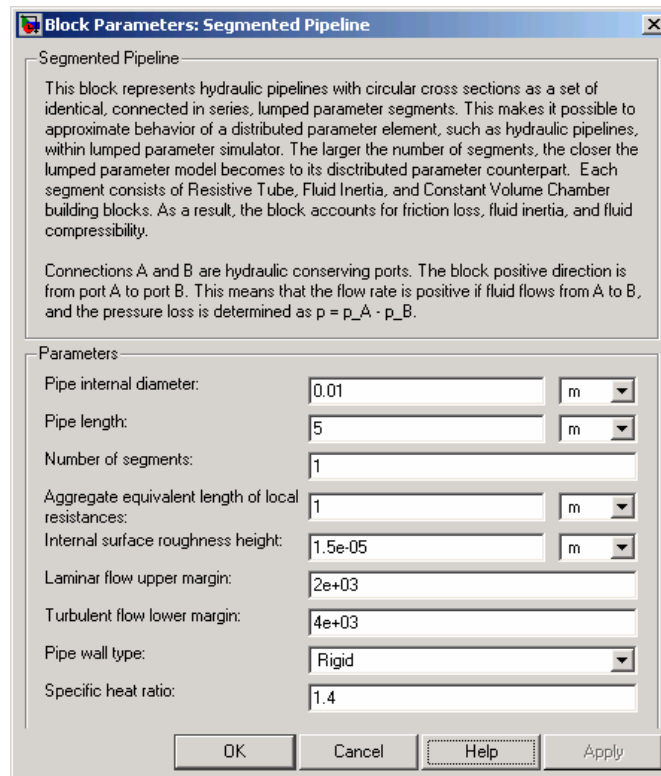


Рис. 27. Окна параметров блока *Segmented Pipeline*

Блок имеет гидравлические порты *A* и *B*, связанные с входным и выходным отверстиями трубопровода соответственно.

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ (Hydraulic Resistances)

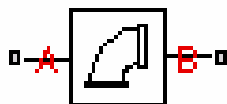
При движении реальной рабочей жидкости по трубопроводам или каналам происходит потеря напора, которая складывается из сопротивления трения о стенки и местных сопротивлений, возникающих при изменении направления или скорости потока.

В трубопроводных системах технологических и энергетических установок на долю местных гидравлических сопротивлений может приходиться до 50 % от общего гидравлического сопротивления системы.

Раздел содержит шесть блоков:

1. Elbow.
2. Gradual Area Change.
3. Local Resistance.
4. Pipe Bend.
5. Sudden Area Change.
6. T-junction.

6.1. Отвод (Elbow)



Блок *Elbow* представляет собой отвод как местное гидравлическое сопротивление с углом изгиба $0...90^\circ$ и диаметром $5...100$ мм. Существует два типа отводов: плавный и с острой кромкой (колено).

Перепад давления может быть найден по формуле

$$p = K \frac{\rho}{2 A^2} q |q|,$$

где q – расход;

p – перепад давления на отводе;

K – коэффициент перепада давления;

A – площадь поперечного сечения отвода;

ρ – плотность жидкости.

Для вычисления коэффициента перепада давления K необходимо учитывать приведенные по таблицам отношения между коэффициентом трения f_T и внутренним диаметром трубопровода d .

Для плавных отводов с углом изгиба 90° коэффициент потери давления находится по формуле

$$K = 30 f_T.$$

Для отводов с различными углами изгиба коэффициент K равен:

$$K = \alpha (0,0142 - 3,703 \cdot 10^{-5} \alpha),$$

где α – угол изгиба в градусах, $0 \leq \alpha \leq 90^\circ$.



Рис. 28. Расчетная схема отвода

Таким образом, в общем виде коэффициент перепада давления для плавных отводов K_{SCE} находится по формуле:

$$K_{SCE} = 30 f_T \cdot \alpha (0,0142 - 3,703 \cdot 10^{-5} \alpha).$$

Для отводов с острой кромкой коэффициент перепада давления K_{ME} является функцией диаметра ($5 \leq d \leq 100$) и угла изгиба ($0 \leq \alpha \leq 90^\circ$):

$$K_{ME} = f(d, \alpha).$$

Приведенные в этом пункте формулы носят приблизительный характер, особенно в ламинарном и переходном режимах потока. Для более точ-

ных результатов может быть использован блок *Local Resistance* с учетом зависимости $K = f(Re)$.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- в отводе принят турбулентный режим по всей длине;
- отвод выполнен из цельной трубы.

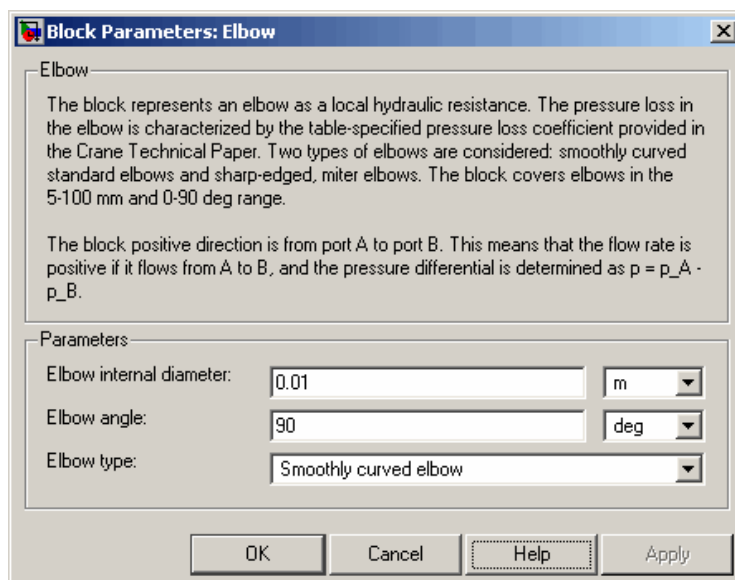


Рис. 29. Окно параметров блока *Elbow*

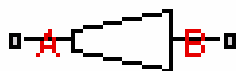
Elbow internal diameter – внутренний диаметр отвода. Значение параметра может быть принято в интервале от 5 до 100 мм.

Elbow angle – угол изгиба. Значение параметра может быть принято в интервале от 0 до 90°.

Elbow type – тип отвода: плавный (*Smoothly curved elbow*) или с острой кромкой (*sharp-edged elbow*).

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанные с входным и выходным отверстиями отвода соответственно.

6.2. Плавное расширение канала (*Gradual Area Change*)



Блок *Gradual Area Change* представляет собой плавное расширение канала как местное гидравлическое сопротивление, базирующееся на блоке *Local Resistance*. Блок может выступать в качестве как *диффузора* (плавное расширение канала), так и *конфузора* (плавное сужение канала) в зависимости от направления течения жидкости.

В блоке реализованы два метода параметризации:

– используя полуэмпирические формулы (с учетом геометрических параметров сопротивления);

– по таблице для коэффициента перепада давления (с учетом числа Рейнольдса). В этом случае коэффициент перепада давления определен одномерным массивом с возможностью выбора одного из трех методов интерполяции и двух методов экстраполяции.

$$K_{GE} = \begin{cases} 2,6 \cdot K_{SE} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} & , \text{при } 0 < \alpha \leq 45^\circ; \\ K_{SE} & , \text{при } 45^\circ < \alpha \leq 180^\circ. \end{cases}$$

$$K_{GC} = \begin{cases} 1,6 \cdot K_{SC} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} & , \text{при } 0 < \alpha \leq 45^\circ; \\ K_{SC} \cdot \sqrt{\sin \frac{\alpha}{2}} & , \text{при } 45^\circ < \alpha \leq 180^\circ. \end{cases}$$

$$K_{SE} = K_{cor} \cdot \left(1 - \frac{A_S}{A_L}\right)^2;$$

$$K_{SC} = 0,5 \cdot K_{cor} \cdot \left(1 - \frac{A_S}{A_L}\right)^{0,75},$$

где K_{GE} – коэффициент перепада давления для плавного расширения канала;

K_{GC} – коэффициент перепада давления для плавного сужения канала;

K_{SE} – коэффициент перепада давления для резкого (ступенчатого) расширения;

K_{SC} – коэффициент перепада давления для резкого (ступенчатого) сужения;

K_{cor} – поправочный коэффициент;

K_S – наименьшая площадь проходного сечения;

K_L – наибольшая площадь проходного сечения;

α – угол сужения.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– при выборе способа параметризации, используя полуэмпирические формулы, режим движения жидкости принимается турбулентный по всей длине.

Small diameter – наименьший диаметр.

Large diameter – наибольший диаметр.

Cone angle – угол конуса.

Model parameterization – параметризация модели. Существует возможность выбора параметризации:

- по полуэмпирическим формулам (*By semi-empirical formulas*);
- по сведенным в таблицу коэффициентам перепада давления в зависимости от числа Рейнольдса (*By loss coefficient vs. Re table*).

Correction coefficient – поправочный коэффициент.

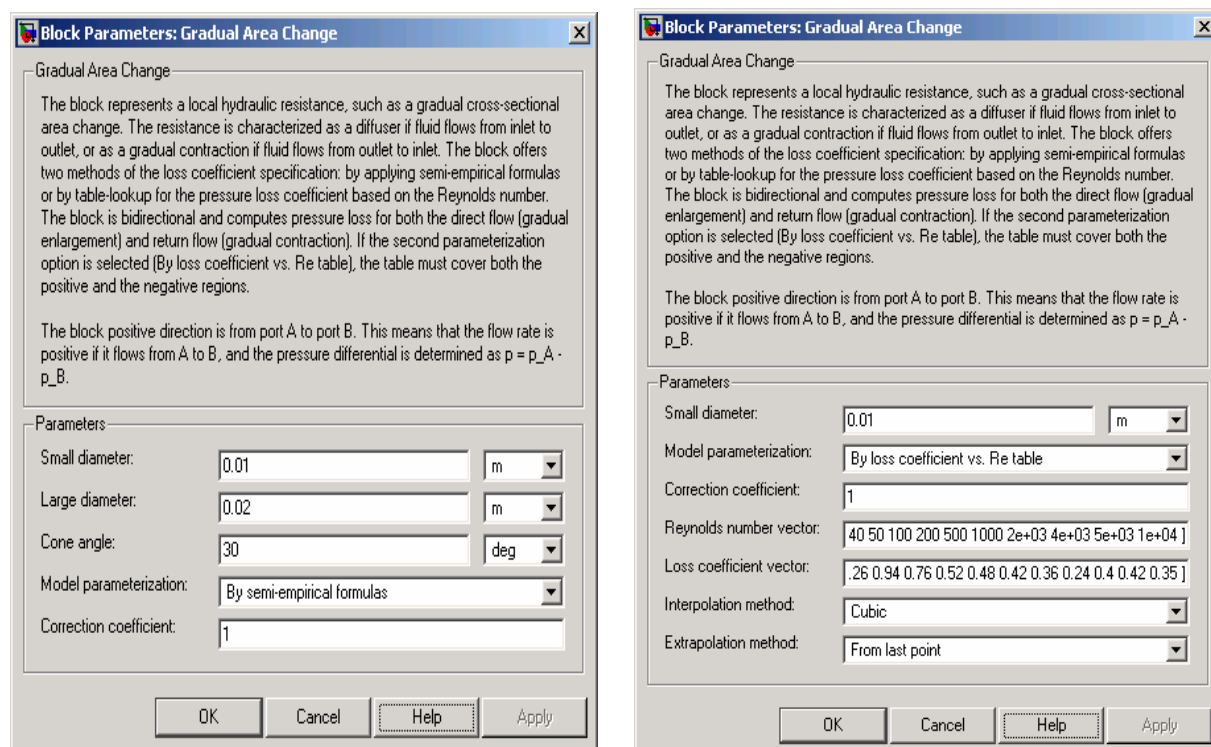


Рис. 30. Окна параметров блока *Gradual Area Change*

Reynolds number vector – вектор числа Рейнольдса, т.е. сведенное в таблицу $1 \times m$ множество значений числа Рейнольдса, причем это множество должно монотонно увеличиваться.

Loss coefficient vector – вектор коэффициента потерь, т.е. сведенное в таблицу $1 \times m$ множество значений коэффициента потерь, при этом значения параметра должны соответствовать по размерности значениям числа Рейнольдса.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

– кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

– сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

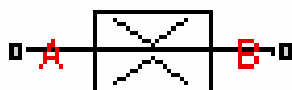
Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

– по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

– по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанные с входным и выходным отверстиями канала соответственно.

6.3. Местное гидравлическое сопротивление (Local Resistance)



Блок *Local Resistance* представляет собой универсальное местное гидравлическое сопротивление любого типа (изгиб, отвод, фильтр и т.д.).

В блоке реализованы два метода параметризации:

– используя полуэмпирические формулы (с учетом коэффициента потери давления, который обычно указывается в каталогах и справочной литературе);

– по таблице для коэффициента перепада давления (с учетом числа Рейнольдса). В этом случае коэффициент перепада давления определен одномерным массивом с возможностью выбора одного из трех методов интерполяции и двух методов экстраполяции.

Перепад давления может быть найден по формуле

$$p = K \frac{\rho}{2 A^2} q |q|; \quad p = p_A - p_B;$$

$$K = \begin{cases} const ; \\ K (Re). \end{cases}$$

$$Re = \frac{q \cdot d}{A \cdot \nu},$$

где q – расход;

p – перепад давления на местном сопротивлении;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в узел соответственно;

K – коэффициент перепада давления;

Re – число Рейнольдса;

A – площадь поперечного сечения местного сопротивления;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

В блоке реализованы два метода параметризации:

– используя полуэмпирические формулы ($K = \text{const}$);

– по таблице, где коэффициент перепада давления является функцией числа Рейнольдса ($K = f(Re)$).

Местные гидравлические сопротивления могут быть симметричными или асимметричными. В симметричных сопротивлениях потеря давления не зависит от направления потока. Для асимметричных сопротивлений, коэффициенты перепада давления должны описывать как прямое направление потока, так и обратное.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– для варианта параметризации по полуэмпирическим формулам поток принимается турбулентным по всей длине канала.

Resistance area – наименьшая площадь сечения.

Model parameterization – параметризация модели. Существует возможность выбора параметризации:

– по полуэмпирическим формулам (*By semi-empirical formulas*). Для асимметричных сопротивлений должны быть известны коэффициенты перепада давления для прямого и обратного потоков;

– по сведенным в таблицу коэффициентам перепада давления в зависимости от числа Рейнольдса (*By lost coefficient vs. Re table*). Для асимметричных сопротивлений таблица должна охватить как прямой, так и обратный потоки.

Pressure loss coefficient for direct flow – коэффициент перепада давления для прямого потока (направление от порта A к порту B). Для простых идеальных конфигураций значение коэффициента может быть определено аналитически, но в большинстве случаев его значение находится опытным путем и приводится в учебной и справочной литературе.

Pressure loss coefficient for reverse flow – коэффициент перепада давления для обратного потока (направление от порта B к порту A). Этот параметр аналогичен параметру *Pressure loss coefficient for direct flow*. Если же сопротивление является симметричным, то для прямого и обратного потоков устанавливается одно и то же значение коэффициента перепада давления.

Reynolds number vector – вектор числа Рейнольдса, т.е. сведенное в таблицу $1 \times m$ множество значений числа Рейнольдса, причем это множество должно монотонно увеличиваться.

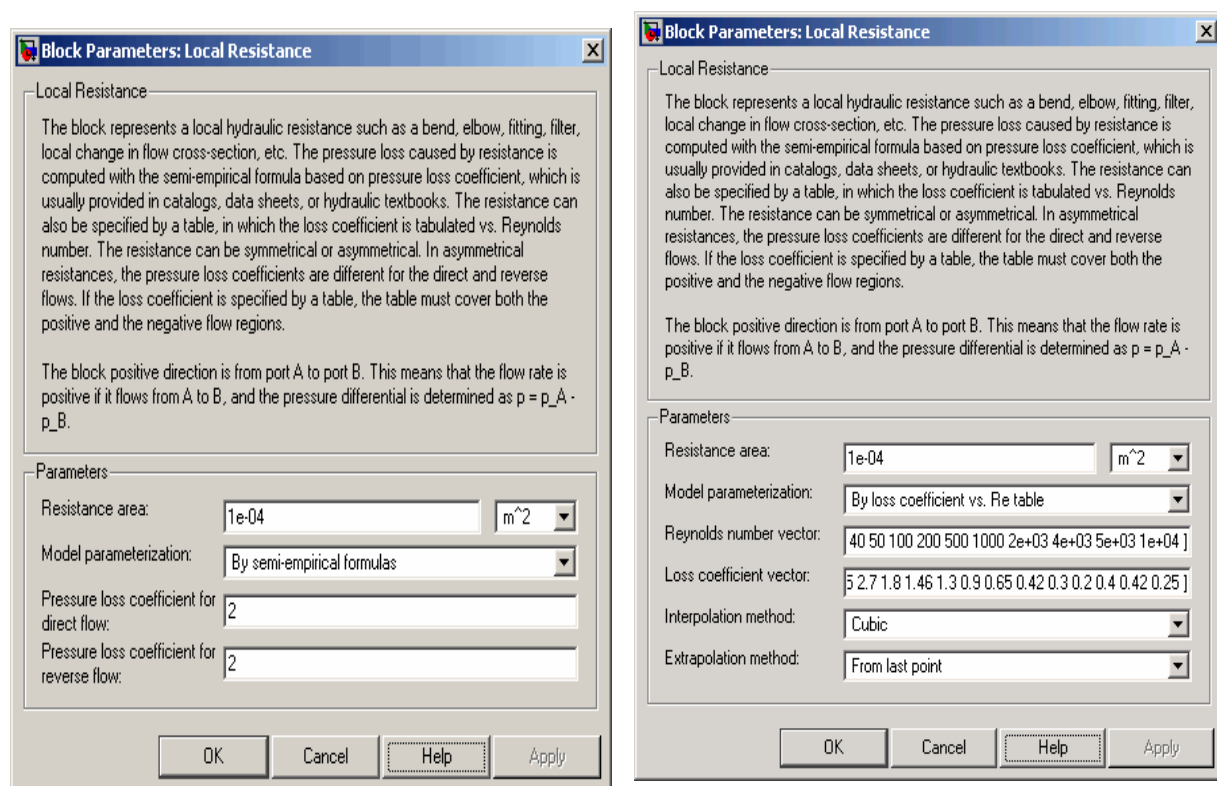


Рис. 31. Окна параметров блока *Local Resistance*

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

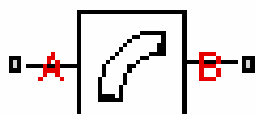
Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

– по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

– по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями местного гидравлического сопротивления соответственно.

6.4. Изгиб трубы (Pipe Bend)



Блок *Pipe Bend* представляет изгиб трубы как местное гидравлическое сопротивление. Перепад давления в изгибе состоит:

- из потерь в прямой трубе (моделируются блоком *Resistive Tube*);
- из потерь из-за изгиба (моделируются блоком *Local Resistance*).

Перепад давления на изогнутом участке определен согласно следующей формуле:

$$p = K \frac{\rho}{2 A^2} q |q|,$$

где q – расход;

p – перепад давления на местном сопротивлении;

K – коэффициент перепада давления;

A – площадь поперечного сечения местного сопротивления;

ρ – плотность жидкости;

$$K = f(r, d, \alpha),$$

где d – внутренний диаметр трубы;

r – радиус изгиба ($d \leq r \leq 20d$);

α – угол изгиба ($0 \leq \alpha \leq 180^\circ$).



Рис. 32. Расчетная схема изгиба трубы

Коэффициент перепада давления для изгиба трубы находится по формуле

$$K_{corr} = \alpha (0,0142 - 3,703 \cdot 10^{-5} \alpha).$$

Приведенные в этом пункте формулы носят приблизительный характер, особенно в ламинарном и переходном режимах потока. Для более точных результатов может быть использован блок *Local Resistance* с учетом зависимости $K = f(Re)$.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- в трубе принят турбулентный режим по всей длине;
- изгиб выполнен из цельной трубы.

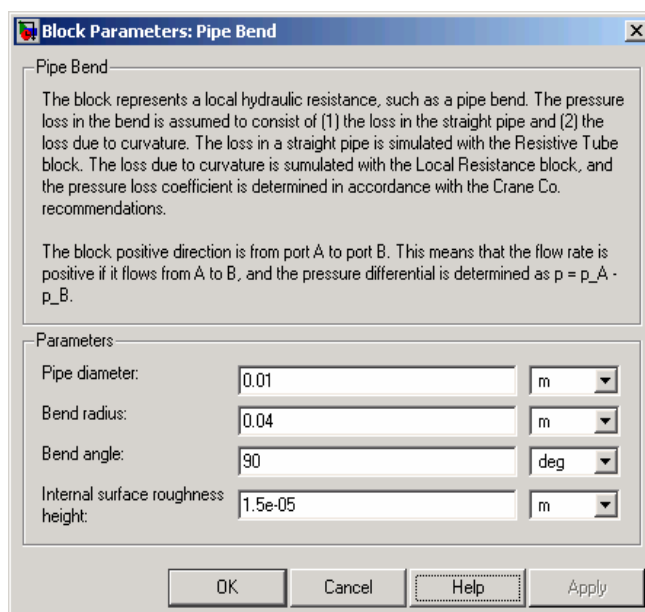


Рис. 33. Окно параметров блока *Pipe Bend*

Pipe diameter – внутренний диаметр трубы.

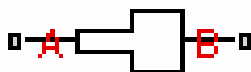
Bend radius – радиус изгиба.

Bend angle – угол изгиба. Значение параметра может быть принято в интервале от 0 до 180°.

Internal surface roughness height – шероховатость внутренней поверхности. Параметр приводится в каталогах и справочной литературе.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями изгиба трубы соответственно.

6.5. Резкое изменение сечения (Sudden Area Change)



Блок *Sudden Area Change* представляет собой резкое изменение сечения как местное гидравлическое сопротивление. Сопротивление представляет резкое расширение, если жидкость течет от порта *A* к порту *B*, или

резкое сужение, если жидкость течет в обратном направлении. Данный блок базируется на блоке *Local Resistance*.

В блоке реализованы два метода параметризации:

- используя полуэмпирические формулы (с учетом геометрических параметров сопротивления);
- по таблице для коэффициента перепада давления (с учетом числа Рейнольдса). В этом случае коэффициент перепада давления определен одномерным массивом с возможностью выбора одного из трех методов интерполяции и двух методов экстраполяции.

При использовании полуэмпирических формул коэффициент потери давления может быть найден согласно следующим уравнениям:

$$K_{SE} = K_{cor} \left(1 - \frac{A_S}{A_L} \right)^2; \quad K_{SC} = 0,5 \cdot K_{cor} \left(1 - \frac{A_S}{A_L} \right)^{0,75},$$

где K_{SE} – коэффициент перепада давления для резкого (ступенчатого) расширения;

K_{SC} – коэффициент перепада давления для резкого (ступенчатого) сужения;

K_{cor} – поправочный коэффициент;

K_S – наименьшая площадь проходного сечения;

K_L – наибольшая площадь проходного сечения.

Блок *Sudden Area Change* двунаправлен и вычисляет перепад давления как для прямого потока (расширение канала), так и для обратного потока (сужение канала). Если коэффициент потери определен таблицей, то таблица должна охватывать прямой и обратный направления потока.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- для варианта параметризации по полуэмпирическим формулам поток принимается турбулентным по всей длине канала.

Small diameter – наименьший диаметр сопротивления.

Lange diameter – наибольший диаметр сопротивления.

Model parameterization – параметризация модели. Существует возможность выбора параметризации:

- по полуэмпирическим формулами (*By semi-empirical formulas*);
- по сведенным в таблицу коэффициентам перепада давления в зависимости от числа Рейнольдса (*By lost coefficient vs. Re table*).

Correction coefficient – поправочный коэффициент, используемый для вычисления коэффициента потерь.

Reynolds number vector – вектор числа Рейнольдса, т.е. сведенное в таблицу $1 \times m$ множество значений числа Рейнольдса, причем это множество должно монотонно увеличиваться.

Loss coefficient vector – вектор коэффициента потерь, т.е. сведенное в таблицу $1 \times m$ множество значений коэффициента потерь, при этом значения параметра должны соответствовать по размерности значениям числа Рейнольдса.

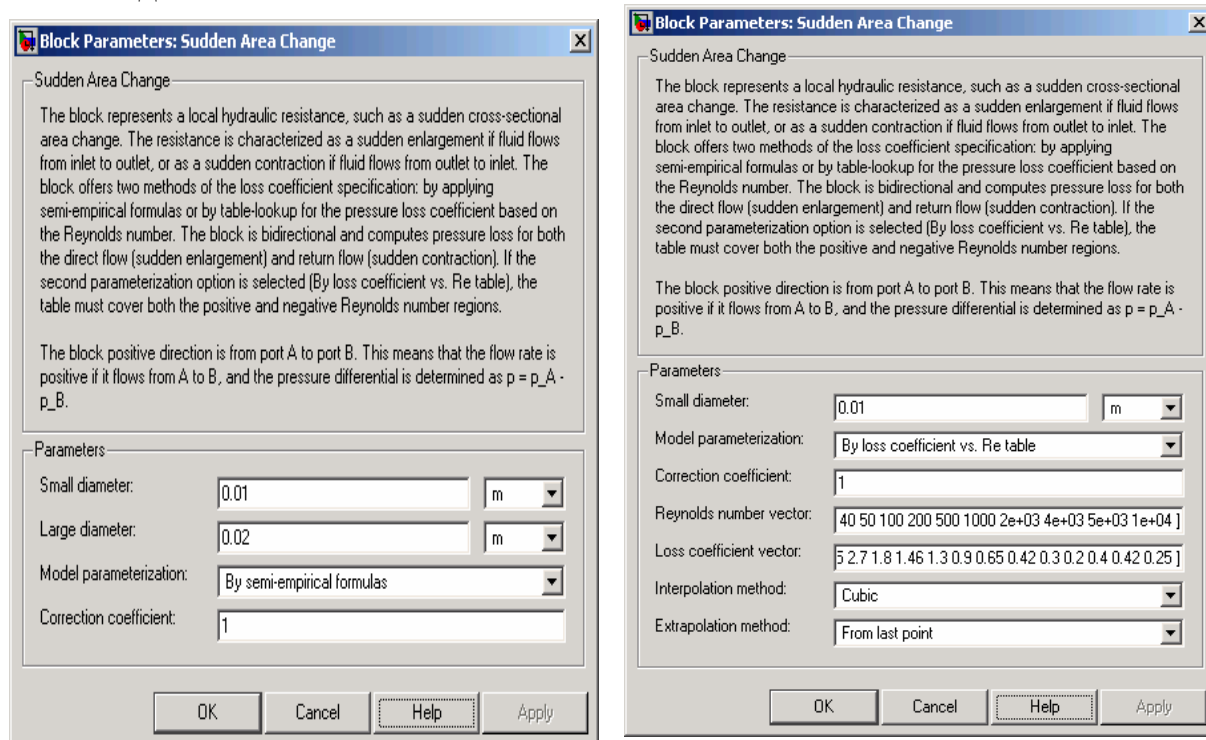


Рис. 34. Окна параметров блока *Sudden Area Change*

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

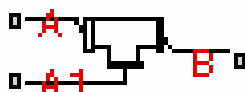
Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями с резкими изменениями сечения соответственно.

6.6. Тройник (T-junction)



Блок *T-junction* представляет собой тройник как местное гидравлическое сопротивление. Данный блок базируется на сочетании трех блоков *Local Resistance*, соединенных согласно рис. 35.

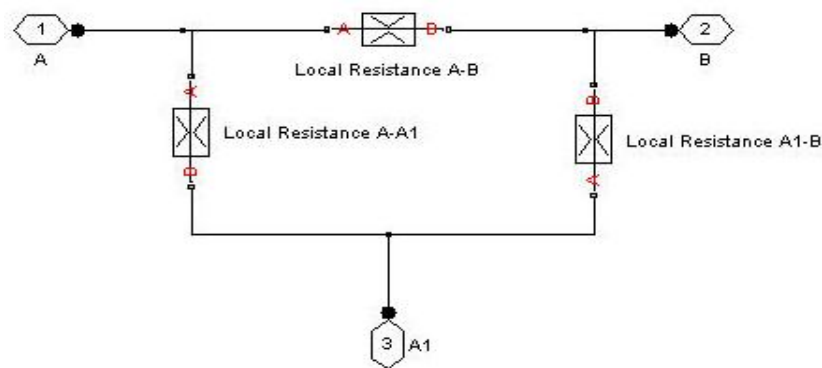


Рис. 35. Принципиальная схема блока *T-junction*

Чтобы определить потерю давления для всех возможных направлений потока, должны быть определены шесть коэффициентов потери давления.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- поток принимается турбулентным по всей длине канала.

Main pipe diameter – внутренний диаметр основной трубы.

Branch pipe diameter – внутренний диаметр патрубка.

A-B pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A-B* при направлении потока жидкости от порта *A* к порту *B*.

B-A pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A-B* при направлении потока жидкости от порта *B* к порту *A*.

A-A1 pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A-A1*, при направлении потока жидкости от порта *A* к порту *A1*.

A1-A pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A-A1* при направлении потока жидкости от порта *A1* к порту *A*.

A1-B pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A1-B* при направлении потока жидкости от порта *A1* к порту *B*.

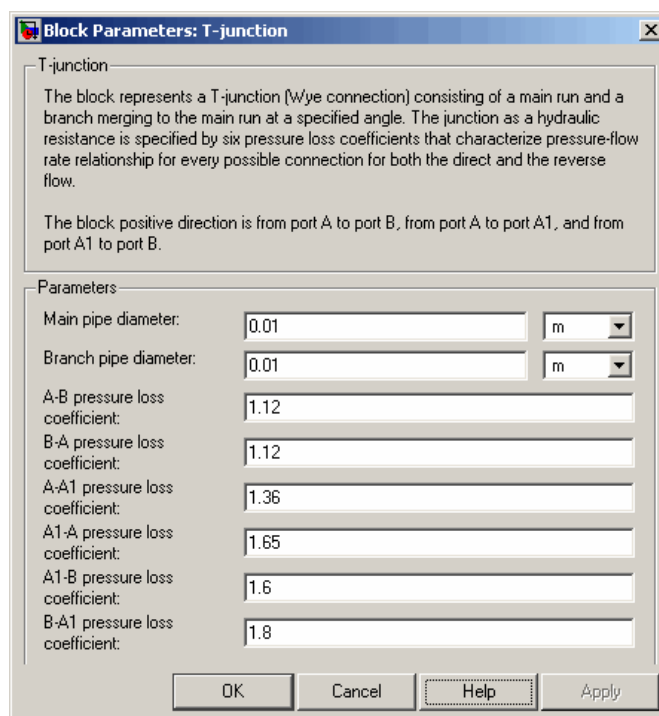


Рис. 36. Окно параметров блока *T-junction*

B-A1 pressure loss coefficient – коэффициент перепада давления на участке *A1-B* при направлении потока жидкости от порта *B* к порту *A1*.

7. ДРОССЕЛИ (Orifices)

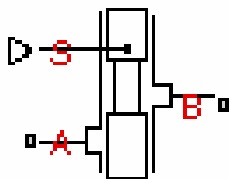
Гидродроссель – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданной величины расхода при данной величине перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Гидродроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление, которое также может использоваться для снижения давления в отводимом потоке рабочей жидкости при данном расходе.

Раздел содержит пять блоков:

1. Annular Orifice.
2. Fixed Orifice.
3. Orifice with Variable Area Round Holes.
4. Orifice with Variable Area Slot.
5. Variable Orifice.

7.1. Кольцевой дроссель (Annular Orifice)



Блок *Annular Orifice* представляет собой кольцевой дроссель, образованный круглыми трубкой и вставкой, которая может быть эксцентрично расположена относительно трубки. Поскольку радиальный зазор между трубкой и вставкой ($R - r$) много меньше диаметра вставки $2r$, то режим движения жидкости будет ламинарным.

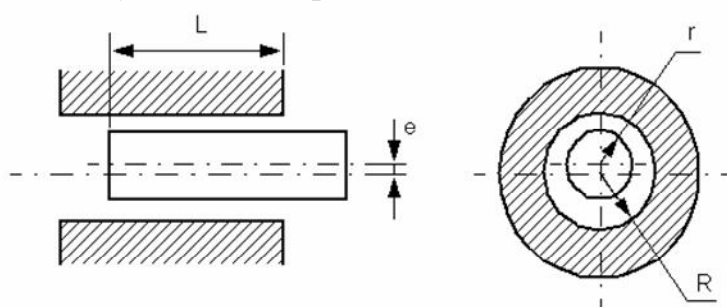


Рис. 37. Расчетная схема кольцевого дросселя

Расход через кольцевой дроссель может быть найден из уравнения Хагена–Пуазейля:

$$q = \frac{\pi R(R - r)^3}{6\nu\rho L} \cdot \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right) \cdot p; \quad \varepsilon = \frac{e}{R - r},$$

где q – расход потока;

p – перепад давления;

R – радиус отверстия;

r – радиус вставки;

L – длина перекрытия;

ε – коэффициент эксцентриситета;

e – эксцентриситет;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

Этот блок используется также при моделировании утечек в клапанах, цилиндрах и т.д.

В модели приняты следующее допущение:

– инерция жидкости не учитывается.

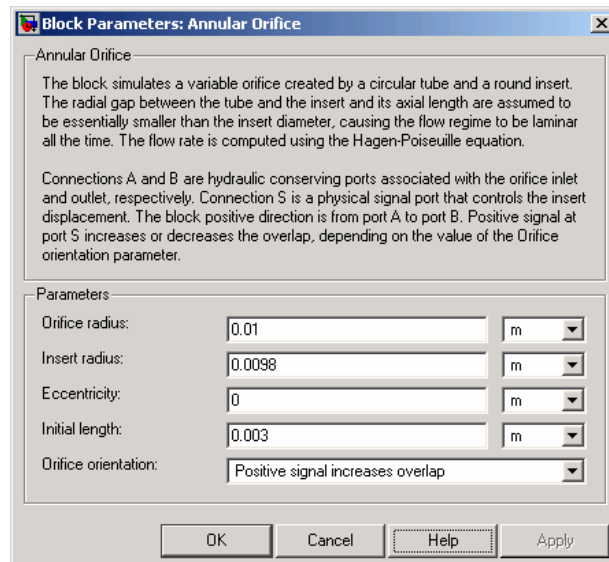


Рис. 38. Окно параметров блока *Annular Orifice*

Orifice radius – радиус трубки.

Insert radius – радиус вставки.

Eccentricity – расстояние между центральными осями вставки и трубки. Параметр может быть положительным значением или равняться нулю (для коаксиальной конфигурации).

Initial length – начальное перекрытие между трубкой и вставкой. Параметр должен быть положительным. Параметр не зависит от ориентации отверстия.

Orifice orientation – ориентация отверстия. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями кольцевого отверстия соответственно, а также физический порт *S*, который увеличивает или уменьшает перекрытие, в зависимости от значения параметра *Orifice orientation*.

7.2. Нерегулируемый дроссель (Fixed Orifice)



Блок *Fixed Orifice* представляет собой отверстие постоянной площадью поперечного сечения с острой кромкой. В нем расход является пропорциональным перепаду давления через отверстие. Модель учитывает ламинарные и турбулентные режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

A – площадь проходного сечения;

D_H – гидравлический диаметр дросселя;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

Orifice area – площадь отверстия.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр для характеристики дросселя. Его значение зависит от геометрических свойств отверстия и обычно указывается в справочной литературе или в данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока. Переход от ламинарного к турбулентному режиму происходит при достижении числа Рейнольдса этому значению. Значение параметра зависит от геометрического профиля отверстия и обычно указывается в справочной литературе. Для круглого отверстия в тонком материале с острыми гранями $Re_{cr}=12$.

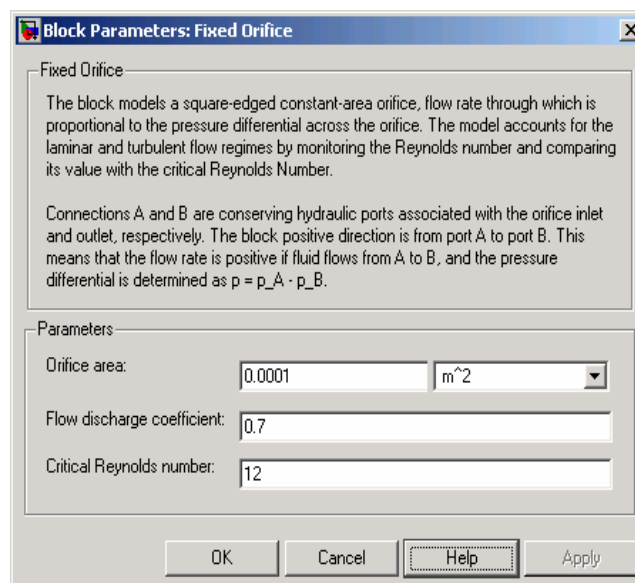
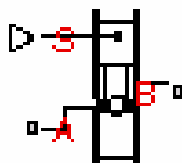


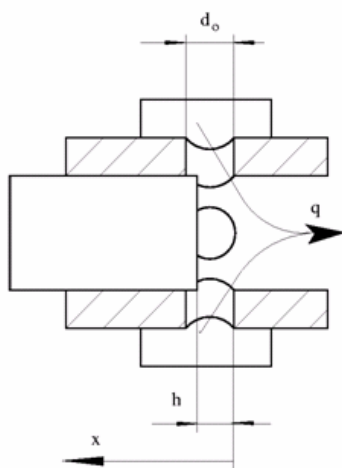
Рис. 39. Окно параметров блока *Fixed Orifice*

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно.

7.3. Регулируемый дроссель с круглым проходным сечением (Orifice with Variable Area Round Holes)



Блок *Orifice with Variable Area Round Holes* представляет собой регулируемый дроссель, состоящий из цилиндрической вставки (клапана) и гильзы с рядом круглых отверстий. Все отверстия имеют одинаковый диаметр, равномерно распространены по периметру гильзы, а их оси лежат в одной плоскости, пересекаясь в одной точке. Расход через дроссель пропорционален открытию клапана и перепаду давления.



q – расход;
 h – текущая координата положения клапана;
 d_o – диаметр отверстий в гильзе.

Рис. 40. Расчетная схема дросселя

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x \cdot or;$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$A(h) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{при } h \leq 0, \\ \left[\frac{1}{8} z \cdot d_0^2 \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2h}{d_0} \right) - \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2h}{d_0} \right) \right) \right) \right] + A_{leak}, & \text{при } 0 < h < d_0, \\ A_{\max} + A_{leak}, & \text{при } h \geq d_0; \end{cases}$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}}; \quad A_{\max} = \frac{\pi d_0^2}{4},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения дросселя;

d_0 – диаметр отверстий в гильзе;

z – число отверстий;

x_0 – начальное положение клапана;

x – конечное положение клапана;

h – открытие клапана;

or – переменная, принимающая значение «+1», при открывании клапана и «-1», при его закрывании;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий дросселя;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий;

A_{\max} – площадь полностью открытых отверстий.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

Diameter of round holes – диаметр отверстий дросселя.

Number of round holes – число отверстий.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой дросселя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстий и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

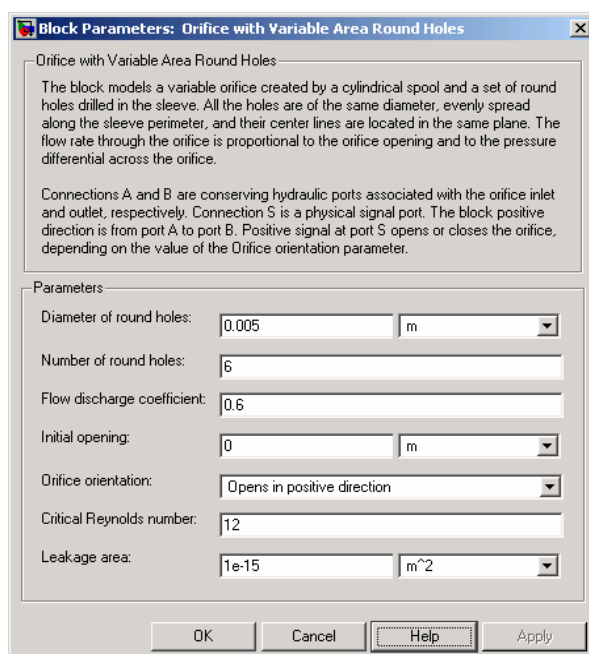


Рис. 41. Окно параметров блока
Orifice with Variable Area Round Holes

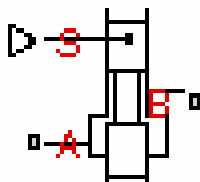
Orifice orientation – ориентация отверстия. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстий. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта A и B , связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно, а также механический порт S , который увеличивает или уменьшает перекрытие, в зависимости от значения параметра *Orifice orientation*.

7.4. Регулируемый дроссель с щелевым проходным сечением (Orifice with Variable Area Slot)



Блок *Orifice with Variable Area Slot* представляет собой регулируемый дроссель, состоящий из цилиндрической вставки (клапана) и гильзы, с прямоугольной щелью. Расход через дроссель пропорционален открытию клапана и перепаду давления.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x \cdot or;$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$A(h) = \begin{cases} b \cdot h + A_{leak}, & \text{при } h > 0; \\ A_{leak}, & \text{при } h \leq 0. \end{cases}$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения дросселя;

b – ширина щели;
 x_0 – начальное положение клапана;
 x – конечное положение клапана;
 h – открытие клапана;
 or – переменная, принимающая значение «+1», при открывании клапана и «-1», при его закрывании;
 ρ – плотность жидкости;
 ν – кинематическая вязкость жидкости;
 D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий дросселя;
 A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

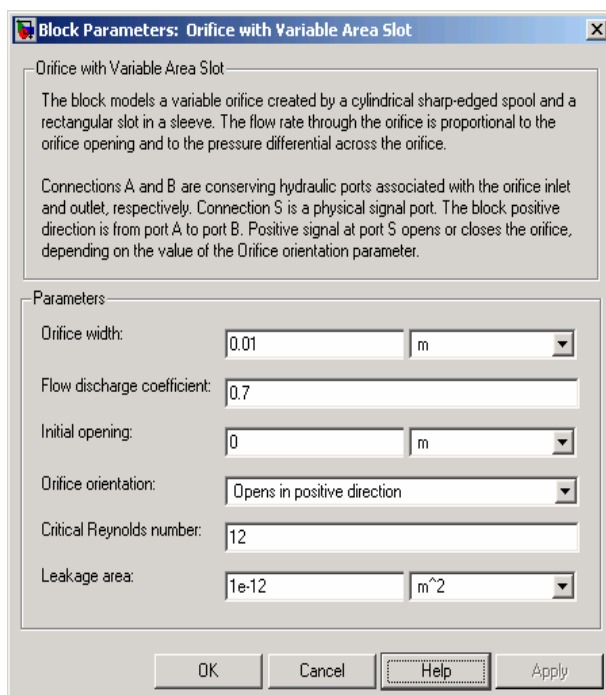


Рис. 42. Окно параметров блока *Orifice with Variable Area Slot*

Orifice width – ширина прямоугольной щели.
Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой дросселя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.
Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

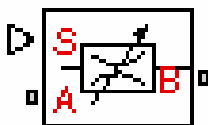
Orifice orientation – ориентация щели. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии щели. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно, а также механический порт *S*, который увеличивает или уменьшает перекрытие, в зависимости от значения параметра *Orifice orientation*.

7.5. Регулируемый дроссель (Variable Orifice)



Блок *Variable Orifice* представляет собой регулируемый дроссель любого типа. В зависимости от исходных данных, указанных в справочной литературе, можно выбрать один из трех вариантов параметризации:

- по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента;
- по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента $A = A(h)$;
- по характеристике давление-расход $q = q(p, h)$.

В первом случае, площадь проходного сечения линейно зависит от положения запорно-регулирующего элемента (т.е. отверстие закрыто при нулевом положении запорно-регулирующего элемента и максимально открыто – при его максимальном перемещении). Во втором случае, площадь проходного сечения определена одномерной зависимостью $A = A(h)$. В обоих случаях даже при закрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, тем самым обеспечивается неразрывность потока жидкости.

В первом и втором случаях модель обосновывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} . После того, как будет найдена площадь, расход можно найти согласно следующим уравнениям:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x \cdot or;$$

$$A(h) = \begin{cases} h \cdot \frac{A_{\max}}{h_{\max}} + A_{\text{leak}}, & \text{при } h > 0, \\ A_{\text{leak}}, & \text{при } h \leq 0; \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в дроссель соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения дросселя;

A_{\max} – площадь полностью открытого отверстия;

h_{\max} – максимально возможное смещение клапана;

x_0 – начальное положение клапана;

x – конечное положение клапана;

h – открытие клапана;

or – переменная, принимающая значение «+1», при открывании клапана и «-1», при его закрывании;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий дросселя;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий.

В третьем случае, когда дроссель моделируется в соответствии с характеристикой давление – расход, расход определен двумерной функцией $q = q(p, h)$. В этом случае ни режим потока, ни внутренние перетечки во внимание не принимаются, так как они уже учтены в данных. Характеристика давление-расход определена тремя массивами данных: массивом открытия отверстия, массивом перепадов давления и матрицей значения рас-

хода. Каждое значение расхода соответствует определенной комбинации перепада давления и открытия отверстия.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

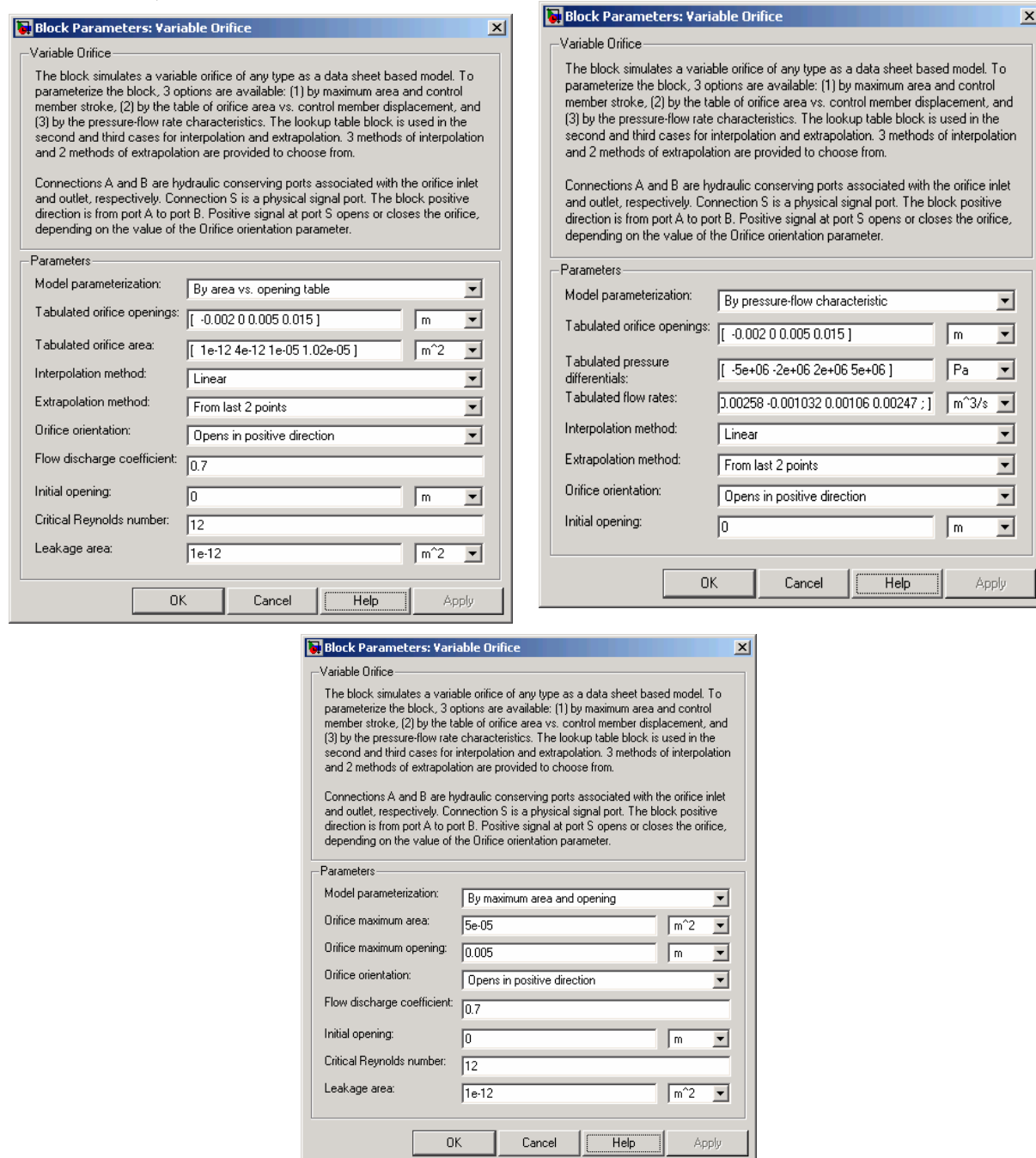


Рис. 43. Окна параметров блока *Variable Orifice*

Model parameterization – параметризация модели. Модель дросселя может быть описана одним из следующих методов:

- по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента (*By maximum area and opening*);
- по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента (*By area vs. Opening table*);
- по характеристике давление-расход (*By pressure-flow characteristic*).

Orifice maximum area – максимальная площадь проходного сечения полностью открытого дросселя.

Orifice maximum opening – максимальное открытие дросселя. Задается максимальное смещение запорно-регулирующего элемента.

Tabulated orifice openings – таблица координат открытия отверстия. Задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated orifice area – таблица площадей проходных сечений. Задается вектор выходных значений площади проходных сечений дросселя как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор координат открытия отверстия.

Tabulated pressure differential – таблица перепадов давления. Задается вектор входных значений перепадов давления как массив $1 \times n$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated flow rated – таблица расходов. Задаются выходные значения расходов как матрица $m \times n$. Каждое значение в матрице определяет расход при определенной комбинации координаты открытия отверстия и перепада давления.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

– по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

– по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Orifice orientation – ориентация отверстия. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой дросселя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями дросселя соответственно, а также механический порт *S*, который увеличивает или уменьшает перекрытие, в зависимости от значения параметра *Orifice orientation*.

8. НАПРАВЛЯЮЩИЕ КЛАПАНЫ И ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ (DIRECTIONAL VALVES)

Гидроклапан – это аппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (положение запорно-регулирующего элемента) изменяется от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат.

Клапаны делятся на направляющие и регулирующие.

К **направляющим гидроклапанам** относятся обратные гидроклапаны, гидрозамки, гидроклапаны выдержки времени и др.

Гидрораспределителем называется гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

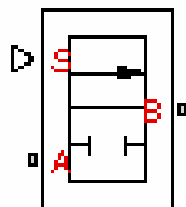
Гидрораспределители бывают направляющими и дросселирующими.

Направляющим гидрораспределителем называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Раздел содержит шесть блоков:

1. 2-Way Directional Valves.
2. 3-Way Directional Valves.
3. 4-Way Directional Valves.
4. Check Valve.
5. Pilot-Operated Check Valve.
6. Shuttle Valve.

8.1. Двухлинейный гидрораспределитель (2-Way Directional Valve)



Блок *2-Way Directional Valve* представляет собой двухлинейный направляющий гидрораспределитель.

Мгновенное положение запорно-регулирующего элемента находится согласно следующему уравнению:

$$h = x_0 + x,$$

где h – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента;

x_0 – начальное положение запорно-регулирующего элемента;

x – текущее положение запорно-регулирующего элемента относительно начальной позиции.

Блок базируется на блоке *Variable Orifice*.

В зависимости от исходных данных, указанных в справочной литературе, можно выбрать один из трех вариантов параметризации:

– по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента;

– по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента $A = A(h)$;

– по характеристике давление-расход $q = q(p, h)$.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– не принимаются во внимание сопротивления, действующие на запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя, такие как сила трения, инерция и т.д.;

Model parameterization – параметризация модели. Модель гидрораспределителя может быть описана одним из следующих методов:

– по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента (*By maximum area and opening*);

– по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента (*By area vs. Opening table*);

– по характеристике давление-расход (*By pressure-flow characteristic*).

Valve passage maximum area – максимальная площадь проходного сечения полностью открытого отверстия гидрораспределителя.

Valve maximum opening – максимальное открытие гидрораспределителя. Задается максимальное смещение запорно-регулирующего элемента.

Block Parameters: 2-Way Directional Valve

2-Way Directional Valve

The block simulates a 2-way directional valve as a data sheet-based model. To parameterize the block, 3 options are available: (1) by maximum area and control member stroke, (2) by the table of valve area vs. control member displacement, and (3) by the pressure-flow rate characteristics. The lookup table block is used in the second and third cases for interpolation and extrapolation. 3 methods of interpolation and 2 methods of extrapolation are provided to choose from.

Connections A and B are hydraulic conserving ports associated with the valve inlet and outlet, respectively. Connection S is a physical signal port. The block positive direction is from port A to port B. Positive signal at port S opens the valve.

Parameters:

Model parameterization: By maximum area and opening

Valve passage maximum area: 5e-05 m²

Valve maximum opening: 0.005 m

Flow discharge coefficient: 0.7

Initial opening: 0 m

Critical Reynolds number: 12

Leakage area: 1e-12 m²

OK Cancel Help Apply

Block Parameters: 2-Way Directional Valve

2-Way Directional Valve

The block simulates a 2-way directional valve as a data sheet-based model. To parameterize the block, 3 options are available: (1) by maximum area and control member stroke, (2) by the table of valve area vs. control member displacement, and (3) by the pressure-flow rate characteristics. The lookup table block is used in the second and third cases for interpolation and extrapolation. 3 methods of interpolation and 2 methods of extrapolation are provided to choose from.

Connections A and B are hydraulic conserving ports associated with the valve inlet and outlet, respectively. Connection S is a physical signal port. The block positive direction is from port A to port B. Positive signal at port S opens the valve.

Parameters:

Model parameterization: By pressure-flow characteristic

Tabulated valve openings: [-0.002 0 0.005 0.015] m

Tabulated pressure differentials: [-5e+06 -2e+06 2e+06 5e+06] Pa

Tabulated flow rates: [0.00258 -0.001032 0.00106 0.00247] m³/s

Interpolation method: Linear

Extrapolation method: From last 2 points

Initial opening: 0 m

OK Cancel Help Apply

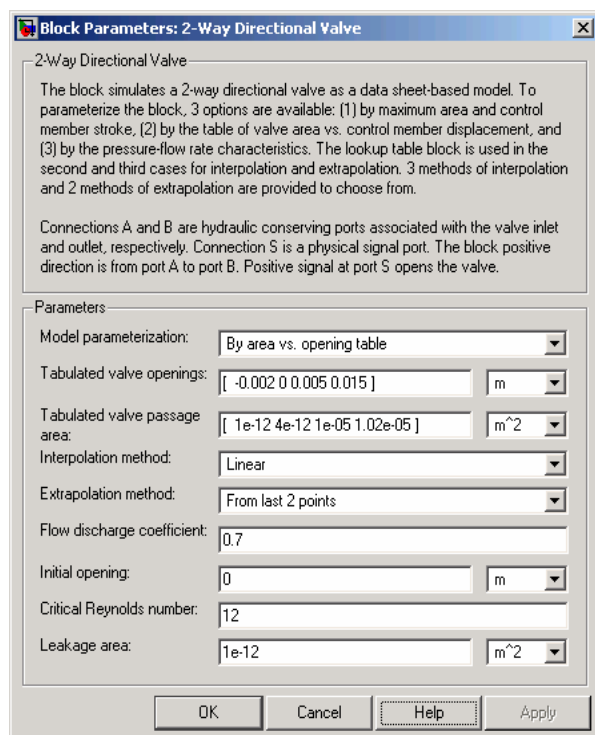


Рис. 44. Окно параметров блока *2-Way Directional Valve*

Tabulated valve openings – таблица координат открытия отверстия. задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated valve presage area – таблица площадей проходных сечений. задается вектор выходных значений площади проходных сечений гидро-распределителя как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор координат открытия отверстия.

Tabulated pressure differential – таблица перепадов давления. задается вектор входных значений перепадов давления как массив $1 \times n$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated flow rated – таблица расходов. задаются выходные значения расходов как матрица $m \times n$. Каждое значение в матрице определяет расход при определенной комбинации координаты открытия отверстия и перепада давления.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

– линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной

интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся характеристикой гидрораспределителя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

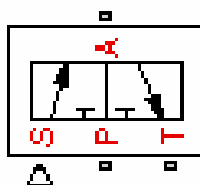
Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями гидрораспределителя соответственно, а также физический порт *S*, который управляет запорно-регулирующим элементом.

8.2. Трехлинейный гидрораспределитель

(3-Way Directional Valve)



Блок *3-Way Directional Valve* представляет собой трехлинейный направляющий гидрораспределитель, отверстия которого имеют одинаковое сечение.

Блок базируется на двух блоках *Variable Orifice*, соединенных между собой, как показано на рис. 45.

Один блок *Variable Orifice*, названный *Variable Orifice_PA*, установлен в гидролинию *P–A*. Второй блок *Variable Orifice – Variable Orifice_AT*, установлен в гидролинию *A–T*. Управление блоков осуществляется параллельно через физический порт управления *S* таким образом, что параметр *Orifice orientation* при подаче положительного сигнала на порт *S* открывает отверстие блока *Variable Orifice_PA* и закрывает отверстие блока *Variable Orifice_AT*.

При моделировании трехлинейного гидрораспределителя с различными сечениями отверстий могут быть использованы любые блоки с переменным сечением отверстий, соединенных согласно рис. 42.

Таким образом, мгновенные положения запорно-регулирующих элементов могут быть вычислены следующим образом:

$$h_{PA} = h_{PA0} + x; \quad h_{AT} = h_{AT0} - x,$$

где h_{PA} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PA*;

h_{AT} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_AT*;

h_{PA0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PA*;

h_{AT0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_AT*;

x – текущее положение запорно-регулирующего элемента относительно начальной позиции.

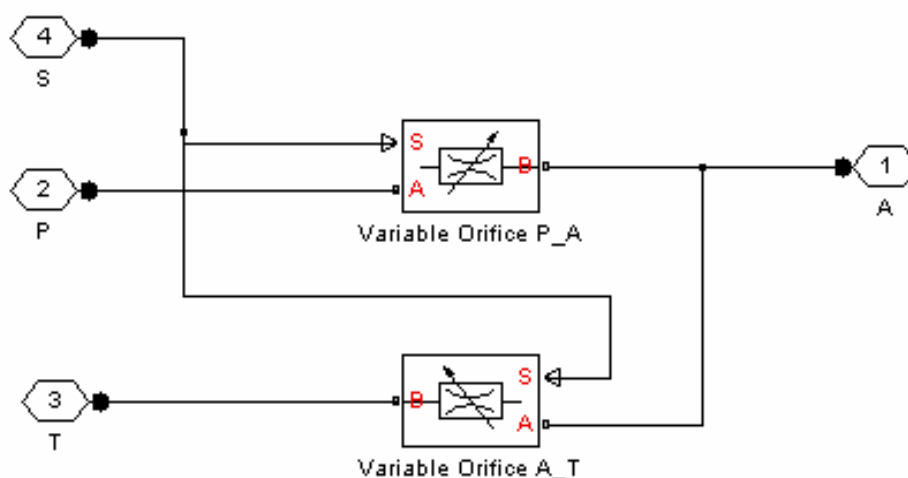


Рис. 45. Модель трехлинейного гидрораспределителя, построенного из блоков *SimHydraulics*

В зависимости от исходных данных, указанных в справочной литературе, можно выбрать один из трех вариантов параметризации:

- по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента;
- по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента $A = A(h)$;
- по характеристике давление-расход $q = q(p, h)$.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- не принимаются во внимание сопротивления, действующие на запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя, такие как сила трения, инерция и т.д.

Model parameterization – параметризация модели. Модель гидрораспределителя может быть описана одним из следующих методов:

- по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента (*By maximum area and opening*);
- по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента (*By area vs. Opening table*);
- по характеристике давление-расход (*By pressure-flow characteristic*).

Valve passage maximum area – максимальная площадь проходного сечения полностью открытого отверстия гидрораспределителя.

Valve maximum opening – максимальное открытие гидрораспределителя. Задается максимальное смещение запорно-регулирующего элемента.

Block Parameters: 3-Way Directional Valve

3-Way Directional Valve

The block simulates a 3-way directional continuous valve as a data sheet-based model. To parameterize the block, 3 options are available: (1) by maximum area and control member stroke, (2) by the table of valve area vs. control member displacement, and (3) by the pressure-flow rate characteristics. The lookup table block is used in the second and third cases for interpolation and extrapolation. 3 methods of interpolation and 2 methods of extrapolation are provided to choose from.

Connections P, T, and A are hydraulic conserving ports associated with the valve inlet, outlet, and actuator terminal respectively. Connection S is a physical signal port through which control signal is applied. Positive signal at port S opens orifice P-A and closes orifice A-T.

Parameters:

Model parameterization:	By maximum area and opening	
Valve passage maximum area:	5e-05	m ²
Valve maximum opening:	0.005	m
Flow discharge coefficient:	0.7	
Orifice P-A initial opening:	0	m
Orifice A-T initial opening:	0	m
Critical Reynolds number:	12	
Leakage area:	1e-12	m ²

OK Cancel Help Apply

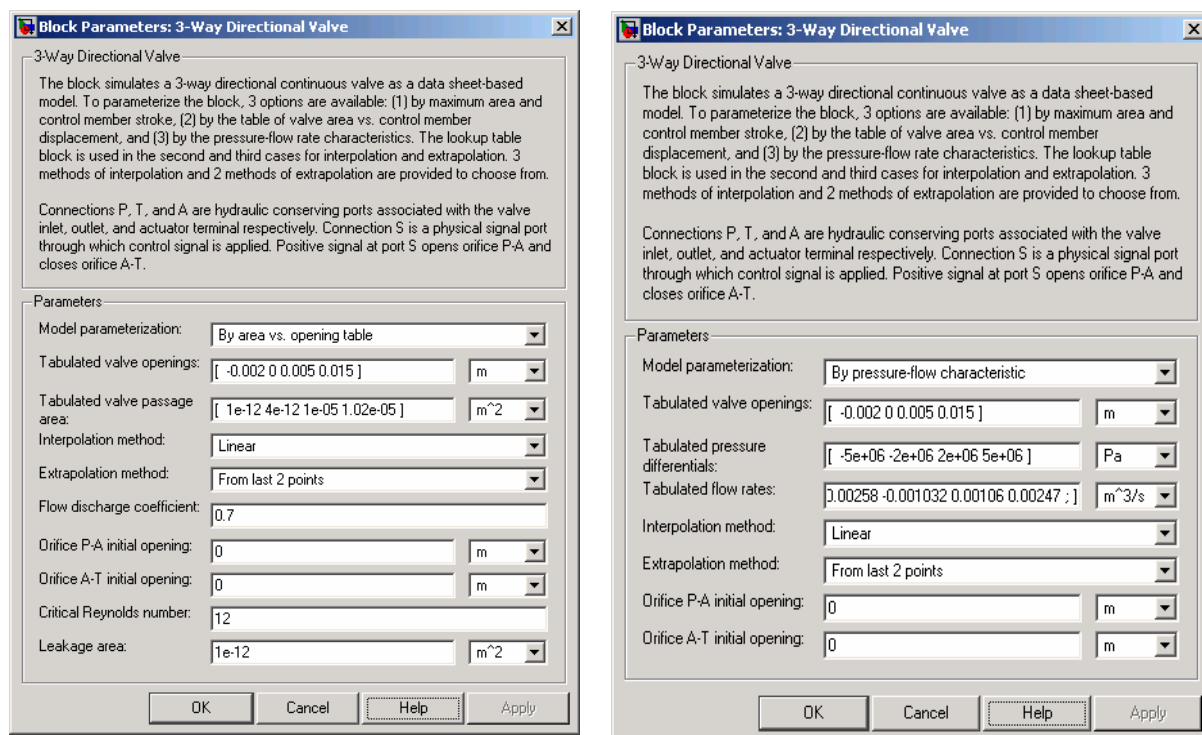


Рис. 46. Окно параметров блока *3-Way Directional Valve*

Tabulated valve openings – таблица координат открытия отверстия. задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated valve presage area – таблица площадей проходных сечений. задается вектор выходных значений площади проходных сечений гидро-распределителя как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор координат открытия отверстия.

Tabulated pressure differential – таблица перепадов давления. задается вектор входных значений перепадов давления как массив $1 \times n$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated flow rated – таблица расходов. задаются выходные значения расходов как матрица $m \times n$. Каждое значение в матрице определяет расход при определенной комбинации координаты открытия отверстия и перепада давления.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

– линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной

интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся характеристикой гидрораспределителя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Orifice P–A initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии *P–A*. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

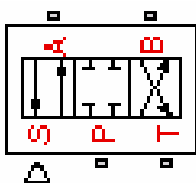
Orifice A–T initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии *A–T*. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет следующие гидравлические порты: два входных *P* (прямой) и *T* (обратный); один выходной *A*, а также физический порт *S*, который управляет запорно-регулирующим элементом.

8.3. Четырехлинейный гидрораспределитель (4-Way Directional Valve)



Блок *4-Way Directional Valve* представляет собой четырехлинейный направляющий гидрораспределитель, отверстия в полостях которого имеют одинаковое сечение.

Блок базируется на четырех блоках *Variable Orifice*, соединенных между собой, как показано на рис. 47.

Каждый из четырех блоков *Variable Orifice*, установленный в гидролинии $P-A$, $P-B$, $A-T$ и $B-T$, имеет соответствующий индекс *Variable Orifice_PA*, *Variable Orifice_PB*, *Variable Orifice_AT* и *Variable Orifice_BT*. Управление блоками осуществляется параллельно через физический порт управления S таким образом, что параметр *Orifice orientation* при подаче положительного сигнала на порт S открывает отверстия блоков *Variable Orifice_PA*, *Variable Orifice_BT* и закрывает отверстия блоков *Variable Orifice_PB*, *Variable Orifice_AT*.

При моделировании четырехлинейного гидрораспределителя с различными сечениями отверстий могут быть использованы любые блоки с переменным сечением отверстий, соединенных согласно рис. 47.

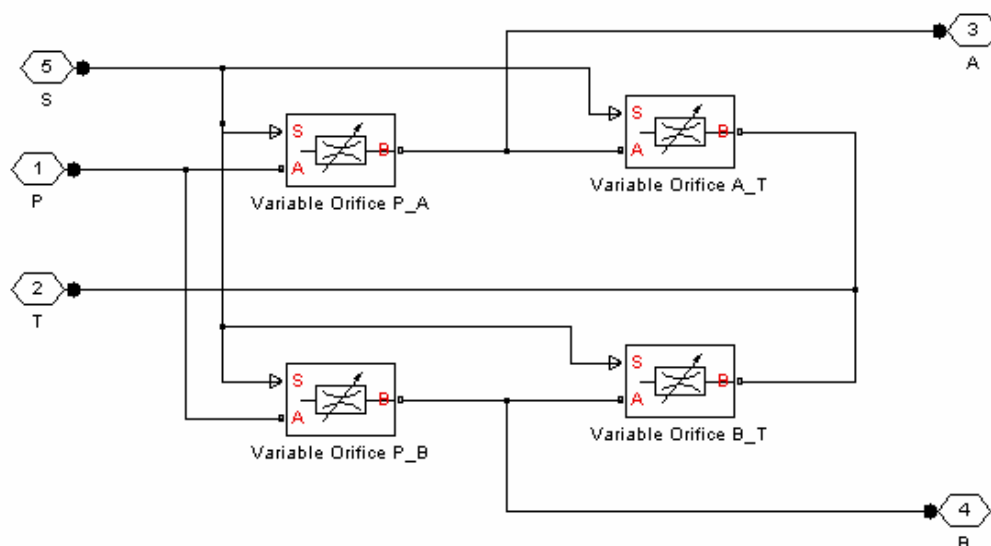


Рис. 47. Модель четырехлинейного гидрораспределителя, построенного из блоков *SimHydraulics*

Таким образом, мгновенные положения запорно-регулирующих элементов могут быть вычислены следующим образом:

$$\begin{aligned} h_{PA} &= h_{PA0} + x; & h_{BT} &= h_{BT0} + x; \\ h_{PB} &= h_{PB0} - x; & h_{AT} &= h_{AT0} - x, \end{aligned}$$

где h_{PA} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PA*;

h_{PB} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PB*;

h_{AT} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_AT*;

h_{BT} – мгновенное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_BT*;

h_{PA0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PA*;

h_{PB0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_PB*;

h_{AT0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_AT*;

h_{BT0} – начальное положение запорно-регулирующего элемента для блока *Variable Orifice_BT*;

x – текущее положение запорно-регулирующего элемента относительно начальной позиции.

В зависимости от исходных данных, указанных в справочной литературе, можно выбрать один из трех вариантов параметризации:

– по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента;

– по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента $A = A(h)$;

– по характеристике давление-расход $q = q(p, h)$.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– не принимаются во внимание сопротивления, действующие на запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя, такие как сила трения, инерция и т.д.

Model parameterization – параметризация модели. Модель гидрораспределителя может быть описана одним из следующих методов:

– по максимальной площади проходного сечения и положению запорно-регулирующего элемента (*By maximum area and opening*);

– по зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента (*By area vs. Opening table*);

– по характеристике давление-расход (*By pressure-flow characteristic*).

Valve passage maximum area – максимальная площадь проходного сечения полностью открытого отверстия гидрораспределителя.

Valve maximum opening – максимальное открытие гидрораспределителя. Задается максимальное смещение запорно-регулирующего элемента.

Tabulated valve openings – таблица координат открытия отверстия. Задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated valve presage area – таблица площадей проходных сечений. Задается вектор выходных значений площади проходных сечений гидрораспределителя как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор координат открытия отверстия.

Tabulated pressure differential – таблица перепадов давления. Задается вектор входных значений перепадов давления как массив $1 \times n$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated flow rated – таблица расходов. Задаются выходные значения расходов как матрица $m \times n$. Каждое значение в матрице определяет расход при определенной комбинации координаты открытия отверстия и перепада давления.

Block Parameters: 4-Way Directional Valve

4-Way Directional Valve

The block simulates a 4-way directional continuous valve as a data sheet-based model. To parameterize the block, 3 options are available: (1) by maximum area and control member stroke, (2) by the table of valve area vs. control member displacement, and (3) by the pressure-flow rate characteristics. The lookup table block is used in the second and third cases for interpolation and extrapolation. 3 methods of interpolation and 2 methods of extrapolation are provided to choose from.

Connections P, T, A, and B are hydraulic conserving ports associated with the valve inlet, outlet, and actuator terminals respectively. Connection S is a physical signal port through which control signal is applied. Positive signal at port S opens orifices P-A and B-T and closes orifices P-B and A-T.

Parameters

Model parameterization: By maximum area and opening

Valve passage maximum area: 5e-05 m²

Valve maximum opening: 0.005 m

Flow discharge coefficient: 0.7

Orifice P-A initial opening: 0 m

Orifice P-B initial opening: 0 m

Orifice A-T initial opening: 0 m

Orifice B-T initial opening: 0 m

Critical Reynolds number: 12

Leakage area: 1e-12 m²

OK Cancel Help Apply

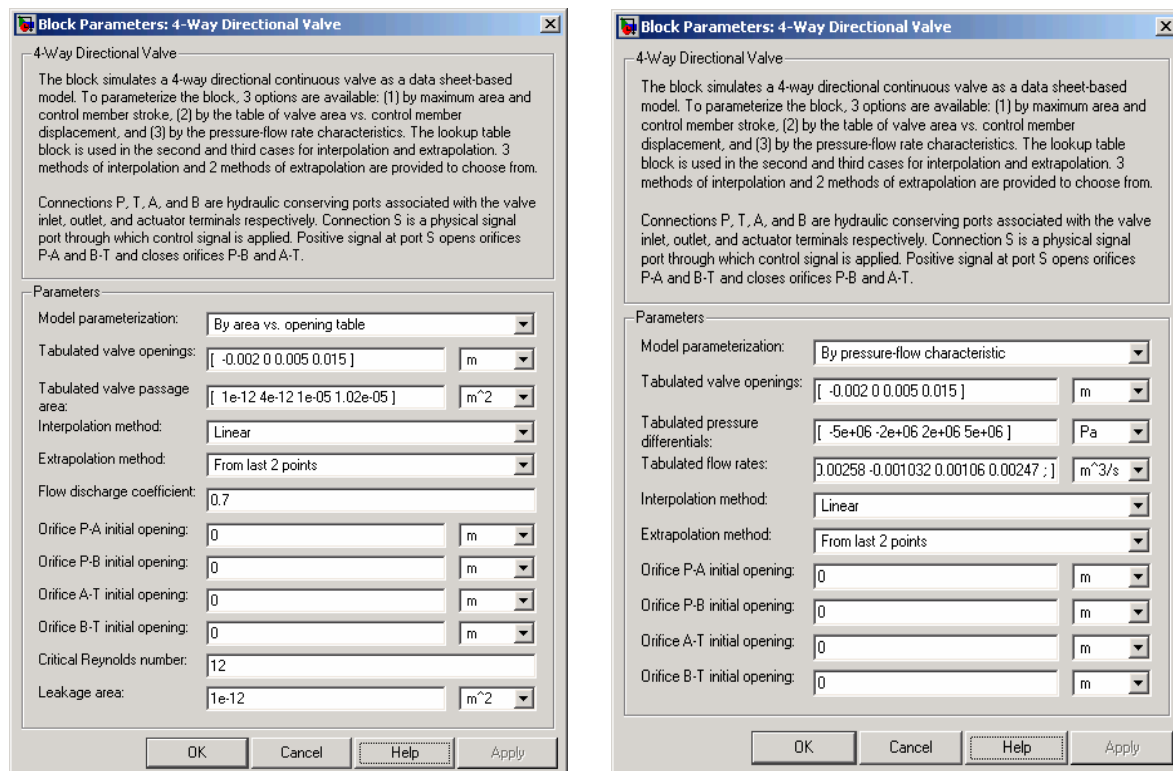


Рис. 48. Окна параметров блока *4-Way Directional Valve*

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся характеристикой гидрораспределителя. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Orifice P–A initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии P–A. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Orifice P–B initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии P–B. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Orifice A–T initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии A–T. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Orifice B–T initial opening – начальное положение запорно-регулирующего элемента, установленного в гидролинии B–T. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет следующие гидравлические порты: два входных P (прямой) и T (обратный); два выходных A и B, а также физический порт S, который управляет запорно-регулирующим элементом.

8.4. Обратный клапан (Check Valve)



Блок *Check Valve* представляет собой гидравлический обратный клапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении.

При движении жидкости в положительном направлении запорно-регулирующий элемент отжимается жидкостью от седла и поток с минимальными потерями проходит через клапан. Пружина, прижимающая клапан к седлу, является вспомогательной и служит лишь для надежной по-

садки клапана в седло в момент изменения направления движения потока. Поскольку наличие пружины приводит к увеличению перепада давления на клапане, при прохождении потока в прямом направлении, а допустимая величина перепада давления на обратных клапанах составляет 0,01...0,03 МПа, то ее жесткость обычно выбирается минимальной.

На рис. 49 показана зависимость между площадью проходного сечения и перепадом давления на обратном клапане.

При давлении в подводном канале меньшем значения, обусловленного наличием пружины, $p < p_{crack}$ клапан остается постоянно закрытым $A \approx 0$. Однако даже при полностью перекрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, тем самым обеспечивается неразрывность потока жидкости. В момент, когда давление p начинает превышать это пороговое значение p_{crack} , площадь проходного сечения клапана начинает пропорционально увеличиваться. При достижении давления в отводном канале $p = p_{max}$ клапан полностью открыт $A = A_{max}$.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

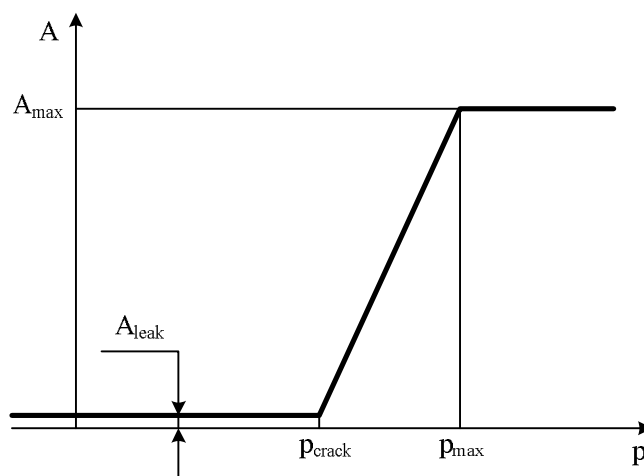


Рис. 49. Зависимость между площадью проходного сечения A и перепадом давления на обратном клапане p

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} & , \text{при } p \leq p_{crack} ; \\ A_{leak} + k \cdot (p - p_{crack}) & , \text{при } p_{crack} < p < p_{max} ; \\ A_{max} & , \text{при } p \geq p_{max} . \end{cases}$$

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p - p_{crack}} ;$$

$$p = p_A - p_B ;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu} ; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2 ; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}} ,$$

где q – расход;

p – перепад давления на клапане;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно;

p_{crack} – давление, обусловленное наличием пружины;

p_{max} – давление, необходимое для полного закрытия клапана;

$A(p)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана;

A_{max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости при полном перекрытии отверстий;

C_D – коэффициент расхода;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстия клапана.

В модели приняты следующие допущения:

- открытие клапана прямо пропорционально перепаду давления;
- элементы устройства не обладают инерцией и не испытывают на себе сил трения;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

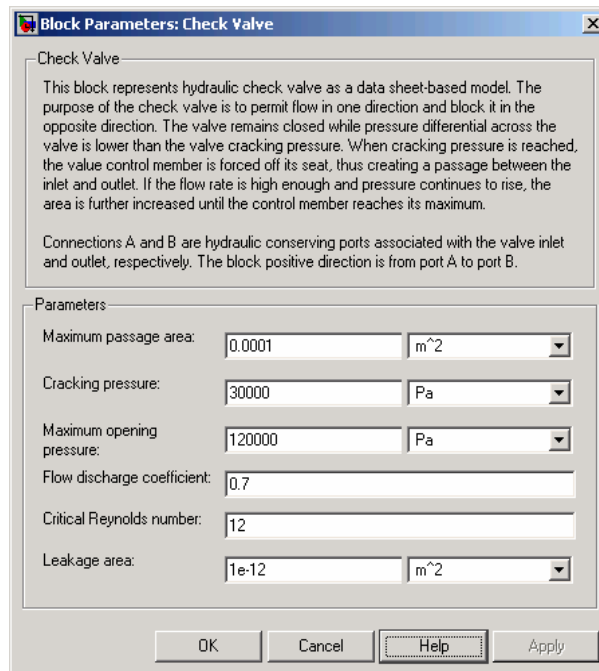


Рис. 50. Окно параметров блока *Check Valve*

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Cracking pressure – значение давления, при котором клапан начинает открываться.

Maximum opening pressure – перепад давления на клапане, необходимое для его полного открытия.

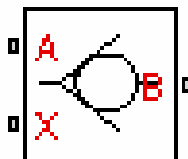
Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой клапана. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно.

8.5. Управляемый обратный клапан (Pilot-Operated Check Valve)



Блок *Pilot-Operated Check Valve* представляет собой гидравлический управляемый обратный клапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении. На рис. 51 представлена принципиальная схема такого клапана.

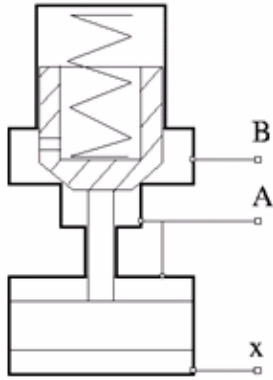


Рис. 51. Принципиальная схема управляемого обратного клапана

В отличие от обычного обратного клапана использование канала управления позволяет открывать клапан на входное давление p_A , вспомогательное давление p_X или оба. Сила, действующая на запорно-регулирующий элемент, может быть определена как

$$F = p_A \cdot A_A + p_X \cdot A_X - p_B \cdot A_B,$$

где p_A , p_B — манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно; p_X — давление в канале управления; A_A — площадь проходного сечения в полости A ; A_B — площадь проходного сечения в полости B ; A_X — площадь проходного сечения в полости X .

Это уравнение обычно используется в немного измененной форме:

$$p_e = p_A + p_X \cdot k_p - p_B,$$

где p_e — перепад давления на обратном клапане;

k_p — коэффициент управления; $k_p = A_X / A_A$.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} & , \text{при } p_e \leq p_{crack}; \\ A_{leak} + k \cdot (p_e - p_{crack}) & , \text{при } p_{crack} < p_e < p_{max}; \\ A_{max} & , \text{при } p_e \geq p_{max}. \end{cases}$$

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{max} - p_{crack}};$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2, \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления на клапане;

p_{crack} – давление, обусловленное наличием пружины;

p_{max} – давление, необходимое для полного закрытия клапана;

$A(p)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана;

A_{max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий;

C_D – коэффициент расхода;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстия клапана.

В модели приняты следующие допущения:

– открытие клапана прямо-пропорционально перепаду давления;

– элементы устройства не обладают инерцией и не испытывают на себе сил трения;

– канал управления и входной канал независимы друг от друга;

– переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Cracking pressure – значение давления, при котором клапан начинает открываться.

Maximum opening pressure – перепад давления на клапане, необходимое для его полного открытия.

Pilot ratio – коэффициент управления.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой клапана. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

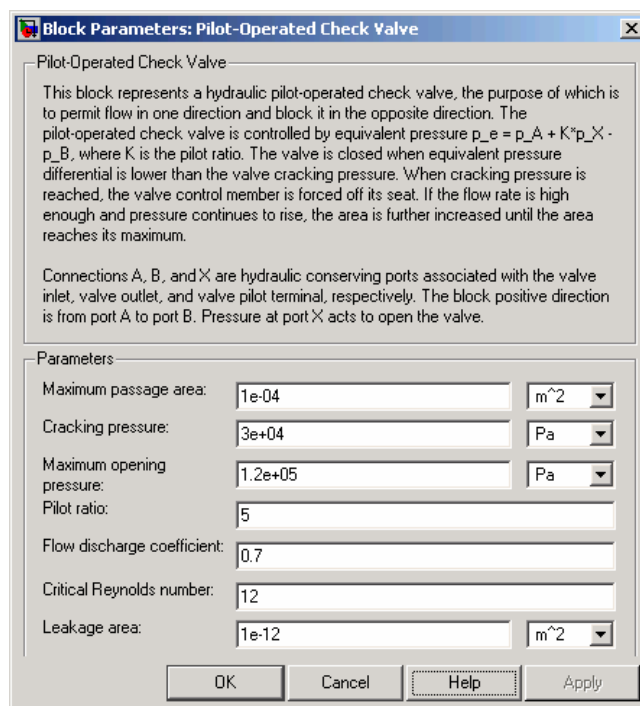
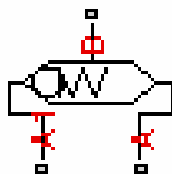


Рис. 52. Окно параметров блока *Pilot-Operated Check Valve*

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно.

8.6. Гидрозамок (Shuttle Valve)



Блок *Shuttle Valve* представляет собой направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении, при отсутствии управляющего воздействия, и в обоих направлениях, при наличии управляющего воздействия.

Клапан имеет два входных порта (*A* и *A1*) и один порт выхода *B*. Клапан направляет поток или между портами *A* и *B* или между портами *A1* и *B*, в зависимости от значения давления $p_C = p_A - p_{A1}$.

Первоначально канал *A–B* открыт. Для того чтобы открыть канал *A1–B* (одновременно с этим закрыв канал *A–B*), давление p_C должно быть меньше, чем давление открытия клапана ($p_{cr} \leq 0$). При достижении давления $p_C = p_{cr}$ запорно-регулирующий элемент начинает движение, открывая тем самым канал *A1–B* и перекрывая канал *A–B*. Если расход жидкости доста-

точен и давление продолжает изменяться, запорно-регулирующий элемент продолжает двигаться, пока давление не достигнет крайней точки. В этот момент канал $A1-B$ максимально открыт ($A_{A1-B} = A_{max}$), канал $A-B$ полностью перекрыт ($A_{A-B} \approx 0$). Однако даже при полностью перекрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, тем самым обеспечивается неразрывность потока жидкости. Основные параметры гидрозамка – максимальная площадь проходного сечения (A_{max}), давление открытия клапана (p_{cr}) и максимальное давление (p_{max}) – приводятся в каталогах и в справочной литературе.

На рис. 53 показана зависимость между площадями проходных сечений A_{A-B} , A_{A1-B} и перепадом давления p_C .

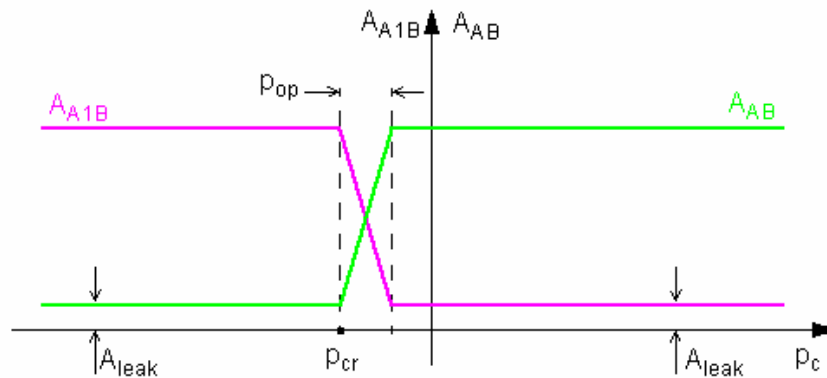


Рис. 53. Зависимость между площадями проходных сечений (A_{A-B} и A_{A1-B}) и перепадом давления p_C

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса для каждого канала (Re_{AB} , Re_{A1-B}) и сравнивая эти значения с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q_{A-B} = \begin{cases} C_D \cdot A_{A-B} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{A-B}|} \cdot \text{sign}(p_{A-B}), & \text{при } Re_{A-B} \geq Re_{cr}; \\ 2C_{DL} \cdot A_{A-B} \frac{D_{H A-B}}{v \cdot \rho} p_{A-B}, & \text{при } Re_{A-B} < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$q_{A1-B} = \begin{cases} C_D \cdot A_{A1-B} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{A1-B}|} \cdot \text{sign}(p_{A1-B}), & \text{при } Re_{A1-B} \geq Re_{cr}; \\ 2C_{DL} \cdot A_{A1-B} \frac{D_{H A1-B}}{v \cdot \rho} p_{A1-B}, & \text{при } Re_{A1-B} < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$A_{A-B} = \begin{cases} A_{leak} & , \text{при } p_{A-B} \leq p_{cr}; \\ A_{leak} + k \cdot (p_{A-B} - p_{cr}) & , \text{при } p_{cr} < p_{A-B} < p_{cr} + p_{op}; \\ A_{max} & , \text{при } p_{A-B} \geq p_{cr} + p_{op}. \end{cases}$$

$$A_{A1-B} = \begin{cases} A_{leak} & , \text{при } p_{A1-B} \leq p_{cr}; \\ A_{leak} + k \cdot (p_{A1-B} - p_{cr}) & , \text{при } p_{cr} < p_{A1-B} < p_{cr} + p_{op}; \\ A_{max} & , \text{при } p_{A1-B} \geq p_{cr} + p_{op}. \end{cases}$$

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{op}};$$

$$p_{A-B} = p_A - p_B; \quad p_{A1-B} = p_{A1} - p_B;$$

$$Re_{A-B} = \frac{q_{A-B} \cdot D_{H A-B}}{A_{A-B} \cdot \nu}; \quad Re_{A1-B} = \frac{q_{A1-B} \cdot D_{H A1-B}}{A_{A1-B} \cdot \nu};$$

$$C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_{H A-B} = \sqrt{\frac{4A_{A-B}}{\pi}}; \quad D_{H A1-B} = \sqrt{\frac{4A_{A1-B}}{\pi}},$$

где q_{A-B} , q_{A1-B} – расходы жидкости через каналы $A-B$ и $A1-B$ соответственно;

p_{A-B} , p_{A1-B} – перепады давления через каналы $A-B$ и $A1-B$ соответственно;

p_A , p_{A1} , p_B – давления в точках A , $A1$ и B соответственно;

p_{cr} – давление открытия клапана;

p_{max} – давление, необходимое для полного закрытия клапана;

p_{op} – перепад давления, необходимый на полное перемещение запорно-регулирующего элемента;

A_{A-B} , A_{A1-B} – мгновенные площади проходных сечений клапана каналов $A-B$ и $A1-B$ соответственно;

A_{max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий;

C_D – коэффициент расхода;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

$D_{H A-B}$, $D_{H A1-B}$ – мгновенные гидравлические диаметры отверстий клапана в каналах $A-B$ и $A1-B$ соответственно.

В модели приняты следующие допущения:

- открытие клапана прямо-пропорционально перепаду давления;
- элементы устройства не обладают инерцией и не испытывают на себе сил трения;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

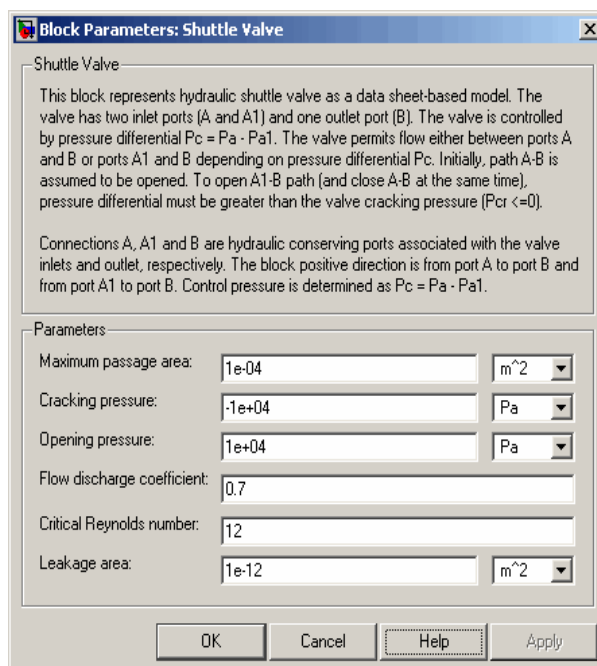


Рис. 54. Окно параметров блока *Pilot-Operated Check Valve*

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Cracking pressure – значение давления, при котором клапан начинает открываться.

Opening pressure – перепад давления на клапане, необходимый для перемещения запорно-регулирующего элемента из одного крайнего положения в другое.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой клапана. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет следующие гидравлические порты: два входных (*A*, *A1*) и один выходной *B*.

9. РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ (Flow Control Valves)

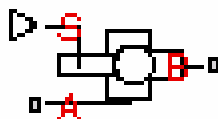
Регулирующими называются гидроаппараты, в которых изменение соответствующего параметра потока рабочей жидкости происходит за счет частичного открытия или перекрытия проходного сечения в нем.

Основным элементом гидроаппарата является **запорно-регулирующий элемент** – это деталь или группа деталей, при перемещении которого частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. По конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся на золотниковые, крановые или клапанные (в которых запорно-регулирующим элементом является шариковый, конусный, игольчатый или плоский клапан).

Раздел содержит четыре блока:

1. Ball Valves.
2. Needle Valves.
3. Poppet Valves.
4. Pressure-Compensated Flow Control Valve.

9.1. Шариковый клапан (Ball Valve)



Блок *Ball Valve* представляет собой клапан, образованный круглым отверстием с острой кромкой и сферическим шариком.

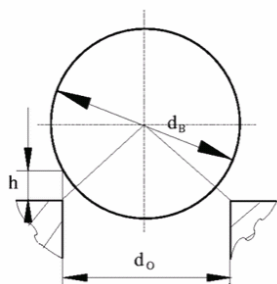


Рис.55. Расчетная схема шарового клапана

Расход через клапан пропорционален открытию клапана и перепаду давления.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} . Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x;$$

$$A(h) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{при } h \leq 0, \\ \pi \cdot r_O \left(1 - \frac{r_B}{D^2} \right) \cdot D, & \text{при } 0 < h < h_{\max}, \\ A_{\max} + A_{leak}, & \text{при } h \geq h_{\max}. \end{cases}$$

$$D = \sqrt{\left(\sqrt{r_B^2 - r_O^2} + h^2 \right)^2 + r_O^2};$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}}; \quad A_{\max} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана;

x_0 – начальное положение клапана;

x – конечное положение клапана;

h – открытие клапана;

d_o – диаметр отверстия;

r_o – радиус отверстия;

d_B – диаметр шара;

r_B – радиус шара;

ρ – плотность жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий клапана;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

A_{\max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, в момент когда $Re = Re_{cr}$;

– движение запорно-регулирующего устройства (шарика) осуществляется строго по оси отверстия.

Valve ball diameter – диаметр шара клапана. Должен быть больше диаметра отверстия.

Orifice diameter – диаметр отверстия клапана.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным или равным нулю.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

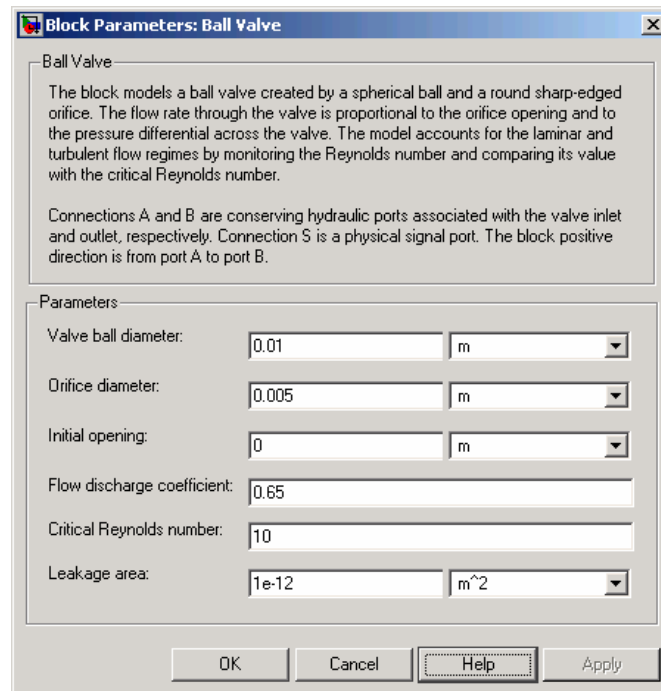


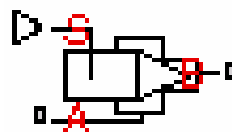
Рис.56. Окно параметров блока *Ball Valve*

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

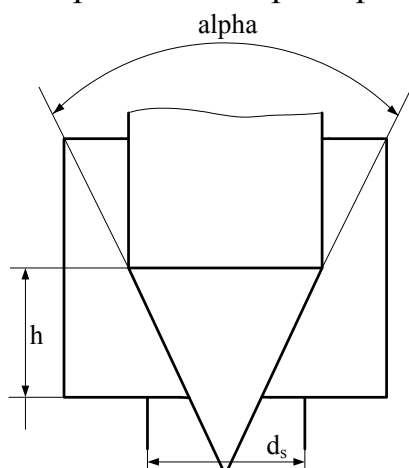
Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно, а также физический порт *S*, который открывает или закрывает клапан.

9.2. Игольчатый клапан (Needle Valve)



Блок *Needle Valve* представляет собой клапан, образованный круглым отверстием с острой кромкой и конической иглой.



Расход через клапан пропорционален открытию клапана и перепаду давления. Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$h = x_0 + x;$$

Рис. 57. Расчетная схема
игольчатого клапана

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$A(h) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{при } h \leq 0, \\ (d_s - h \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha) \cdot h \sin \alpha + A_{leak}, & \text{при } 0 < h < h_{\max}, \\ A_{\max} + A_{leak}, & \text{при } h \geq h_{\max}. \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}}; \quad A_{\max} = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4},$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно;

C_D – коэффициент расхода;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана;

x_0 – начальное положение клапана;

x – конечное положение клапана;

h – открытие клапана;

d_s – диаметр отверстия;

α – угол конуса иглы;

ρ – плотность жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий клапана;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

A_{\max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция жидкости не учитывается;

– переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$;

– движение запорно-регулирующего устройства (иглы) осуществляется строго по оси отверстия.

Valve orifice diameter – диаметр отверстия клапана.

Needle cone angle – угол конуса иглы.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным или равным нулю.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

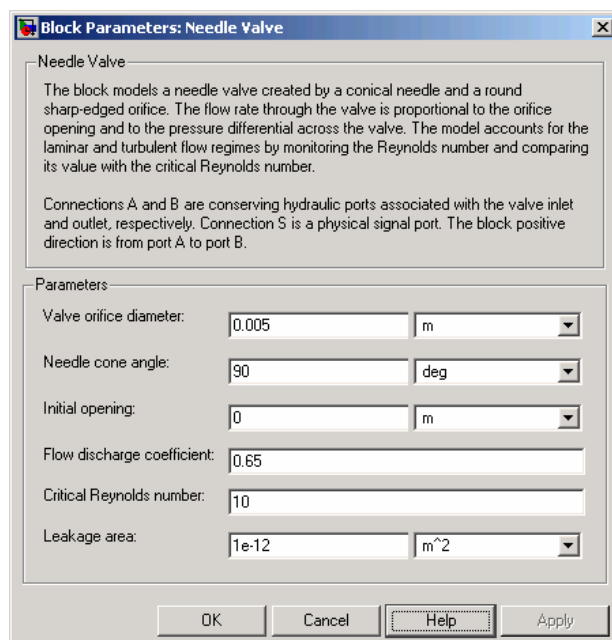
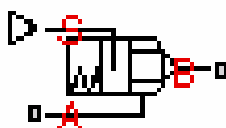


Рис. 58. Окно параметров блока *Needle Valve*

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями соответственно, а также физический порт *S*, который открывает или закрывает клапан.

9.3. Конусный клапан (Poppet Valve)



Блок *Poppet Valve* представляет собой клапан, образованный цилиндрической трубкой с острой кромкой и конусом.

Расход через клапан пропорционален открытию клапана и перепаду давления.

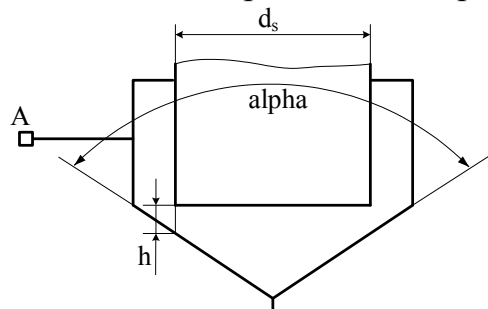


Рис. 59. Расчетная схема конусного клапана

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} . Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x;$$

$$A(h) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{при } h \leq 0, \\ (d_s + h \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha) \cdot h \sin \alpha + A_{leak}, & \text{при } 0 < h < h_{\max}, \\ A_{\max} + A_{leak}, & \text{при } h \geq h_{\max}. \end{cases}$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}}; \quad A_{\max} = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4},$$

где q – расход; p – перепад давления; p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно; C_D – коэффициент расхода; $A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана; x_0 – начальное положение клапана; x – конечное положение клапана; h – открытие клапана; d_s – диаметр отверстия; α – угол конуса; ρ – плотность жидкости; D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий клапана; ν – кинематическая вязкость жидкости; A_{\max} – площадь полностью открытого отверстия; A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий.

В модели приняты следующие допущения:

- инерция жидкости не учитывается;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$;
- движение запорно-регулирующего устройства (конуса) осуществляется строго по оси отверстия.

Valve stem diameter – диаметр трубки клапана.

Seat cone angle – угол конуса.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным или равным нулю.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

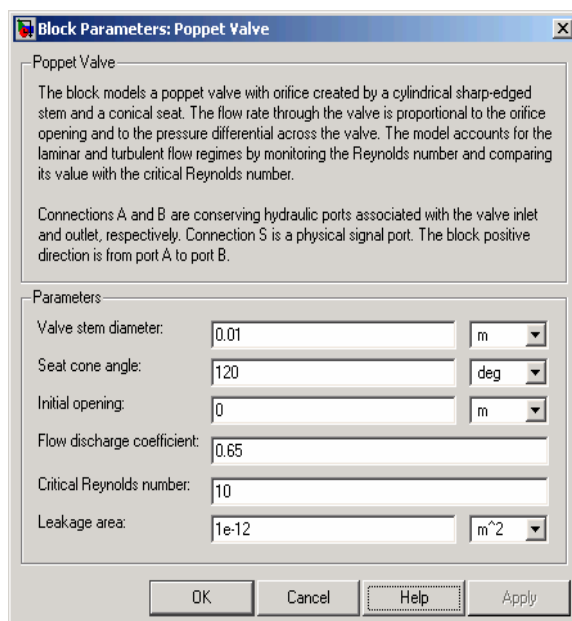
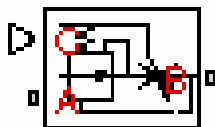


Рис. 60. Окно параметров блока *Poppet Valve*

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно, а также физический порт *S*, который открывает или закрывает клапан.

9.4. Клапан-регулятор потока с независимым от давления регулированием (Pressure-Compensated Flow Control Valve)



Блок *Pressure-Compensated Flow Control Valve* представляет собой клапан-регулятор потока с независимым от давления регулированием. Клапан создан на основе блоков *Pressure Compensator* и *Variable Orifice*.

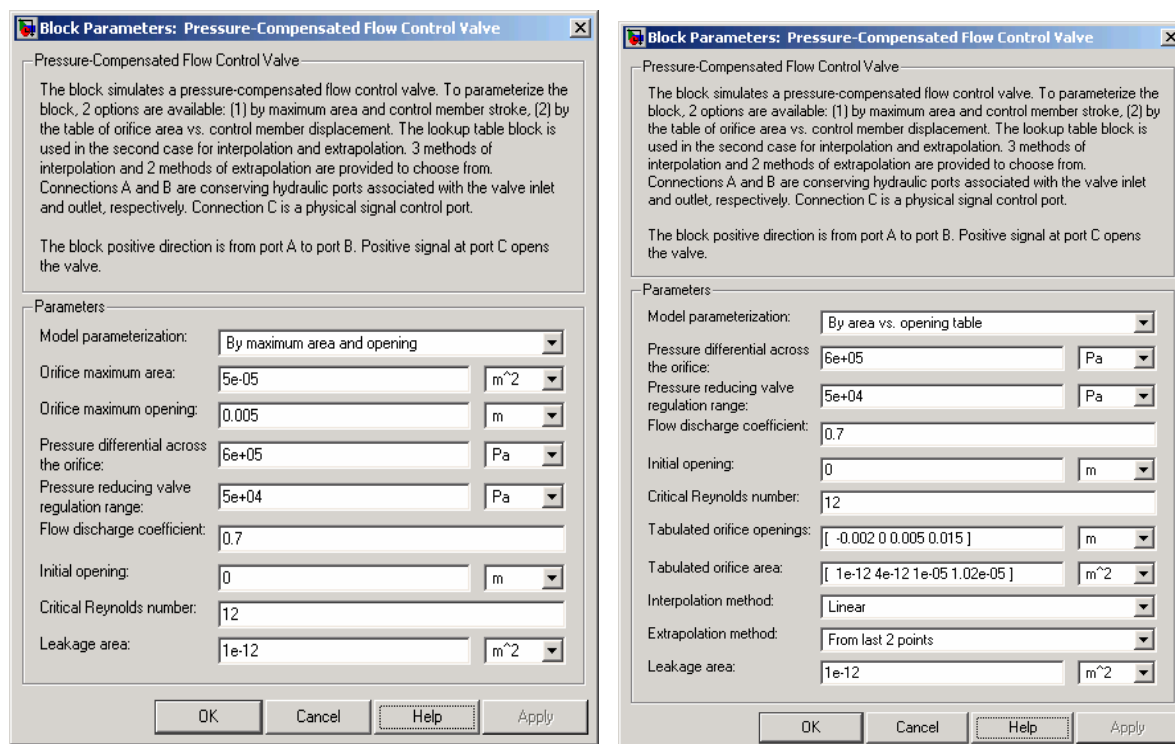


Рис. 62. Окна параметров блока *Pressure-Compensated Flow Control Valve*

Orifice maximum opening – максимальное открытие клапана. Задается максимальное смещение запорно-регулирующего элемента.

Pressure differential across the orifice – перепад давления через клапан.

Pressure reducing valve regulation range – давление, определяющее диапазон регулирования клапана.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Tabulated orifice openings – таблица координат открытия отверстия. Задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Tabulated orifice area – таблица площадей проходных сечений. Задается вектор выходных значений площади проходных сечений клапана как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор координат открытия отверстия.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанные с входным и выходным отверстиями клапана соответственно, а также порты *X* и *Y* – связанные со сливной магистралью клапана. Положительный сигнал, подаваемый на порт *C*, открывает клапан.

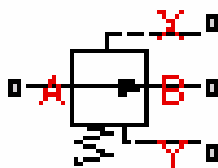
10. НАПОРНЫЕ КЛАПАНЫ (Pressure Control Valves)

Напорными клапанами называются гидроклапаны давления, предназначенные для ограничения давления в подводимом потоке рабочей жидкости.

Раздел содержит три блока:

1. Pressure Compensator.
2. Pressure Reducing Valve.
3. Pressure Relief Valve.

10.1. Компенсатор давления (Pressure Compensator)



Блок *Pressure Compensator* представляет собой клапан, компенсирующий гидравлическое давление (компенсатор давления). Компенсаторы давления используются для поддержания заданного перепада давления в гидравлическом компоненте.

На рис. 63 представлены типовые схемы применения компенсатора давления совместно с дросселем, установленного на входе (слева) или на выходе (справа). Компенсатор может также использоваться в схемах с дозирующими насосами, делителями потока и т.д.

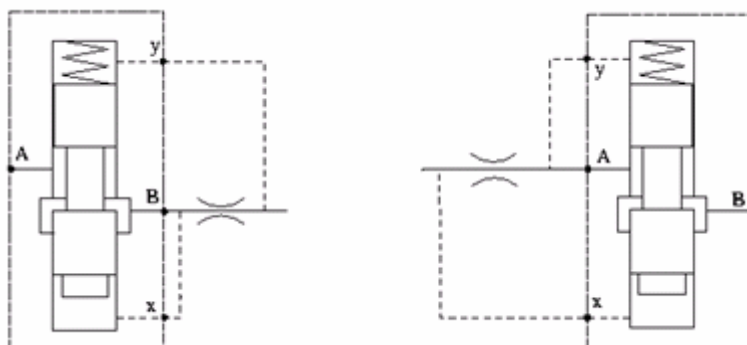


Рис. 63. Схемы применения компенсатора давления совместно с дросселем

Открытие компенсатора давления пропорционально перепаду давлений между портами X и Y и усилию пружины. На рис. 63 показана зависимость между проходным сечением клапана A и перепадом давления p_{xy} .

Отверстие остается открытым $A = A_{\max}$, пока перепад давления ниже, чем заданное настройкой клапана при помощи пружины $p_{xy} < p_{set}$. В момент, когда перепад давления p_{xy} начинает превышать установленное значение p_{set} , площадь проходного сечения клапана начинает пропорционально перекрываться $A_{\max} > A > 0$, т.е. пытается поддержать перепад давления на заданном уровне. При достижении перепада давления $p_{xy} = p_{\max}$ клапан полностью закрыт $A \approx 0$. Однако даже при полностью перекрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, тем самым обеспечивается неразрывность потока жидкости.

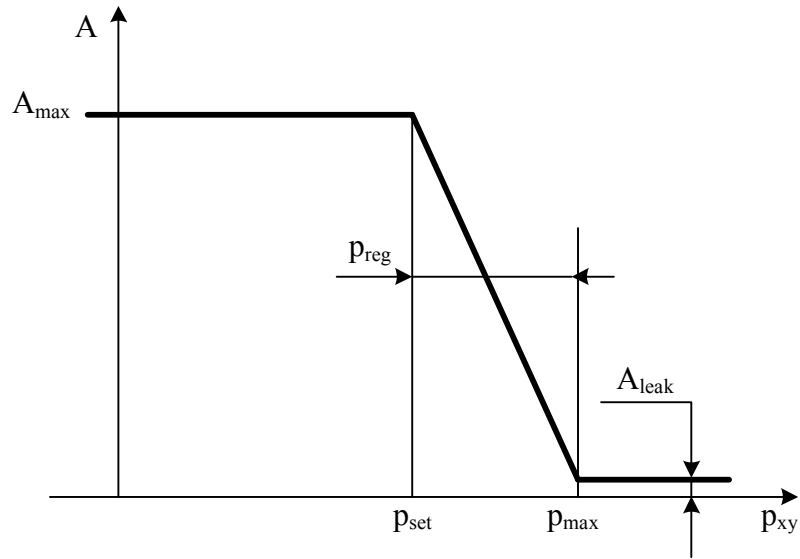


Рис. 64. Зависимость между проходным сечением клапана A и перепадом давления p_{xy}

Основными параметрами компенсатора давления являются площадь проходного отверстия при полностью открытом клапане, диапазон регулирования и статическая ошибка, которые обычно приводятся в справочной литературе или данных изготовителя.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$h = x_0 + x \cdot or;$$

$$A(h) = \begin{cases} A_{\max}, & \text{при } p_{xy} \leq p_{set}, \\ A_{\max} - k(p - p_{set}), & \text{при } p_{set} < p_{xy} < p_{\max}, \\ A_{leak}, & \text{при } p_{xy} \geq p_{\max}. \end{cases}$$

$$k = \frac{A_{\max} - A_{leak}}{p_{reg}};$$

$$p = p_A - p_B; p_{xy} = p_x - p_y;$$

$$\text{Re} = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{\text{Re}_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}};$$

где q – расход;

p – перепад давления;

p_{xy} – перепад давления в контрольных точках компенсатора;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в компенсатор давления соответственно;

p_x, p_y – манометрические давления в контрольных точках компенсатора;

p_{set} – давление настройки клапана;

p_{max} – давление, необходимое для полного закрытия клапана;

p_{reg} – диапазон регулирования давления;

$A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения дросселя;

A_{max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости, при полном перекрытии отверстий;

C_D – коэффициент расхода;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий дросселя;

or – переменная, принимающая значение «+1», при открывании клапана и «-1», при его закрывании;

h – текущая координата положения клапана.

В модели приняты следующие допущения:

– открытие клапана прямо-пропорционально перепаду давления;

– элементы устройства не обладают инерцией и не испытывают на себе сил трения;

– расходом, необходимым на перемещение запорно-регулирующего элемента, пренебрегают.

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Valve pressure setting – давление настройки клапана. При достижении этого перепада давления, связанного с портами X и Y , клапан начинает закрываться.

Valve regulation range – давление закрытия клапана.

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

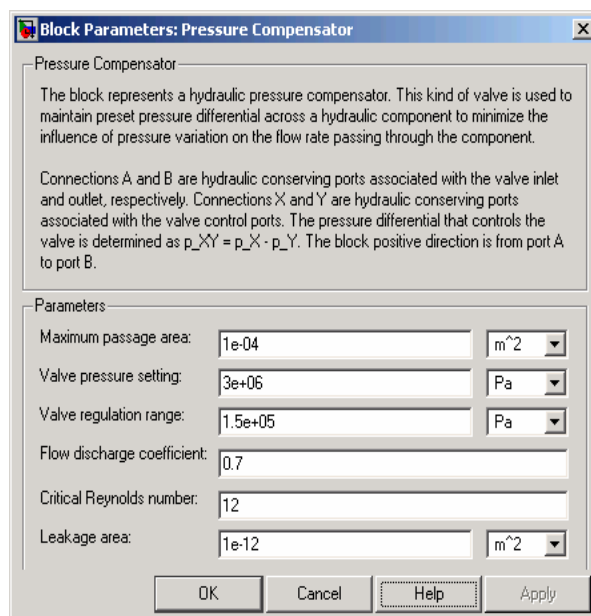
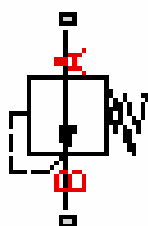


Рис. 65. Окно параметров блока *Pressure Compensator*

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями компенсатора давления, а также гидравлические порты *X* и *Y*, связанные с портами открытия и закрытия клапана соответственно. Перепад давления настройки p_{xy} направлен на преодоление силы, действующей со стороны пружины.

10.2. Редукционный клапан (Pressure Reducing Valve)



Блок *Pressure Reducing Valve* представляет собой редукционный клапан, предназначенный для поддержания в отводимом потоке постоянного давления p_B меньшего, чем давление p_A в подводимом потоке. Он чаще всего применяется в гидросистемах, где от одного насоса работают несколько потребителей, требующих разного уровня давления питания. На рис. 66 показана зависимость между площадью проходного сечения клапана *A* и давлением в отводном потоке p_B .

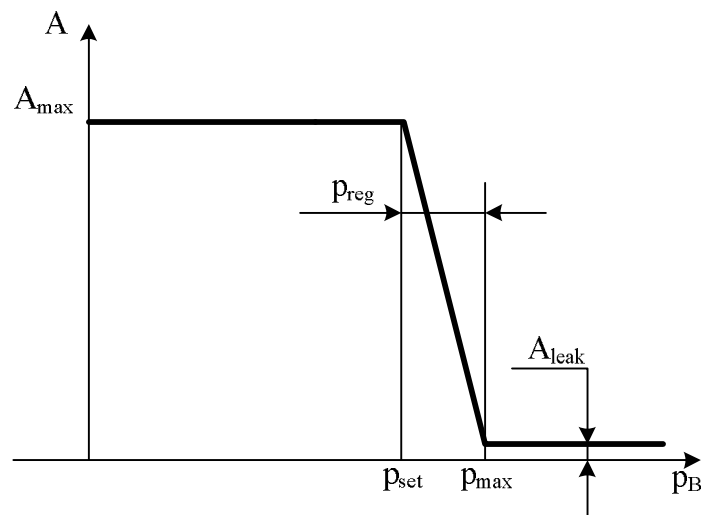


Рис. 66. Зависимость между площадью проходного сечения клапана A и давлением в отводном потоке p_B для редукционного клапана

При давлении в отводном канале меньшем установленного значения $p_B < p_{set}$, клапан остается постоянно открытым $A = A_{max}$. В момент, когда давление p_B начинает превышать установленное значение p_{set} , площадь проходного сечения клапана начинает пропорционально перекрываться $A_{max} > A > 0$, тем самым поддерживая постоянное давление в отводимом потоке. При достижении давления $p_B = p_{max}$ клапан полностью закрыт $A \approx 0$. Однако даже при полностью перекрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, т.е. обеспечивается неразрывность потока жидкости.

Блок основан на блоке *Pressure Compensator*, структурная схема которого показана на рис. 67.

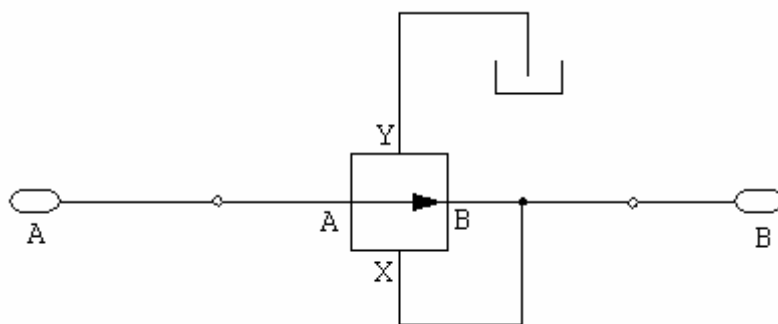


Рис. 67. Структурная схема блока *Pressure Reducing Valve*

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Valve pressure setting – устанавливаемое значение давления, при котором клапан начинает закрываться p_{set} .

Valve regulation range – диапазон регулирования клапана p_{reg} .

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

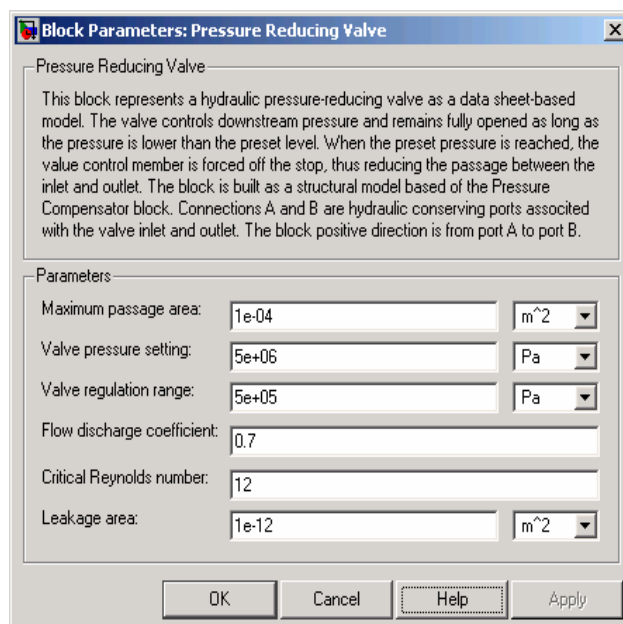


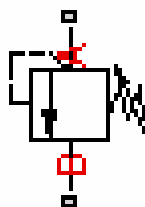
Рис. 68. Окно параметров блока *Pressure Reducing Valve*

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в то, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно.

10.3. Предохранительный клапан (*Pressure Relief Valve*)



Блок *Pressure Relief Valve* представляет собой предохранительный клапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое. Предохранительные гидроклапаны используются во всех объемных гидроприводах и устанавливаются, как правило, в непосредственной близости от насоса, а также в местах, где по

условию работы гидросистемы возможно возникновение опасных по величине давлений.

На рис. 69 показана зависимость между площадью проходного сечения клапана A и давлением в подводном канале p .

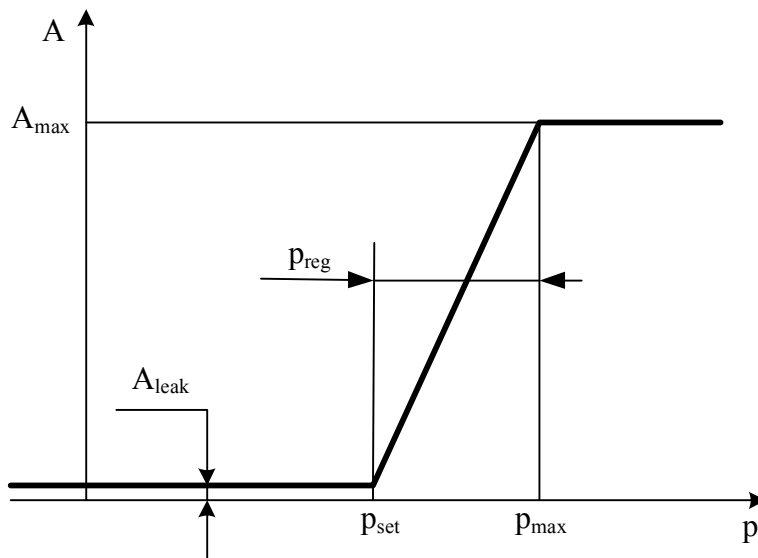


Рис. 69. Зависимость между площадью проходного сечения клапана A и перепадом давления на клапане p

При давлении в подводном канале, меньшем установленного значения $p < p_{set}$, клапан остается постоянно закрытым $A \approx 0$. В момент, когда давление p начинает превышать установленное значение p_{set} , площадь проходного сечения клапана начинает пропорционально увеличиваться, тем самым поддерживая постоянное давление в отводимом потоке. При достижении давления в отводном канале $p_B = p_{max}$ клапан полностью открыт $A = A_{max}$. Однако даже при полностью перекрытом отверстии существует незначительная площадь (зазоры), через которую происходят внутренние перетечки, т.о. обеспечивается неразрывность потока жидкости.

Модель учитывает ламинарный и турбулентный режимы потока, вычисляя число Рейнольдса Re и сравнивая его значение с критическим числом Рейнольдса Re_{cr} .

Расход находится из следующих уравнений:

$$q = \begin{cases} C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p| \cdot \text{sign}(p), & \text{при } Re \geq Re_{cr}; \\ 2 C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} p, & \text{при } Re < Re_{cr}. \end{cases}$$

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} & , \text{при } p \leq p_{set}; \\ A_{leak} + k \cdot (p - p_{set}) & , \text{при } p_{set} < p < p_{max}; \\ A_{max} & , \text{при } p \geq p_{max}. \end{cases}$$

$$k = \frac{A_{\max}}{p_{reg}};$$

$$p = p_A - p_B;$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu}; \quad C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2; \quad D_H = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}},$$

где q – расход;

p – перепад давления на клапане;

p_A, p_B – манометрические давления на входе и выходе в клапан соответственно;

p_{set} – давление настройки клапана;

p_{max} – давление, необходимое для полного закрытия клапана;

p_{reg} – диапазон регулирования давления;

$A(p)$ – мгновенная площадь проходного сечения клапана;

A_{\max} – площадь полностью открытого отверстия;

A_{leak} – площадь, через которую происходит перетечка жидкости при полном перекрытии отверстий;

C_D – коэффициент расхода;

ρ – плотность жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

D_H – мгновенный гидравлический диаметр отверстий дросселя.

В модели приняты следующие допущения:

- открытие клапана прямо-пропорционально перепаду давления;
- элементы устройства не обладают инерцией и не испытывают на себе сил трения;
- переход между ламинарным и турбулентным режимами происходит мгновенно, когда $Re = Re_{cr}$.

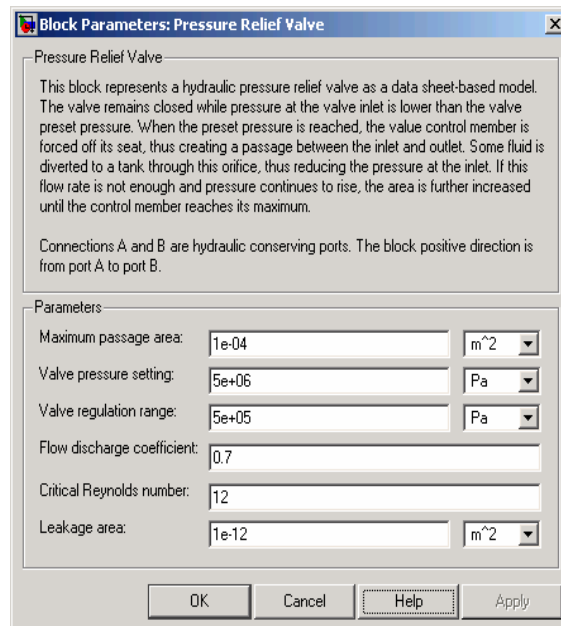


Рис. 70. Окно параметров блока *Pressure Relief Valve*

Maximum passage area – максимальная площадь проходного сечения.

Valve pressure setting – устанавливаемое значение давления, при котором клапан начинает закрываться p_{set} .

Valve regulation range – диапазон регулирования клапана p_{reg} .

Flow discharge coefficient – коэффициент расхода. Полуэмпирический параметр, являющийся полной характеристикой компенсатора. Его значение зависит от геометрических параметров отверстия и обычно указывается в справочной литературе или данных изготовителя.

Critical Reynolds number – критическое число Рейнольдса, или максимальное число Рейнольдса, для ламинарного потока.

Leakage area – площадь внутренних перетечек жидкости при полном перекрытии отверстия. Основное значение этого параметра состоит в том, чтобы учесть неразрывность потока жидкости.

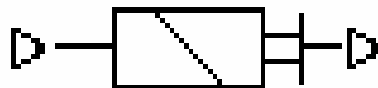
Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно.

11. ПРИВОДЫ КЛАПАНОВ (Valve Actuators)

Раздел содержит набор приводов и включает пять блоков:

1. 2-Position Actuator.
2. 3-Position Actuator.
3. Hydraulic Single-Acting Valve Actuator.
4. Hydraulic Double-Acting Valve Actuator.
5. Proportional and Servo-Valve Actuator.

11.1. Двухпозиционный привод клапанов (2-Position Valve Actuator)



Блок *2-Position Valve Actuator* представляет собой двухпозиционный привод для изменения положения запорно-регулирующего элемента клапанов. Основными параметрами привода являются перемещение исполнительного механизма привода, время включения и выключения.

На вход в блок подается сигнал управления, который преобразуется в физический выходной сигнал. Далее этот сигнал может быть подан на физический порт управления S одного из представленных в разделе *Directional Valves* гидрораспределителей.

Блок представляет собой идеальный преобразователь, в котором управляющее воздействие не зависит от значения нагрузки на исполнительном механизме привода. Характеристика его перемещения $f(x, t)$ приведена на рис. 71 и представляет собой типичную кривую перехода для электромагнитных приводов.

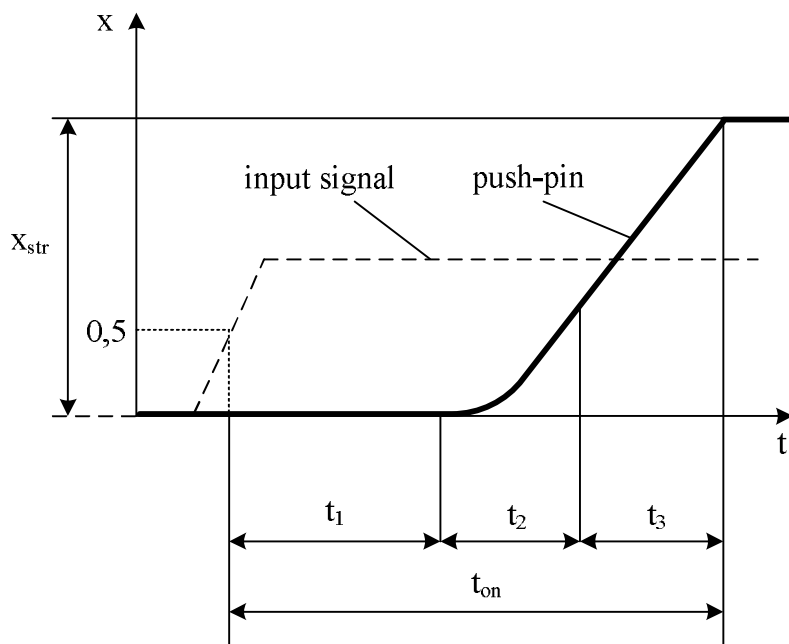


Рис. 71. Характеристика перемещения исполнительного механизма электромагнитного привода $f(x, t)$

Исполнительный механизм привода приводится в движение в момент, когда входное значение сигнала преодолевает 50 %-ный порог от номинального значения. Общее время перемещения t_{on} разделено на три равные стадии: задержка t_1 , движение с постоянным ускорением t_2 и движение с постоянной скоростью t_3 . Движение прекращается при наступлении време-

ни выключения, при этом исполнительный механизм привода достигает значения x_{str} . Чтобы вернуть исполнительный механизм в начальное положение, сигнал управления должен быть просто снят. Обратное движение осуществляет по той же самой траектории (см. рис. 71).

Привод может быть остановлен в любой момент времени, изменив входной сигнал в блок. При этом перемещение осуществляется только при положительном сигнале, а направление движения исполнительного механизма привода определяется параметром *Actuator orientation*.

В модели приняты следующие допущения:

- в модели не учтены сопротивления, связанные с исполнительным механизмом, такие как трение, инерция и т.д.

Push-pin stroke – перемещение исполнительного механизма привода.

Switching-on time – время включения, необходимое для полного перемещения исполнительного механизма после подачи сигнала управления.

Switching-off time – время выключения, необходимое для полного перемещения исполнительного механизма после снятия сигнала управления.

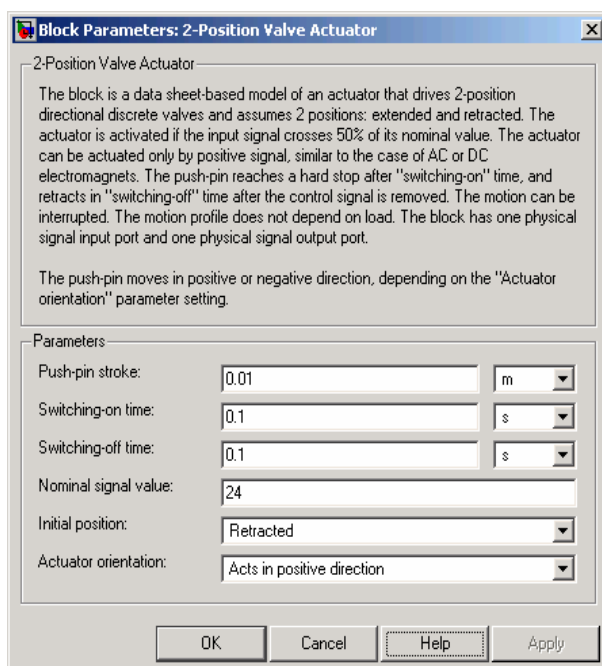


Рис. 72. Окно параметров блока *2-Position Valve Actuator*

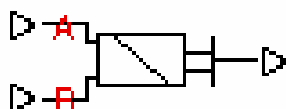
Nominal signal value – номинальное значение входного сигнала. Движение исполнительного механизма осуществляется при достижении входного значения сигнала 50 %-го порога от номинального значения. Этот параметр учитывает особенности электромагнита.

Initial position – начальное положение исполнительного механизма привода. Параметр может принимать одно из двух значений: *Retracted* (действие в обратном направлении) или *Extended* (действие в прямом направлении).

Actuator orientation – ориентация привода. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative direction*) направлении происходит движение исполнительного механизма привода.

Блок имеет два физических порта, связанных входным сигналом управления и выходным сигналом перемещения исполнительного механизма привода.

11.2. Трехпозиционный привод клапанов (3-Position Valve Actuator)



Блок *3-Position Valve Actuator* представляет собой трехпозиционный привод для изменения положения запорно-регулирующего элемента клапанов. Основными параметрами привода являются перемещение исполнительного механизма привода, время включения и выключения.

На вход в блок подаются два сигнала управления на электромагниты *A* и *B*, которые преобразуется в физический выходной сигнал. Далее этот сигнал может быть подан на физический порт управления *S* одного из представленных в разделе *Directional Valves* гидрораспределителей.

Блок представляет собой идеальный преобразователь, в котором управляющее воздействие не зависит от значения нагрузки на исполнительном механизме привода. Характеристика его перемещения $f(x, t)$ приведена на рис. 73 и представляет собой типичную кривую перехода для электромагнитных приводов.

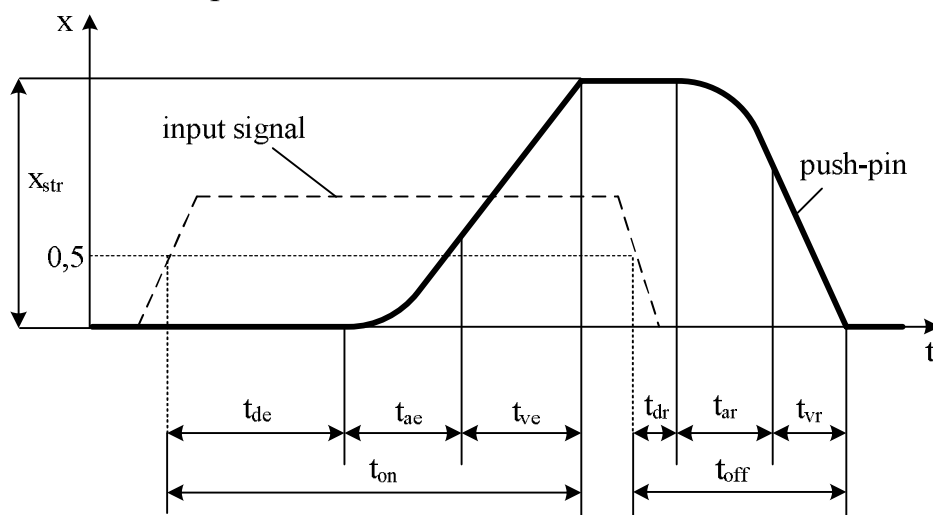


Рис. 73 Характеристика перемещения исполнительного механизма электромагнитного привода $f(x, t)$

Исполнительный механизм привода приводится в движение в момент, когда входное значение сигнала преодолевает 50 %-ный порог от номинального значения. Общее время перемещения t_{on} разделено на три равные стадии: задержка t_{de} , движение с постоянным ускорением t_{ae} и движение с постоянной скоростью t_{ve} . Движение прекращается при наступлении времени выключения, при этом исполнительный механизм привода достигает значения x_{str} . Чтобы вернуть исполнительный механизм в начальное положение, сигнал управления должен быть просто снят. Обратное движение также состоит из трех стадий t_{off} (см. рис. 73).

Входной сигнал, приложенный к порту *A*, заставляет двигаться исполнительный механизм привода в положительном направлении, а чтобы переместить его в отрицательном направлении – необходимо подать входной сигнал к порту *B*. При этом не допускается одновременная подача сигналов на оба порта одновременно.

Привод может быть остановлен в любой момент времени, изменив входной сигнал в блок. При этом перемещение осуществляется только при положительных сигналах в портах *A* и *B*.

В модели приняты следующие допущения:

- в модели не учтены сопротивления, связанные с исполнительным механизмом, такие как трение, инерция и т.д.

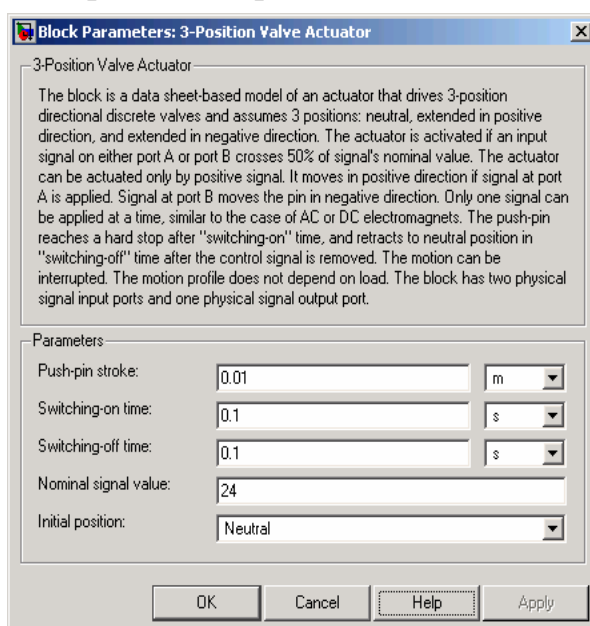


Рис. 74. Окно параметров блока *3-Position Valve Actuator*

Push-pin stroke – перемещение исполнительного механизма привода.

Switching-on time – время включения, необходимое для полного перемещения исполнительного механизма после подачи сигнала управления.

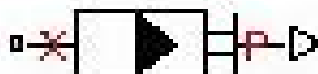
Switching-off time – время выключения, необходимое для полного перемещения исполнительного механизма после снятия сигнала управления.

Nominal signal value – номинальное значение входного сигнала. Движение исполнительного механизма осуществляется при достижении входного значения сигнала 50 %-го порога от номинального значения. Этот параметр учитывает особенности электромагнита.

Initial position – начальное положение исполнительного механизма привода. Параметр может принимать одно из трех значений: *Neutral* (нейтральное положение), *Extended positive* (движение в прямом направлении) или *Extended negative* (движение в обратном направлении).

Блок имеет три физических порта: два входных порта *A* и *B*, связанных с сигналами управления, а также выходной порт, связанный с сигналом перемещения исполнительного механизма привода.

11.3. Гидравлический привод клапанов одностороннего действия (Hydraulic Single-Acting Valve Actuator)



Блок *Hydraulic Single-Acting Valve Actuator* представляет собой идеальный привод, управляемый перемещением, давлением или расходом, без учета сил сопротивления, кроме силы упругости пружины.

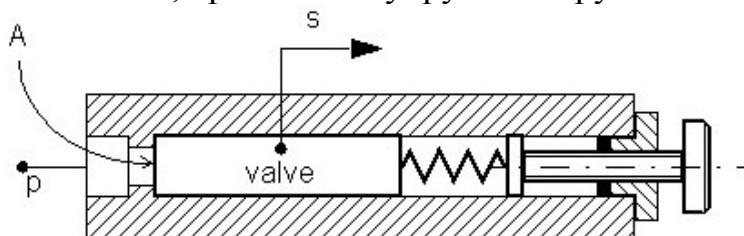


Рис. 75. Расчетная схема привода одностороннего действия

Привод одностороннего действия состоит из поршня и пружины. Поршень удерживается в начальном положении ($s = 0$), при некоторых значениях силы, действующей со стороны жидкости ($F \leq F_{pr}$). При увеличении давления жидкости на входе ($F_{pr} < F \leq F_{max}$) поршень преодолевает силы сопротивления со стороны пружины и начинает движение (максимальное положение ограничено конструктивно). Обратное движение поршня происходит за счет упругих свойств пружины при снижении давления жидкости на входе.

Такого рода привод может быть описан следующими уравнениями:

$$F = A \cdot p; L = \frac{stroke}{F_{max} - F_{pr}};$$

$$s = \begin{cases} 0, & \text{нпу } F \leq F_{pr}; \\ L \cdot (F - F_{pr}) \cdot or, & \text{нпу } F_{pr} < F < F_{max}; \\ stroke \cdot or, & \text{нпу } F \geq F_{max}, \end{cases}$$

где p – манометрическое давление жидкости в полости привода;

s – мгновенное положение поршня;

A – эффективная площадь поршня;

F – сила, действующая со стороны жидкости;

F_{pr} – минимальная сила, необходимая для смещения поршня;

F_{max} – максимальная сила, необходимая для перемещения поршня в крайнее положение;

$stroke$ – ход поршня;

or – переменная, принимающая значение «+1», если в порту A развивается усилие в положительном направлении и «-1» – в отрицательном.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция, трение, внутренние перетечки и т.д. в модели не учитываются;

– жидкость считается несжимаемой.

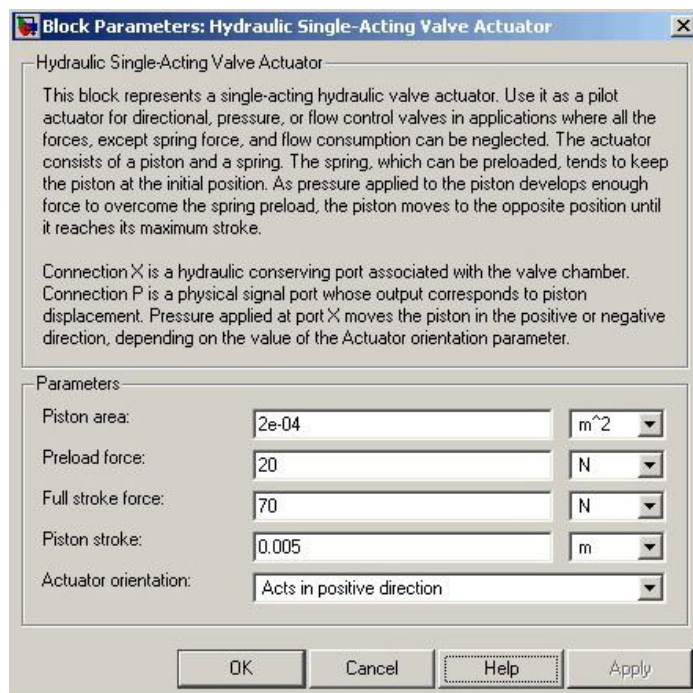


Рис. 76. Окно параметров блока *Hydraulic Single-Acting Valve Actuator*

Piston area – эффективная площадь поршня.

Preload force – минимальная сила, необходимая для смещения поршня.

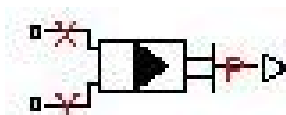
Full stroke force – минимальная сила, необходимая для перемещения поршня в крайнее положение.

Piston stroke – ход поршня.

Actuator orientation – ориентация привода. Привод может быть установлен двумя различными способами, в зависимости от того в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative direction*) направлении происходит действие при подаче на его вход давления.

Блок имеет один гидравлический порт X , связанный с входным отверстием, а также один механический порт P , связанный с положением выходного штока привода.

11.4. Гидравлический привод клапанов двустороннего действия (Hydraulic Double-Acting Valve Actuator)



Блок *Hydraulic Double-Acting Valve Actuator* представляет собой идеальный привод, управляемый перемещением, давлением или расходом, без учета сил сопротивления, кроме сил упругости пружин.

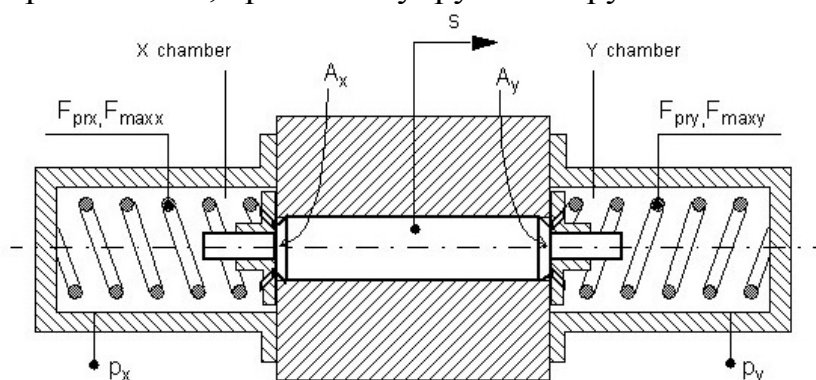


Рис. 77. Расчетная схема привода двустороннего действия

Привод состоит из двух взаимосвязанных приводов одностороннего действия, расположенных друг напротив друга, каждый из которых состоит из поршня и пружины (жесткости пружин и площади поршней могут быть различны). Между ними расположена промежуточная часть с выходным штоком.

Такого рода привод может быть описан следующими уравнениями:

$$F = A_x \cdot p_x - A_y \cdot p_y;$$

$$L_x = \frac{str_x}{F_{\max x} - F_{pr_x}}; \quad L_y = \frac{str_y}{F_{\max y} - F_{pr_y}};$$

$$\text{если } F \geq 0: \quad s = \begin{cases} 0, & \text{при } F \leq F_{pr_y}; \\ L_y \cdot (F - F_{pr_y}) \cdot or, & \text{при } F_{pr_y} < F < F_{\max y}; \\ str_y \cdot or, & \text{при } F \geq F_{\max y}. \end{cases}$$

$$\text{если } F < 0: \quad s = \begin{cases} 0, & \text{при } |F| \leq F_{pr_x}; \\ -L_x \cdot (|F| - F_{pr_x}) \cdot or, & \text{при } F_{pr_x} < |F| < F_{\max x}; \\ -str_x \cdot or, & \text{при } |F| \geq F_{\max x}, \end{cases}$$

где p – манометрическое давление жидкости в полости привода;

s – мгновенное положение поршня;

A – эффективная площадь поршня;

F – сила, действующая со стороны жидкости;

F_{pr} – минимальная сила, необходимая для смещения поршня;

F_{\max} – максимальная сила, необходимая для перемещения поршня в крайнее положение;

$stroke$ – ход поршня;

or – переменная, принимающая значение «+1», если в порту A развивается усилие в положительном направлении и «-1» – в отрицательном.

В модели приняты следующие допущения:

– инерция, трение, внутренние перетечки и т.д. в модели не учитываются;

– жидкость считается несжимаемой.

Piston area at port X – эффективная площадь поршня в полости X .

Piston area at port Y – эффективная площадь поршня в полости Y .

Preload force at port X – минимальная сила, необходимая для смещения поршня в полости X .

Preload force at port Y – минимальная сила, необходимая для смещения поршня в полости Y .

Spring maximum force at port X – максимальная сила упругости в полости X .

Spring maximum force at port Y – максимальная сила упругости в полости Y .

Piston stroke at port X – ход поршня в полости X .

Piston stroke at port Y – ход поршня в полости Y .

Actuator orientation – ориентация привода. Привод может быть установлен двумя различными способами, в зависимости от того в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative di-*

rection) направлении происходит действие при подаче на его вход давления.

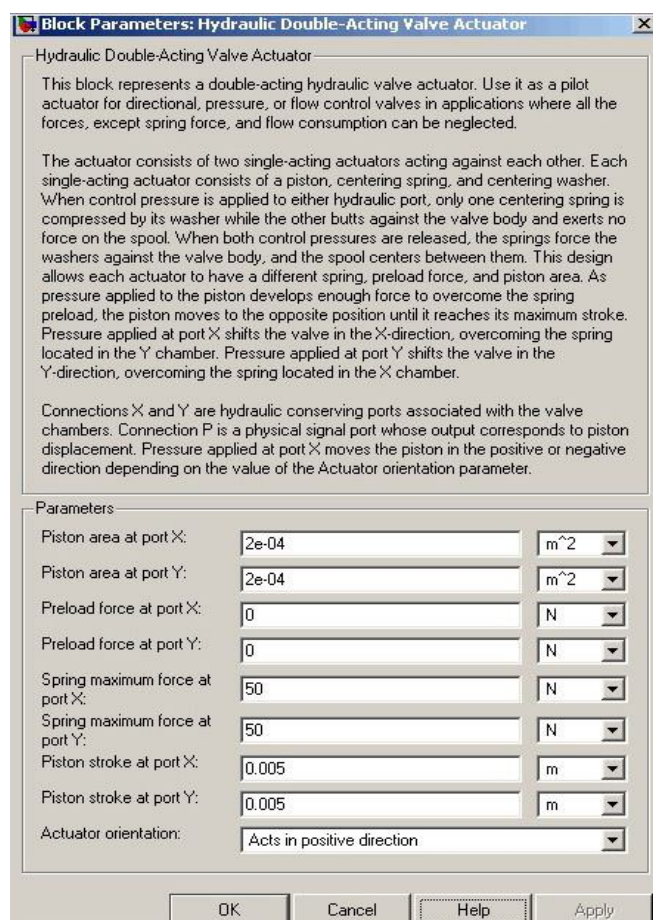
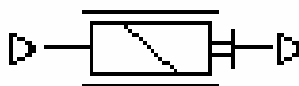


Рис. 78. Окно параметров блока *Hydraulic Double-Acting Valve Actuator*

Блок имеет два гидравлических порта *X* и *Y*, связанных с входными отверстиями соответствующих полостей, а также один механический порт *P*, связанный с положением выходного штока привода.

11.5. Пропорциональный привод и привод сервоклапанов (Proportional and Servo-Valve Actuator)



Блок *Proportional and Servo-Valve Actuator* представляет собой электромагнитный привод, который используется в пропорциональных клапанах сервомоторов. Блок реализован на основе типовой модели и выдает только отношения вход/выход либо переходную характеристику привода,

которые обычно приводятся справочной литературе и каталогах заводов-изготовителей.

Данный блок базируется на сочетании блоков библиотеки *Simscape (Physical Signals)*, соединенных согласно рис. 79.

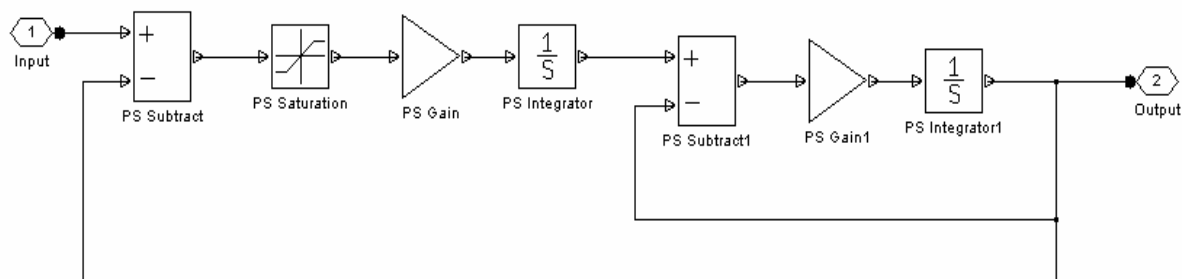


Рис. 79. Принципиальная схема блока *Proportional and Servo-Valve Actuator*

Модель состоит из усилителя (*PS Gain*), интегратора (*PS Integrator*), блока ограничения (*PS Saturation*) и блока вычитания (*PS Subtract*), который замыкает обратную связь.

Переходные характеристики клапанов сервомоторов или пропорциональных клапанов приведены на рис. 80. Единственным различием между двумя приведенными графиками является значение параметра ограничения (100 и 20 %-ное ограничение выходного сигнала).

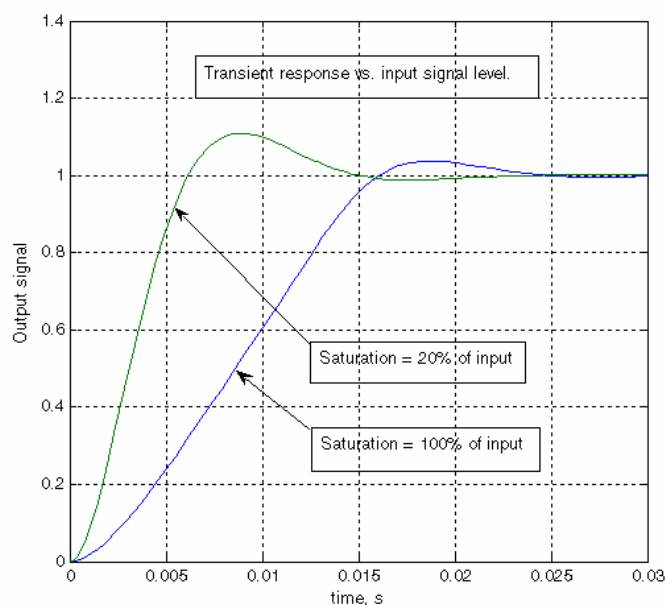


Рис. 80. Зависимость выходного сигнала привода (*Output signal*) от времени (*time*) для клапанов сервомоторов или пропорциональных клапанов

Изменяя параметры блока (ограничение, усиление и постоянную времени), можно добиться достаточной точности модели реального приво-

да. Однако самым эффективным способом подбора параметров модели является использование *Simulink Response Optimization Toolbox*.

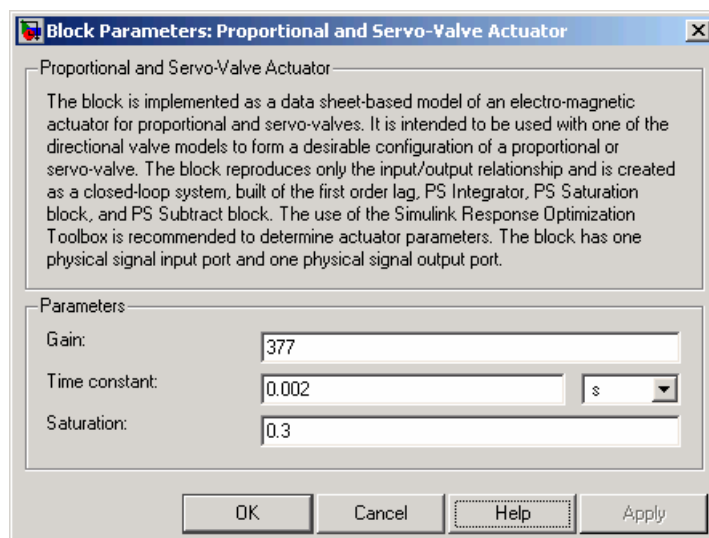


Рис. 81. Окно параметров блока *Proportional and Servo-Valve Actuator*

Gain – усиление. Задаёт задержку первого порядка.

Time constant – постоянная времени с учётом задержки первого порядка.

Saturation – ограничение. Ограничивает модель привода.

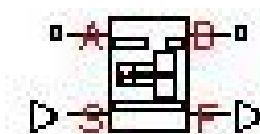
Блок имеет два физических порта входного и выходного сигналов.

12. СИЛОВЫЕ КЛАПАНЫ (Valve Forces)

Раздел содержит набор силовых клапанов и включает в себя следующие блоки:

1. Spool Orifice Hydraulic Force.
2. Valve Hydraulic Force.

12.1. Клапан типа «сопло-заслонка» (Spool Orifice Hydraulic Force)



Блок *Spool Orifice Hydraulic Force* представляет собой клапан, образованный щелью прямоугольного сечения и вставкой с перекрытием много большим радиального зазора между отверстием и вставкой.

Клапан может быть описан следующими уравнениями:

$$F = \rho \frac{q^2}{A} \cos \theta \cdot or;$$

$$\theta = 0,3663 + 0,8373 \cdot (1 - \exp(-x/1,848));$$

$$x = x_0 + s \cdot or;$$

$$A = \begin{cases} b \cdot \sqrt{x^2 - \delta^2}, & \text{при } x > 0, \\ b \cdot \delta, & \text{при } x \leq 0, \end{cases}$$

где F – осевая гидравлическая сила;

q – расход;

ρ – плотность жидкости;

A – площадь щели;

θ – реактивный угол;

x_0 – начальное перекрытие щели;

s – положение вставки;

b – ширина щели;

δ – радиальный зазор;

or – переменная, принимающая значение «+1», если в порту A развивается усилие в положительном направлении и «-1» – в отрицательном.

В модели приняты следующие допущения:

- переходные процессы незначительны и ими можно пренебречь;
- блок может использоваться только для моделирования клапанов, образованных щелью прямоугольного сечения и вставкой с перекрытием много большим радиального зазора между отверстием и вставкой.

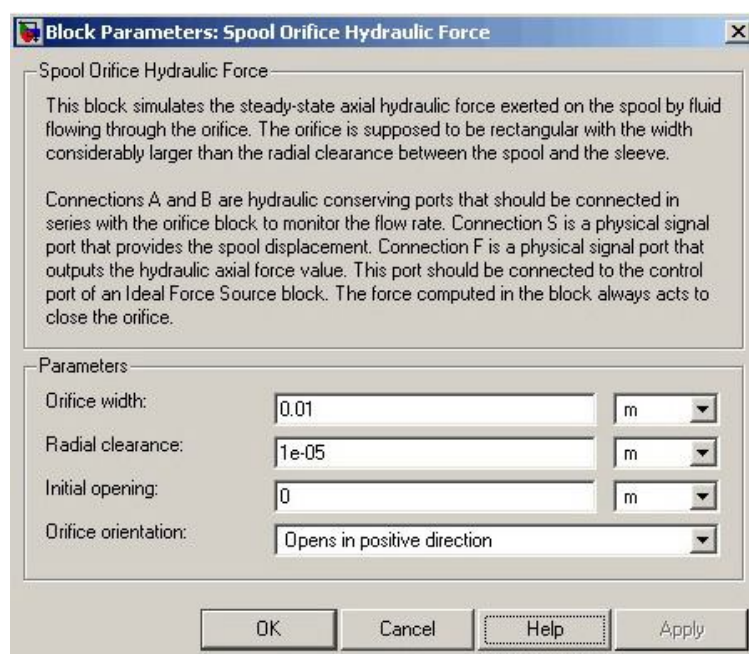


Рис. 82. Окно параметров блока *Spool Orifice Hydraulic Force*

Orifice width – ширина прямоугольной щели.

Radial clearance – радиальный зазор между щелью и вставкой.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Orifice orientation – ориентация отверстия. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входным и выходным отверстиями клапана соответственно, а также два физических порта: *S* – управляющий перемещением вставки и *F* – связанный с гидравлической осевой силой на выходе.

12.2. Силовой гидравлический клапан (Valve Hydraulic Force)



Блок *Valve Hydraulic Force* моделирует статическую осевую гидравлическую силу жидкости, приложенную к клапану. Отношения между открытием клапана, давлением и силой задаются в виде двухмерного массива. Такой массив может быть получен экспериментально или аналитически.

Матрица осевой гидравлической силы должна иметь прямоугольный вид и содержать строки со значениями перепада давления на клапане и столбцы – значения открытия клапана. Значения в строках и столбцах должны располагаться в возрастающем порядке и охватывать весь диапазон значений, характеризующих сам клапан.

В модель блок ставится параллельно отверстию, через которое поток жидкости и вызывает осевую гидравлическую силу, как показано на рис. 83.

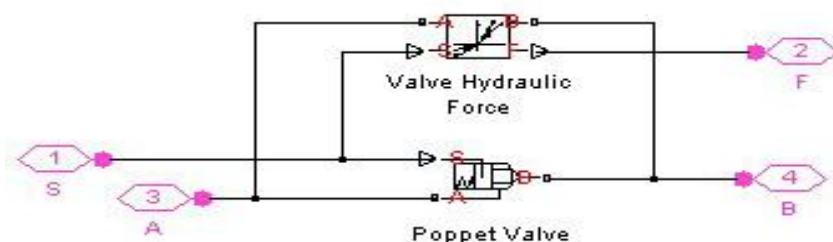


Рис. 83. Пример модели клапана с блоком *Valve Hydraulic Force*

В модели приняты следующие допущения: переходные процессы незначительны, и ими можно пренебречь.

Initial opening – начальное положение клапана. Параметр может быть положительным (положительное перекрытие), отрицательным (отрицательное перекрытие) или равным нулю (нулевое перекрытие).

Orifice orientation – ориентация отверстия. Может быть задана двумя различными способами, в зависимости от того увеличивается (*Positive signal increases overlap*) или уменьшается (*Negative signal increases overlap*) перекрытие.

Tabulated valve openings – таблица координат открытия отверстия. задается вектор входных значений открытий отверстия как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

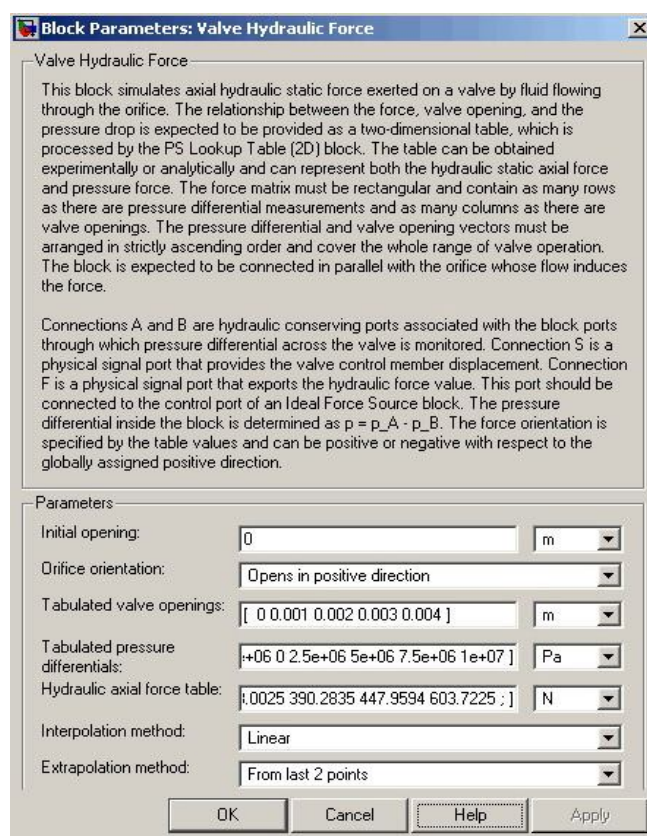


Рис. 84. Окно параметров блока *Valve Hydraulic Force*

Tabulated pressure differential – таблица перепадов давления. задается вектор входных значений перепадов давления как массив $1 \times n$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Hydraulic axial force table – таблица гидравлической осевой силы. Задаются выходные значения расходов как матрица $m \times n$. Каждое значение в

матрице определяет гидравлическую осевую силу при определенной комбинации координаты открытия отверстия и перепада давления.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

- по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с входом и выходом в блок, а также два физических порта: *S* – управляющий перемещением клапана и *F* – связанный с гидравлической осевой силой на выходе.

13. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ (Hydraulic Cylinders)

Блоки данного раздела моделируют устройства, которые преобразуют гидравлическую энергию в механическую. Гидравлическая жидкость, подаваемая под давлением в одну из двух полостей цилиндра, вынуждает поршень перемещаться, тем самым вызывая движение штока.

По направлению действия рабочей жидкости все гидроцилиндры можно разделить на две группы: одностороннего и двухстороннего действия.

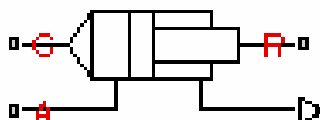
Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин.

Раздел включает пять блоков:

1. Single-Acting Hydraulic Cylinder.
2. Double-Acting Hydraulic Cylinder.

3. Cylinder Friction.
4. Double-Acting Rotary Actuator.
5. Single-Acting Rotary Actuator.

13.1. Гидравлический цилиндр одностороннего действия (Single-Acting Hydraulic Cylinder)



Блок *Single-Acting Hydraulic Cylinder* представляет собой гидравлический цилиндр одностороннего действия, т.е. передающий силу и движение только в одном направлении. В обратном направлении шток движется за счет пружины, веса и т.д.

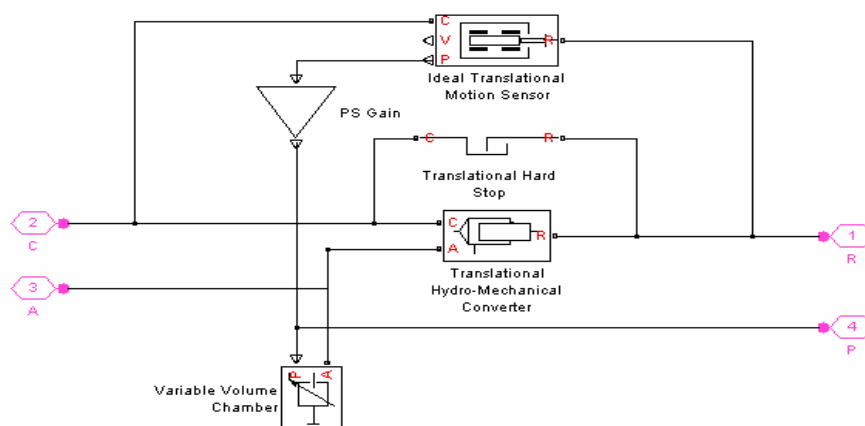


Рис. 85. Принципиальная схема блока *Single-Acting Hydraulic Cylinder*

Блок имеет два механических порта *R* и *C*, связанных со штоком и гильзой гидроцилиндра соответственно, а также гидравлический порт *A*, связанный со входным отверстием гидроцилиндра. Физический порт *P* выходного сигнала обеспечивает смещение штока.

Энергия через порт *A* направлена к блокам *Translational Hydro-Mechanical Converter* и *Variable Volume Chamber*. *Translational Hydro-Mechanical Converter* преобразовывает гидравлическую энергию в механическую, в то время как *Variable Volume Chamber* учитывает сжимаемость жидкости в цилиндре. Движение штока ограничено механическим блоком остановки *Translational Hard Stop*. Блок *Ideal Translational Motion Sensor* введен для определения мгновенного положения поршня, которое является необходимым для блока *Variable Volume Chamber*.

В модели приняты следующие допущения:

– отсутствуют внутренние перетечки и внешние утечки рабочей жидкости;

– отсутствуют силы инерции поршня и штока, трение в самом цилиндре и т.д. При необходимости все потери можно учесть, соединяя соответствующий стандартный блок с портом цилиндра *R*.

Piston area – эффективная площадь поршня.

Piston stroke – ход поршня.

Piston initial position – положение поршня в начальный момент времени.

Dead volume – объем жидкости при начальном положении поршня.

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

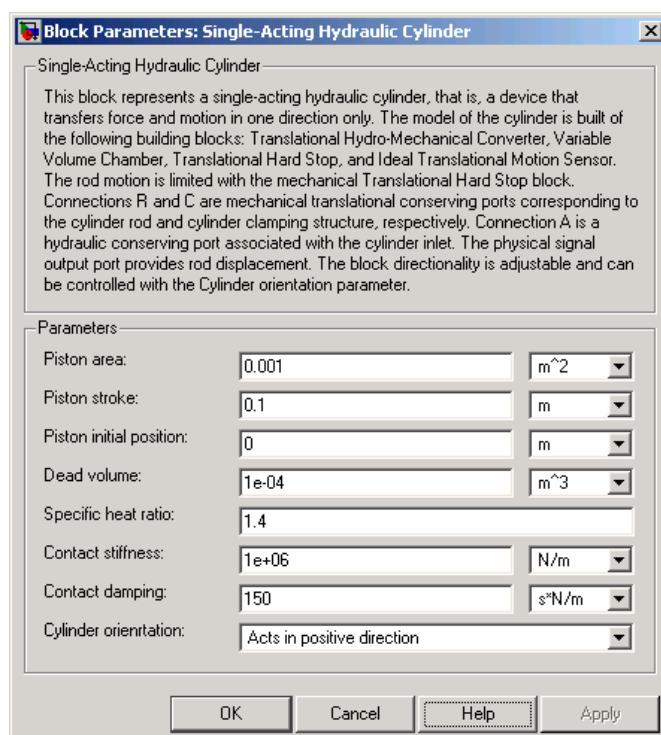


Рис. 86. Окно параметров блока *Single-Acting Hydraulic Cylinder*

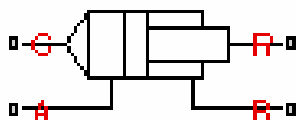
Contact stiffness – определяет упругие свойства сталкивающихся тел для блока *Translational Hard Stop*. Чем больше значение параметра, тем более упругим становится соударение (меньше тела проникает друг в друга).

Contact damping – определяет потери энергии при соударении тел для блока *Translational Hard Stop*. Если значение параметра стремится к нулю, то воздействие близко к абсолютно упругому. При увеличении значения параметра увеличиваются и потери энергии при взаимодействии тел.

Cylinder orientation – ориентация цилиндра. Цилиндр может быть установлен двумя различными способами, в зависимости от того в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative di-*

rection) направлении происходит действие при подаче на его вход давления.

13.2. Гидравлический цилиндр двухстороннего действия (Double-Acting Hydraulic Cylinder)



Блок *Double-Acting Hydraulic Cylinder* представляет собой гидравлический цилиндр двустороннего действия, передающий силу и движение в обоих направлениях.

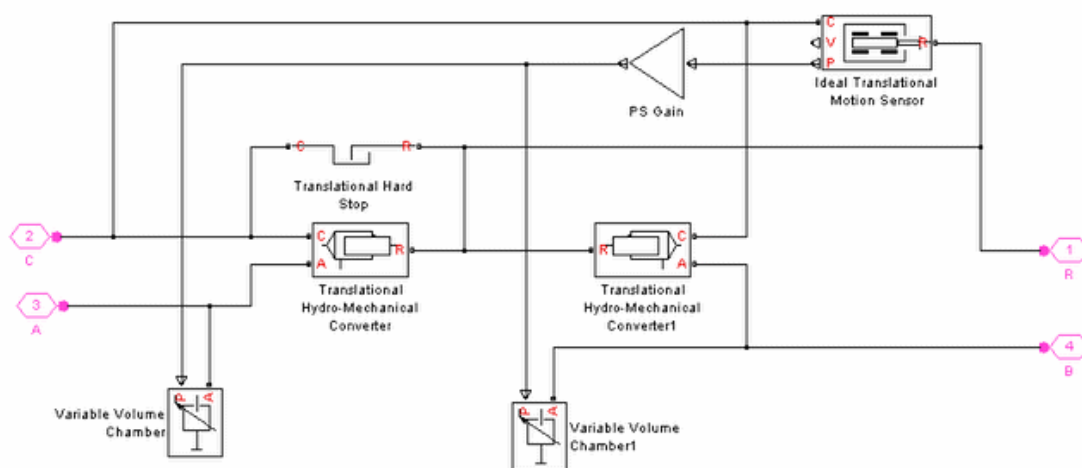


Рис. 87. Принципиальная схема блока *Double-Acting Hydraulic Cylinder*

Блок имеет два механических порта *R* и *C*, связанных со штоком и гильзой гидроцилиндра соответственно, а также два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с поршневой и штоковой полостями соответственно.

Энергия через гидравлический порт *A* или *B* направлена к соответствующим блокам *Translational Hydro-Mechanical Converter* и *Variable Volume Chamber*. *Translational Hydro-Mechanical Converter* преобразовывает гидравлическую энергию в механическую, в то время как *Variable Volume Chamber* учитывает сжимаемость жидкости в цилиндре. Движение штока ограничено механическим блоком остановки *Translational Hard Stop*. Блок *Ideal Translational Motion Sensor* введен для определения мгновенное положения поршня, которое является необходимым для блока *Variable Volume Chamber*.

В модели приняты следующие допущения:

– отсутствуют внутренние перетечки и внешние утечки рабочей жидкости;

– отсутствуют силы инерции поршня и штока, трение в самом цилиндре и т.д. При необходимости все потери можно учесть, соединяя соответствующий стандартный блок с портом цилиндра *R*.

Piston area – эффективная площадь поршня.

Piston stroke – ход поршня.

Piston initial position – положение поршня в начальный момент времени.

Dead volume – объем жидкости при начальном положении поршня.

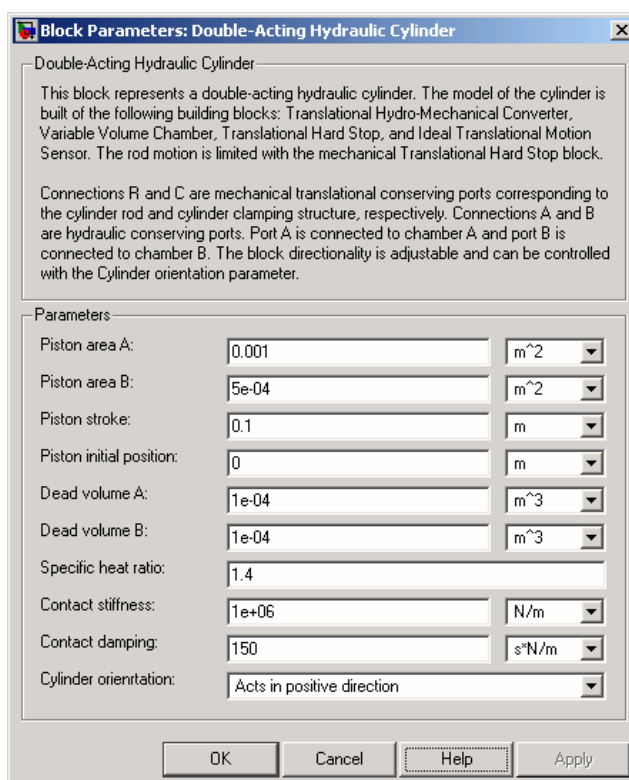


Рис. 88. Окно параметров блока *Double-Acting Hydraulic Cylinder*

Specific heat ratio – коэффициент теплопередачи для газа.

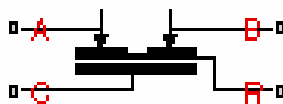
Contact stiffness – определяет упругие свойства сталкивающихся тел для блока *Translational Hard Stop*. Чем больше значение параметра, тем более упругим становится соударение (меньше тела проникает друг в друга).

Contact damping – определяет потери энергии при соударении тел для блока *Translational Hard Stop*. Если значение параметра стремится к нулю, то воздействие близко к абсолютно упругому. При увеличении значения параметра увеличиваются и потери энергии при взаимодействии тел.

Cylinder orientation – ориентация цилиндра. Цилиндр может быть установлен двумя различными способами, в зависимости от того в положительном (*Acts in positive direction*) или отрицательном (*Acts in negative di-*

rection) направлении происходит действие при подаче на его вход давления.

13.3. Трение в гидравлических цилиндрах (Cylinder Friction)



Блок *Cylinder Friction* моделирует трение между подвижными частями в гидравлических цилиндрах. Этот блок предназначен для использования в комбинации и с цилиндрами одностороннего и двухстороннего действия.

Сила трения может быть найдена из следующих уравнений:

$$F = F_C (1 + (K_{brk} - 1) \cdot \exp(-c_v |v|)) \operatorname{sign}(v) + f_{vfr} \cdot v,$$

$$F_C = F_{pr} + f_{cfr} (p_A - p_B),$$

где F – сила трения;

F_C – сила трения Кулона;

F_{pr} – предварительная нагрузка;

f_{cfr} – коэффициент трения Кулона;

p_A, p_B – давления в поршневой и штоковой полостях цилиндра;

K_{brk} – отрывной коэффициент;

c_v – коэффициент;

v – относительная скорость;

f_{vfr} – коэффициент вязкого трения.

Чтобы исключить нелинейность при $v = 0$, функция представлена в окрестности нулевой скорости $|v| \leq v_{th}$, так что сила трения будет линейно-пропорциональна скорости:

$$F = K \cdot v,$$

$$K = \frac{F_C (1 + (K_{brk} - 1) \cdot \exp(-c_v v_{th})) + f_{vfr} \cdot v_{th}}{v_{th}},$$

где K – коэффициент пропорциональности;

v_{th} – скоростной порог.

Блок имеет два механических порта R и C , связанных со штоком и гильзой гидроцилиндра соответственно, а также два гидравлических порта A и B , связанных с поршневой и штоковой полостями цилиндра, как показано на рис. 89.

Сила трения всегда направлена противоположно движению поршня.

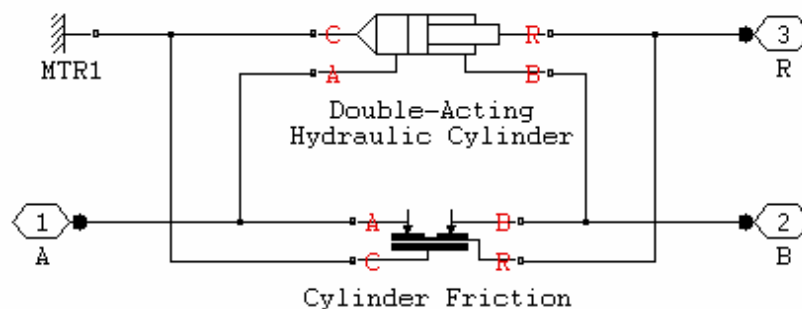


Рис. 89. Принципиальная схема блока *Cylinder Friction*

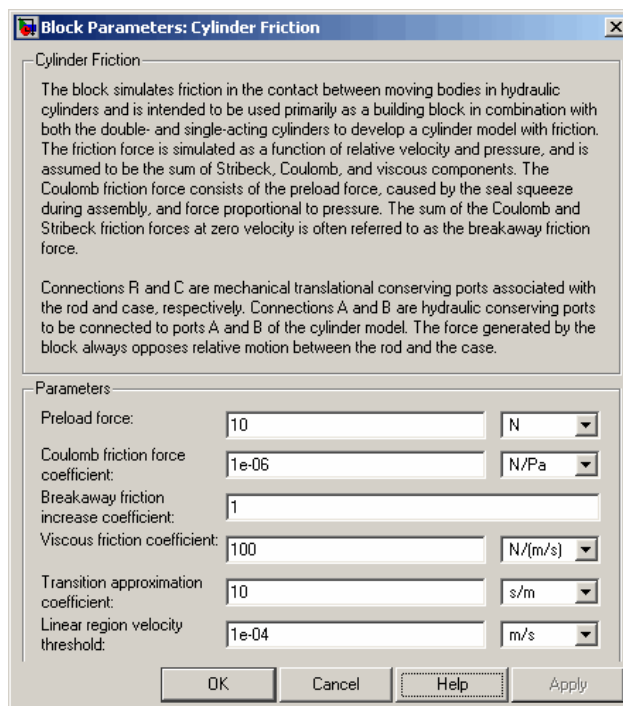


Рис. 90. Окно параметров блока *Cylinder Friction*

Preload force – предварительная нагрузка.

Coulomb friction increase coefficient – коэффициент трения Кулона, который определяет пропорциональность между силой трения Кулона и давлением в полостях цилиндра.

Breakaway friction increase coefficient – отрывной коэффициент трения.

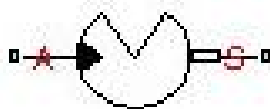
Viscous friction coefficient – коэффициент пропорциональности между вязким трением и относительной скоростью. Значение параметра должно быть неотрицательным.

Transition approximation coefficient – параметр устанавливает значение коэффициента c_v , который используется для аппроксимации перехода между статическим трением и трением Кулона. Значение параметра принимается из следующих соображений: статический компонент трения достигает приблизительно 5 % его установившегося значения скорости $3/c_v$ и 2 % в

скорости $4/c_v$, которое позволяет установить относительную аппроксимацию $c_v \approx 4/v_{\min}$, где v_{\min} – относительная скорость, при которой сила трения принимает минимальное значение. По умолчанию коэффициент c_v равен 10 с/м, который соответствует минимальному трению при скорости приблизительно 0,4 м/с.

Linear region velocity threshold – параметр, устанавливающий близость к нулевой скорости, при которой сила трения является линейно пропорциональной относительной скорости.

13.4. Поворотный гидродвигатель одностороннего действия (Single-Acting Rotary Actuator)



Блок *Single-Acting Rotary Actuator* представляет собой

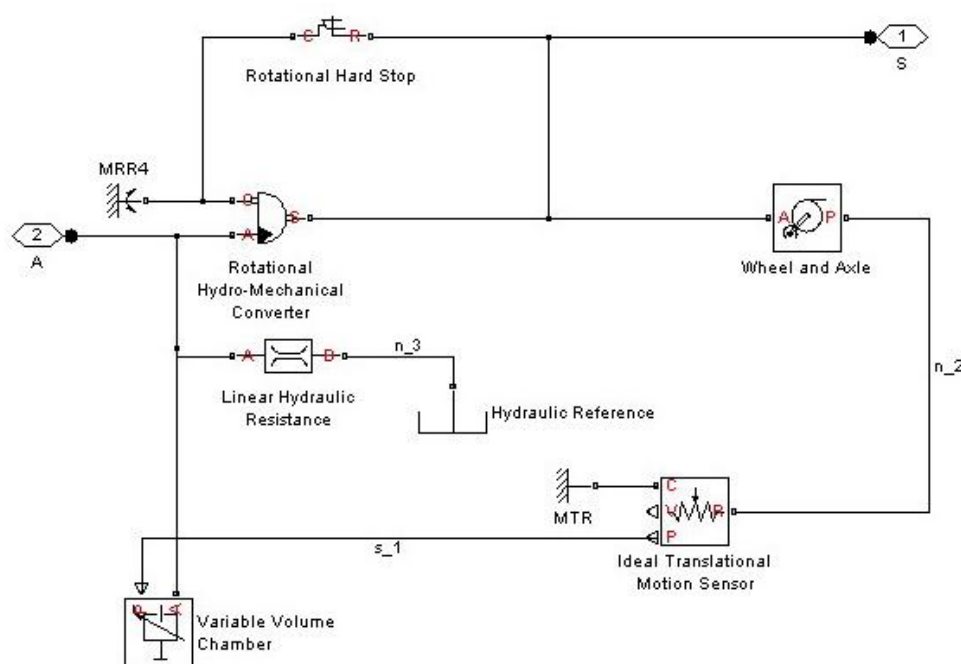


Рис 91. Структурная схема блока *Single-Acting Rotary Actuator*

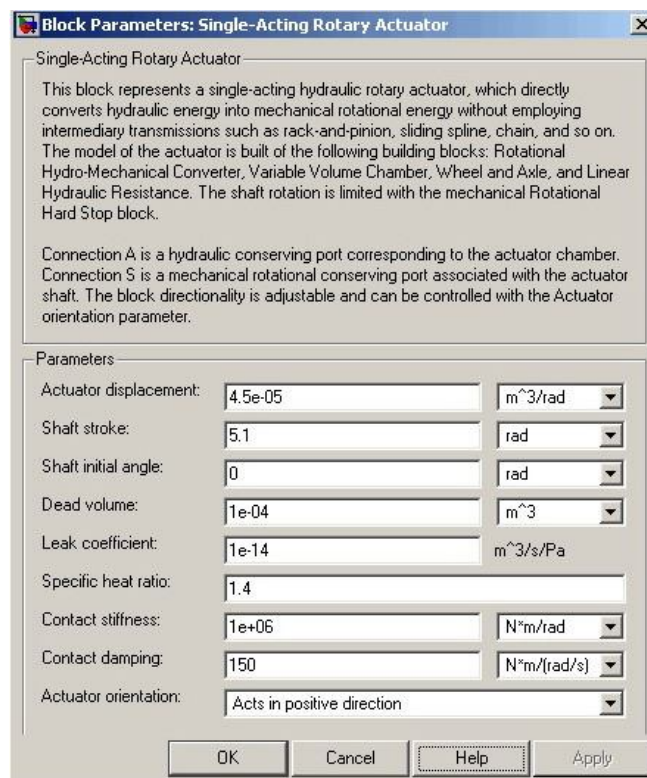
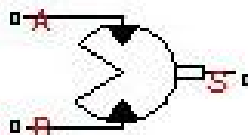


Рис. 92. Окно настройки блока *Single-Acting Rotary Actuator*

13.5. Поворотный гидродвигатель двухстороннего действия (Double-Acting Rotary Actuator)



Блок *Double-Acting Rotary Actuator* представляет собой

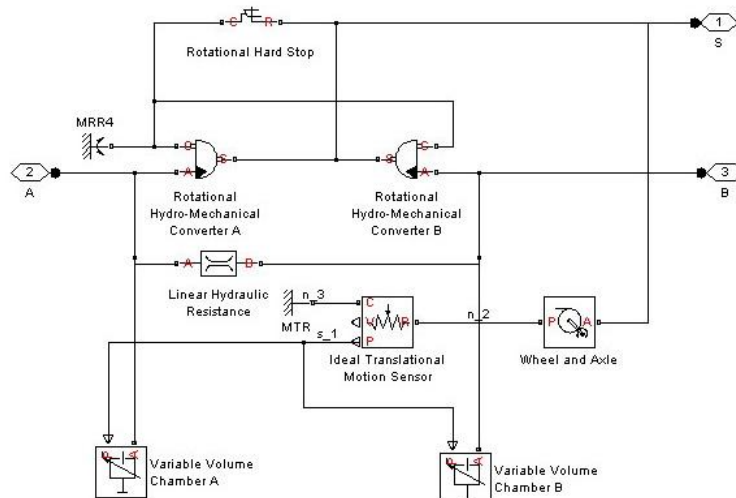


Рис. 93. Структурная схема блока *Double-Acting Rotary Actuator*

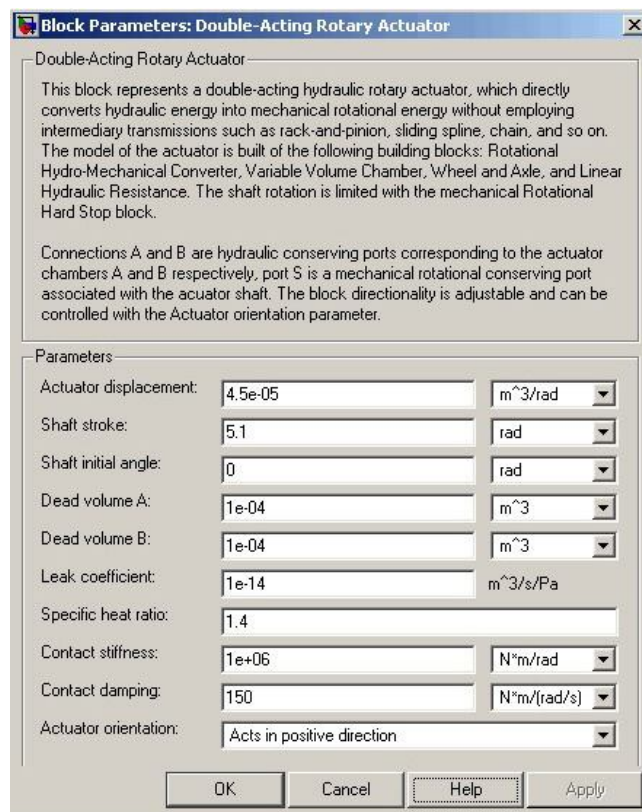


Рис. 94. Структурная схема блока *Double-Acting Rotary Actuator*

14. НАСОСЫ И МОТОРЫ (Pumps and Motors)

В **объемных насосах** силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в замкнутых объемах (рабочих камерах), которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. Рабочий орган, обеспечивающий заполнение жидкостью рабочих камер и последующее ее вытеснение (нагнетание), называют **вытеснителем**. Наиболее распространенным вытеснителем является поршень.

Объемные насосы, используемые в различных отраслях техники, весьма различны по конструкции и имеют различные эксплуатационные параметры. По характеру движения рабочего органа выделяют возвратно-поступательные (поршневые) и роторные.

Гидромотором называется объемный гидравлический двигатель с вращательным движением выходного звена. Наибольшее распространение получили роторные (шестеренчатые, пластинчатые, роторно-поршневые) гидромоторы. Их конструкции ничем принципиально не отличаются от конструкции одноименных роторных насосов. При этом аксиально-поршневые гидромоторы применяются в случае необходимости получения на выходе высокой скорости вращения, а радиально-поршневые — для по-

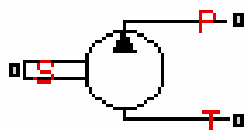
лучения низких скоростей вращения (в частности, используются в мотор-колесах самоходных машин).

Также следует отметить, что выпускаются роторные гидромашины, которые могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. Такие гидромашины принято называть насос-моторами.

Раздел содержит шесть блоков:

1. Fixed-Displacement Pump.
2. Hydraulic Motor.
3. Variable-Displacement Motor.
4. Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump.
5. Variable-Displacement Pump.
6. Centrifugal Pump.

14.1. Нерегулируемый роторный насос (Fixed-Displacement Pump)



Блок *Fixed-Displacement Pump* представляет собой нерегулируемый роторный насос. Основными параметрами для этого блока являются рабочий объем насоса, объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость приводного вала насоса. Все эти параметры приводятся в справочной литературе или каталогах.

Насосы с постоянным рабочим объемом описываются следующими уравнениями:

$$q = W \cdot \omega - k_{leak} \cdot p; \quad M = W \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m};$$

$$k_{leak} = k_{HP} / v \cdot p; \quad p = p_P - p_T;$$

$$k_{HP} = \frac{W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{P_{nom}},$$

где q – подача насоса;

p – перепад давления на насосе;

p_T, p_P – давления во всасывающем и нагнетающем трубопроводах насоса соответственно;

M – крутящий момент на валу насоса;

W – рабочий объем насоса;

ω – угловая скорость приводного вала;

k_{leak} – коэффициент, учитывающий герметичность;

k_{HP} – коэффициент Хагена–Пуазейля;

η_V – объемный КПД насоса;

η_m – механический КПД насоса;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

ρ – плотность жидкости;

p_{nom} – номинальное давление;

ω_{nom} – номинальная угловая скорость приводного вала насоса;

ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Потери давления линейно пропорциональны перепаду давления на насосе и могут быть найдены по формуле Хагена–Пуазейля

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{leak}; \quad \mu = \nu \cdot \rho,$$

где q_{leak} – суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса из области нагнетания в область всасывания;

d, l – геометрические параметры зазоров;

μ – динамическая вязкость жидкости.

При $p = p_{nom}$ и $\nu = \nu_{nom}$ суммарные утечки жидкости могут быть определены по формуле:

$$q_{leak} = W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V).$$

Механический КПД насоса находится как отношение полного и объемного КПД:

$$\eta_m = \eta / \eta_V.$$

В модели приняты следующие допущения:

- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- не принимаются во внимание сопротивления на приводном валу насоса, вызванные силами трения, инерцией и т.д.;
- суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса линейно пропорциональны перепаду давления на насосе.

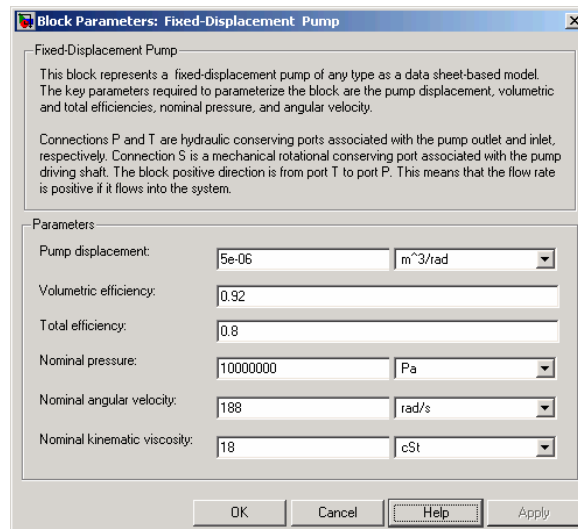


Рис. 95. Окна параметров блока *Fixed-Displacement Pump*

Pump displacement – рабочий объем насоса.

Volumetric efficiency – объемный КПД насоса.

Total efficiency – полный КПД насоса.

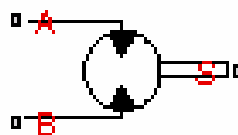
Nominal pressure – номинальное давление на выходе из насоса.

Nominal angular velocity – номинальная угловая скорость приводного вала насоса.

Nominal kinematic viscosity – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта *T* и *P*, связанных с всасывающим и нагнетающим трубопроводами насоса соответственно, а также механический порт *S*, который определяет направление вращения приводного вала насоса (положительное или отрицательное).

14.2. Гидравлический мотор (Hydraulic Motor)



Блок *Hydraulic Motor* представляет собой гидравлический двигатель с вращательным движением выходного звена. Основными параметрами для этого блока являются рабочий объем мотора, объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость вала мотора. Все эти параметры приводятся в справочной литературе или каталогах.

Гидравлические моторы описываются следующими уравнениями:

$$q = W \cdot \omega + k_{leak} \cdot p; \quad M = W \cdot p \cdot \eta_m;$$

$$k_{leak} = k_{HP} / \nu \cdot p; \quad p = p_A - p_B;$$

$$k_{HP} = \frac{W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot \nu_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}},$$

где q – расход гидромотора;

p – перепад давления на гидромоторе;

p_A, p_B – давления в напорном и сливном трубопроводах гидромотора соответственно;

M – крутящий момент на валу гидромотора;

W – рабочий объем гидромотора;

ω – угловая скорость вала гидромотора;

k_{leak} – коэффициент, учитывающий герметичность;

k_{HP} – коэффициент Хагена–Пуазейля;

η_V – объемный КПД гидромотора;

η_m – механический КПД гидромотора;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

ρ – плотность жидкости;

p_{nom} – номинальное давление;

ω_{nom} – номинальная угловая скорость вала гидромотора;

ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Потери давления линейно пропорциональны перепаду давления на гидромоторе и могут быть найдены по формуле Хагена–Пуазейля

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{leak}; \quad \mu = \nu \cdot \rho;$$

где q_{leak} – суммарные утечки жидкости через зазоры внутри гидромотора из напорной области в сливную;

d, l – геометрические параметры зазоров;

μ – динамическая вязкость жидкости.

При $p = p_{nom}$ и $\nu = \nu_{nom}$ суммарные утечки жидкости могут быть определены по формуле

$$q_{leak} = W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V).$$

Механический КПД гидромотора находится как отношение полного и объемного КПД:

$$\eta_m = \eta / \eta_V.$$

В модели приняты следующие допущения:

- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- не принимаются во внимание сопротивления на валу гидромотора, вызванные силами трения, инерцией и т.д.;

– суммарные утечки жидкости через зазоры внутри гидромотора линейно пропорциональны перепаду давления на гидромоторе.

Motor displacement – рабочий объем гидромотора;

Volumetric efficiency – объемный КПД гидромотора;

Total efficiency – полный КПД гидромотора;

Nominal pressure – номинальное давление на входе в гидромотор;

Nominal angular velocity – номинальная угловая скорость вала гидромотора;

Nominal kinematic viscosity – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

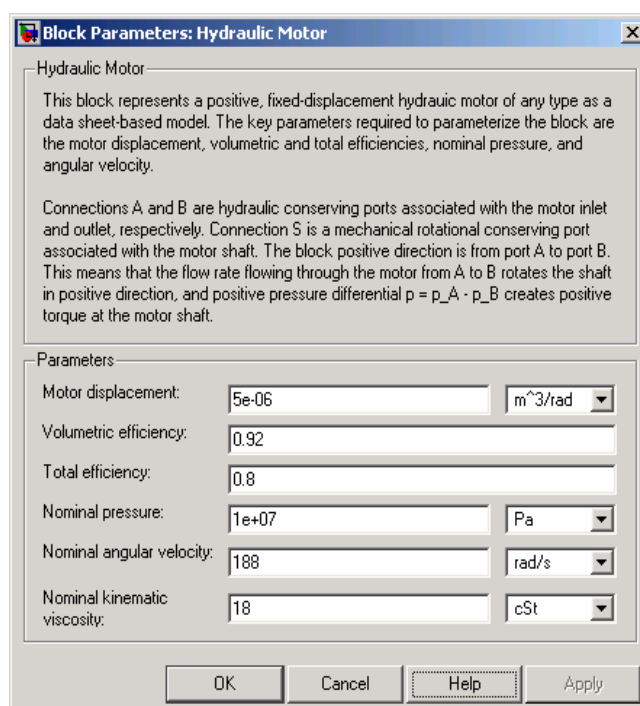
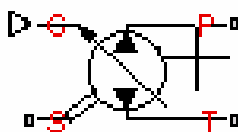


Рис. 96. Окна параметров блока *Hydraulic Motor*

Блок имеет два гидравлических порта *A* и *B*, связанных с напорной и сливной трубопроводами гидромотора соответственно, а также механический порт *S*, который определяет направление вращения вала гидромотора (положительное или отрицательное).

14.3. Регулируемый роторный насос (Variable-Displacement Pump)



Блок *Variable-Displacement Pump* представляет собой регулируемый роторный насос. Рабочий объем пропорционален сигналу управления, по-

даваемому через физический блок *C*. Основными параметрами для этого блока являются объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость приводного вала насоса. Все эти параметры приводятся в справочной литературе или каталогах.

В модели возможны два варианта параметризации:

– по линейной зависимости рабочего объема насоса от положения регулирующего устройства;

– по таблице, связывающей между собой положения регулирующего устройства и рабочий объем насоса.

Во втором случае, коэффициент рабочего объема насоса определен массивом с возможностью выбора одного из трех методов интерполяции и двух методов экстраполяции.

Насосы с переменным рабочим объемом описываются следующими уравнениями:

$$q = W \cdot \omega - k_{leak} \cdot p; \quad M = W \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m};$$

$$W = \begin{cases} \frac{W_{max}}{x_{max}} \cdot x; \\ W(x) \end{cases}$$

$$k_{leak} = k_{HP} / \nu \cdot p; \quad p = p_P - p_T;$$

$$k_{HP} = \frac{W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot \nu_{nom} \cdot \rho}{P_{nom}},$$

где q – подача насоса;

p – перепад давления на насосе;

p_T, p_P – давления во всасывающем и нагнетающем трубопроводах насоса соответственно;

M – крутящий момент на валу насоса;

W – мгновенный рабочий объем насоса;

W_{max} – максимальный рабочий объем насоса;

x – смещение регулирующего устройства;

x_{max} – максимальное смещение регулирующего устройства;

ω – угловая скорость приводного вала;

k_{leak} – коэффициент, учитывающий герметичность;

k_{HP} – коэффициент Хагена–Пуазейля;

η_V – объемный КПД насоса;

η_m – механический КПД насоса;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

ρ – плотность жидкости;

p_{nom} – номинальное давление;

ω_{nom} – номинальная угловая скорость приводного вала насоса;

ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Потери давления линейно пропорциональны перепаду давления на насосе и могут быть найдены по формуле Хагена–Пуазейля:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{leak}; \quad \mu = \nu \cdot \rho,$$

где q_{leak} – суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса из области нагнетания в область всасывания;

d, l – геометрические параметры зазоров;

μ – динамическая вязкость жидкости.

При $p = p_{nom}$ и $\nu = \nu_{nom}$ суммарные утечки жидкости могут быть определены по формуле

$$q_{leak} = W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_v).$$

Механический КПД насоса находится как отношение полного и объемного КПД:

$$\eta_m = \eta / \eta_v.$$

В модели приняты следующие допущения:

- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- не принимаются во внимание сопротивления на приводном валу насоса, вызванные силами трения, инерцией и т.д.;
- суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса линейно пропорциональны перепаду давления на насосе.

Model parameterization – параметризация модели. Модель регулируемого роторного насоса может быть описана одним из следующих методов:

– по линейной зависимости рабочего объема насоса от положения регулирующего устройства (*By maximum displacement and control member stroke*);

– по таблице, связывающей между собой положения регулирующего устройства и рабочий объем насоса (*By displacement vs. control member position table*).

Maximum displacement – максимальный объем насоса.

Maximum stroke – максимальное смещение регулирующего устройства.

Control member positions table – таблица положений регулирующего устройства. Задается вектор входных как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

Pump displacements table – таблица рабочих объемов насоса. Задается вектор значений рабочих объемов насоса как массив $1 \times m$ в той же размер-

ности, что и вектор входных значений положений регулирующего устройства.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

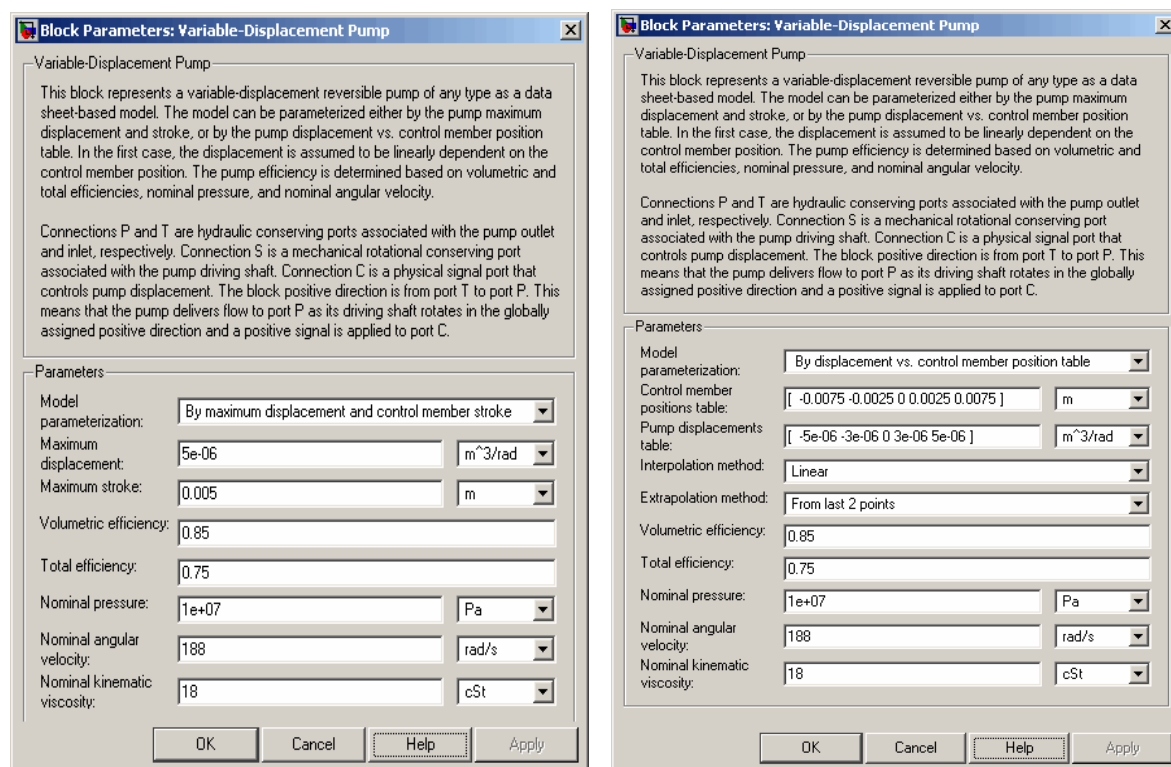


Рис. 97. Окна параметров блока *Variable-Displacement Pump*

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

- по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

– по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Volumetric efficiency – объемный КПД насоса;

Total efficiency – полный КПД насоса;

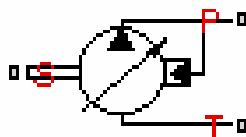
Nominal pressure – номинальное давление на выходе из насоса;

Nominal angular velocity – номинальная угловая скорость приводного вала насоса;

Nominal kinematic viscosity – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Блок имеет два гидравлических порта T и P , связанных с всасывающей и нагнетающей полостями насоса соответственно; механический порт S , который определяет направление вращения приводного вала насоса (положительное или отрицательное), а также физический порт управления C .

14.4. Регулируемый насос с компенсатором давления (Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump)



Блок *Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump* представляет собой регулируемый роторный насос с компенсатором давления. Основными параметрами для этого блока являются максимальный рабочий объем насоса, диапазон регулирования давления, объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость приводного вала насоса. Все эти параметры приводятся в справочной литературе или каталогах.

На рис. 98 приведена зависимость перепада давления на насосе p от подачи насоса q .

Насос стремится поддерживать установленное давление на выходе, изменяя подачу. Если перепад давления на насосе p меньше, чем установленное давление p_{set} подача насоса изменяется лишь за счет внутренних перетечек в насосе.

После того, как перепад давления достигает установленного значения ($p = p_{set}$), подача насоса начинает меняться, поддерживая заданное давление, изменяя рабочий объем насоса. Рабочий объем может быть снижен до нуля, при этом давление на выходе будет максимальным ($p = p_{max}$).

Диапазон давлений между заданным давлением p_{set} (при котором подача максимальна) и максимальным давлением p_{max} (при котором подача насоса равна нулю) называется диапазоном регулирования давления p_{reg} .

Чем меньше диапазон, тем выше точность регулирования, соответственно, ниже стабильность насоса.

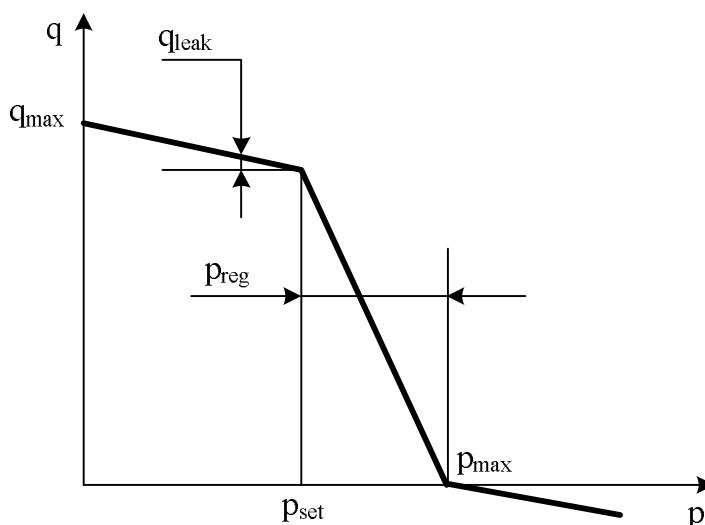


Рис. 98. Зависимость перепада давления на насосе p от подачи насоса q

Регулируемые насосы с компенсатором давления описываются следующими уравнениями:

$$q = W \cdot \omega - k_{leak} \cdot p; \quad M = W \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m};$$

$$W = \begin{cases} W_{\max}, & \text{при } p \leq p_{set}; \\ W_{\max} - K(p - p_{set}), & \text{при } p_{set} < p < p_{\max}; \\ 0, & \text{при } p \geq p_{\max}. \end{cases}$$

$$p_{\max} = p_{set} - p_{reg}; \quad p = p_P - p_T;$$

$$k_{leak} = k_{HP} / v \cdot p; \quad K = W_{\max} / (p_{\max} - p_{set});$$

$$k_{HP} = \frac{W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}},$$

где q – подача насоса;

p – перепад давления на насосе;

p_T, p_P – давления во всасывающем и нагнетающем трубопроводах насоса соответственно;

p_{set} – устанавливаемое значение давления при регулировании;

p_{\max} – максимальное давление, при котором подача насоса равна нулю;

M – крутящий момент на валу насоса;

W – мгновенный рабочий объем насоса;
 W_{\max} – максимальный рабочий объем насоса;
 x – смещение регулирующего устройства;
 x_{\max} – максимальное смещение регулирующего устройства;
 ω – угловая скорость приводного вала;
 k_{leak} – коэффициент, учитывающий герметичность;
 k_{HP} – коэффициент Хагена–Пуазейля;
 η_V – объемный КПД насоса;
 η_m – механический КПД насоса;
 ν – кинематическая вязкость жидкости;
 ρ – плотность жидкости;
 p_{nom} – номинальное давление;
 ω_{nom} – номинальная угловая скорость приводного вала насоса;
 ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Потери давления линейно пропорциональны перепаду давления на насосе и могут быть найдены по формуле Хагена–Пуазейля:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{leak}; \quad \mu = \nu \cdot \rho,$$

где q_{leak} – суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса из области нагнетания в область всасывания;

d, l – геометрические параметры зазоров;

μ – динамическая вязкость жидкости.

При $p = p_{nom}$ и $\nu = \nu_{nom}$ суммарные утечки жидкости могут быть определены по формуле

$$q_{leak} = W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V).$$

Механический КПД насоса находится как отношение полного и объемного КПД:

$$\eta_m = \eta / \eta_V.$$

В модели приняты следующие допущения:

- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- не принимаются во внимание сопротивления на приводном валу насоса, вызванные силами трения, инерцией и т.д.;
- суммарные утечки жидкости через зазоры внутри насоса линейно пропорциональны перепаду давления на насосе.

Motor displacement – рабочий объем насоса;

Setting pressure – устанавливаемое значение давления при регулировании;

Pressure regulation range – диапазон регулирования давления;

Volumetric efficiency – объемный КПД насоса;

Total efficiency – полный КПД насоса;

Block Parameters: Variable-Displacement Pressure-Compensated P...

Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump

This block represents a variable-displacement, pressure-compensated hydraulic pump of any type as a data sheet-based model. The key parameters required to parameterize the block are the pump maximum displacement, volumetric and total efficiencies, regulation range, nominal pressure, and angular velocity.

Connections P and T are hydraulic conserving ports associated with the pump outlet and inlet, respectively. Connection S is a mechanical rotational conserving port associated with the pump driving shaft. The block positive direction is from port T to port P. This means that the pump delivers flow to port P as its driving shaft rotates in the globally assigned positive direction.

Parameters

Maximum displacement:	5e-06	m ³ /rad
Setting pressure:	10000000	Pa
Pressure regulation range:	600000	Pa
Volumetric efficiency:	0.85	
Total efficiency:	0.75	
Nominal pressure:	10000000	Pa
Nominal angular velocity:	188	rad/s
Nominal kinematic viscosity:	18	cSt

OK Cancel Help Apply

Рис. 99. Окно параметров блока
Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump

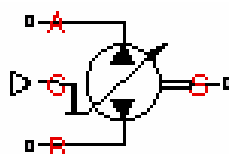
Nominal pressure – номинальное давление на выходе из насоса;

Nominal angular velocity – номинальная угловая скорость приводного вала насоса;

Nominal kinematic viscosity – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Блок имеет гидравлические порты *T* и *P*, связанные всасывающим и нагнетающим трубопроводами насоса соответственно, а также механический порт *S*, который определяет направление вращения приводного вала насоса (положительное или отрицательное). Положительное направление принято от порта *T* к порту *P*.

14.5. Регулируемый роторный гидравлический мотор (Variable-Displacement Motor)



Блок *Variable-Displacement Motor* представляет собой регулируемый роторный гидромотор. Рабочий объем пропорционален сигналу управления, подаваемому через физический блок *C*. Основными параметрами для этого блока являются объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость выходного вала гидромотора. Все эти параметры приводятся в справочной литературе или каталогах.

В модели возможны два варианта параметризации:

- по линейной зависимости рабочего объема гидромотора от положения регулирующего устройства;
- по таблице, связывающей между собой положения регулирующего устройства и рабочий объем гидромотора.

Во втором случае, коэффициент рабочего объема гидромотора определен массивом с возможностью выбора одного из трех методов интерполяции и двух методов экстраполяции.

Гидромоторы с переменным рабочим объемом описываются следующими уравнениями:

$$q = W \cdot \omega - k_{leak} \cdot p; \quad M = W \cdot p \cdot \eta_m;$$

$$W = \begin{cases} \frac{W_{max}}{x_{max}} \cdot x; \\ W(x) \end{cases}$$

$$k_{leak} = k_{HP} / v \cdot p; \quad p = p_A - p_B;$$

$$k_{HP} = \frac{W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}},$$

где q – подача гидромотора;

p – перепад давления на гидромоторе;

p_A, p_B – давления в напорном и сливном трубопроводах гидромотора соответственно;

M – крутящий момент на валу гидромотора;

W – мгновенный рабочий объем гидромотора;

W_{max} – максимальный объем гидромотора;

x – смещение регулирующего устройства;

x_{max} – максимальное смещение регулирующего устройства;

ω – угловая скорость вала гидромотора;

k_{leak} – коэффициент, учитывающий герметичность;

k_{HP} – коэффициент Хагена–Пуазейля;

η_V – объемный КПД гидромотора;

η_m – механический КПД гидромотора;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

ρ – плотность жидкости;

p_{nom} – номинальное давление;

ω_{nom} – номинальная угловая скорость вала гидромотора;

ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Потери давления линейно пропорциональны перепаду давления на гидромоторе и могут быть найдены по формуле Хагена–Пуазейля:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{leak}; \quad \mu = \nu \cdot \rho,$$

где q_{leak} – суммарные утечки жидкости через зазоры внутри гидромотора из напорной области в сливную;

d, l – геометрические параметры зазоров;

μ – динамическая вязкость жидкости.

При $p = p_{nom}$ и $\nu = \nu_{nom}$ суммарные утечки жидкости могут быть определены по формуле

$$q_{leak} = W \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V).$$

Механический КПД гидромотора находится как отношение полного и объемного КПД:

$$\eta_m = \eta / \eta_V.$$

В модели приняты следующие допущения:

- жидкость является абсолютно несжимаемой;
- не принимаются во внимание сопротивления на валу гидромотора, вызванные силами трения, инерцией и т.д.;
- суммарные утечки жидкости через зазоры внутри гидромотора линейно пропорциональны перепаду давления на гидромоторе.

Model parameterization – параметризация модели. Модель регулируемого роторного гидромотора может быть описана одним из следующих методов:

- по линейной зависимости рабочего объема гидромотора от положения регулирующего устройства (*By maximum displacement and control member stroke*);
- по таблице, связывающей между собой положения регулирующего устройства и рабочий объем гидромотора (*By displacement vs. control member position table*).

Maximum displacement – максимальный объем гидромотора.

Maximum stroke – максимальное смещение регулирующего устройства.

Control member positions table – таблица положений регулирующего устройства. Задается вектор входных значений как массив $1 \times m$. Вектор входных значений должен строго монотонно увеличиваться. Для функционирования блока должно быть задано не меньше трех значений.

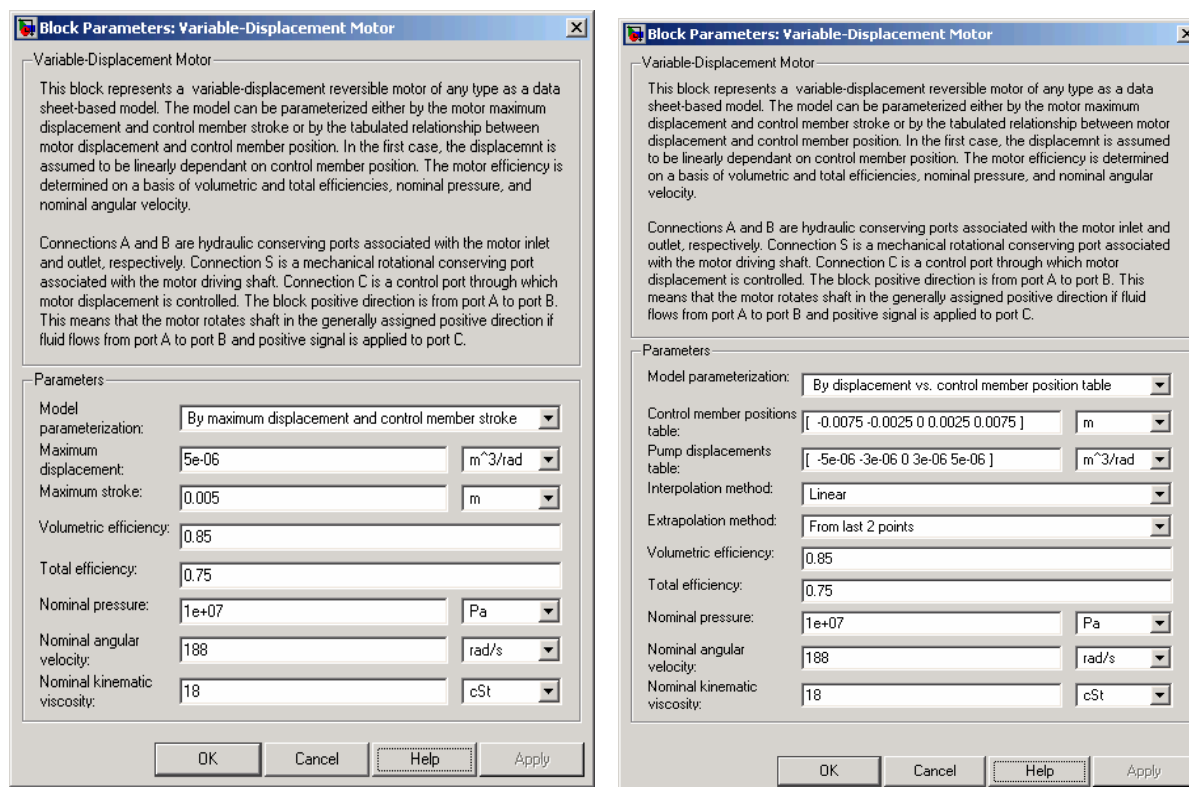


Рис. 100. Окна параметров блока *Variable-Displacement Motor*

Pump displacements table – таблица рабочих объемов насоса. Задается вектор значений рабочих объемов насоса как массив $1 \times m$ в той же размерности, что и вектор входных значений положений регулирующего устройства.

Interpolation method – метод интерполяции. Выбирается один из следующих методов интерполяции для аппроксимирования выходных значений в интервалах между двумя последовательными точками массива:

- линейный (*Linear*). Для одномерного массива используется линейная функция интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм билинейной интерполяции, который является продолжением линейной интерполяции для функций двух переменных;

- кубический (*Cubic*). Для одномерного массива используется кубическая функция интерполяции РСНП, а для двумерного массива – алгоритм бикубической интерполяции;

- сплайн (*Spline*). Для одномерного массива используется алгоритм кубической сплайн-интерполяции, а для двумерного массива – алгоритм бикубической сплайн-интерполяции.

Extrapolation method – метод экстраполяции. Выбирается один из следующих методов экстраполяции, когда выходные значения лежат вне диапазона, определенного в списке параметров:

– по последним двум точкам (*From last 2 point*). Экстраполяция с использованием линейного метода (независимо от выбора метода интерполяции);

– по последней точке (*From last point*). Использует последнее указанное число выходного значения в конце соответствующего диапазона.

Volumetric efficiency – объемный КПД гидромотора;

Total efficiency – полный КПД гидромотора;

Nominal pressure – номинальное давление на входе в гидромотор;

Nominal angular velocity – номинальная угловая скорость вала гидромотора;

Nominal kinematic viscosity – номинальная кинематическая вязкость жидкости.

Блок имеет следующие порты: гидравлические порты *A* и *B*, связанные напорной и сливной трубопроводами гидромотора соответственно; механический порт *S*, который определяет направление вращения приводного вала гидромотора (положительное или отрицательное), а также физический порт управления *C*.

15. ПРИМЕР МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА АВТОКРАНА

Гидравлический привод современных строительных и дорожных машин достаточно сложен, и моделирование всего привода в полном объеме требует значительных усилий и затрат времени, поэтому для учебных целей в качестве примера рассмотрим отдельные части от полной схемы привода, предназначенные для выполнения отдельных функций.

Рассмотрим в качестве примера гидропривод автомобильного крана. Принципиальная гидравлическая схема этой машины создана на основе двух основных типовых схем, а именно: схемы поступательного движения, в которой выходным элементом является гидроцилиндр, и схемы вращательного движения, в которой выходным элементом является гидромотор (рис. 102).

В частности, у автокрана этим двум типовым схемам соответствуют подсистемы подъема-опускания стрелы и подъема-опускания грузовой лебедки соответственно (рис. 102). Эти две подсистемы вместе с другими входят в общую гидравлическую систему автокрана и имеют некоторые общие элементы, такие как насос и гидробак, однако для упрощения описания, создания и отладки Simulink-моделей рассмотрим их как две отдельные гидросхемы. В последующем эти две Simulink-модели могут быть объединены.

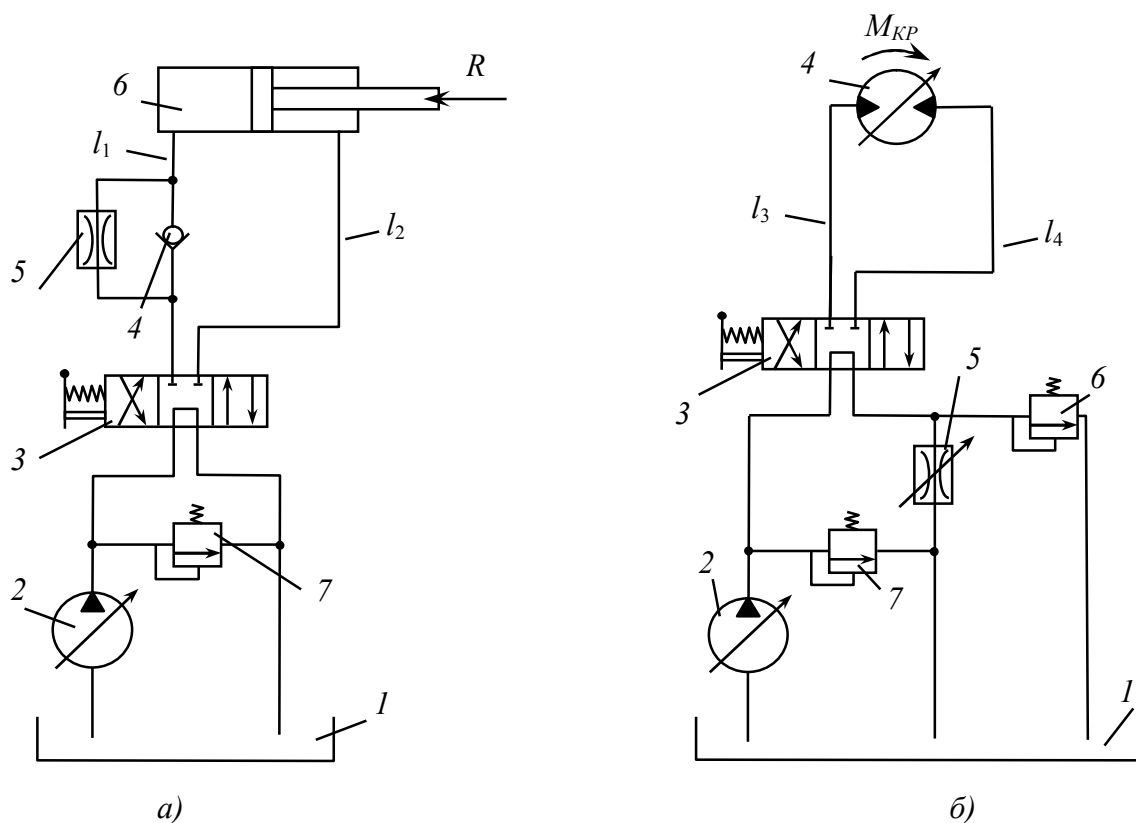


Рис. 102. Принципиальные упрощенные гидросхемы подъема-опускания стрелы (а) и подъема-опускания грузовой лебедки (б) автокрана

Создадим две модели гидросхем при помощи блоков библиотек Simscape и SimHydraulics.

15.1. Гидропривод подъема-опускания стрелы автокрана

Принцип работы гидропривода подъема-опускания стрелы следующий (рис. 102,а). Из бака 1 рабочая жидкость (масло) забирается насосом 2 и подается к трехпозиционному гидрораспределителю 3. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе жидкость сливается обратно в бак, а каналы силового гидроцилиндра 6 заперты для удержания стрелы в поднятом положении. При смене позиции золотника открываются проходные сечения в гидрораспределителе 3, и жидкость начинает поступать в поршневую или штоковую полость гидроцилиндра 6.

Для подъема стрелы золотник переводят в правое положение. Рабочая жидкость через обратный клапан 4 поступает в поршневую полость гидроцилиндра. Для опускания стрелы золотник переводят в левое положение, рабочая жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра и на слив

через тормозной дроссель 5, что обеспечивает стабильный режим скорости опускания стрелы.

Дроссель 5 с обратным клапаном 4 установлен перед поршневой полостью гидроцилиндра, поскольку нагрузка на шток всегда действует в направлении, указанном на рис. 102,а. При опускании стрелы дроссель 5 противодействует ее падению, а при подъеме жидкость идет через обратный клапан.

Наибольшее давление в системе при подъеме-опускании стрелы ограничивается предохранительным клапаном 7, настройка которого не превышает 17,5 МПа.

Из блоков Simscape и SimHydraulics при моделировании гидропривода подъема-опускания стрелы автокрана использовались следующие:

Solver Configuration – блок, определяющий настройки параметров решателя для моделирования блочной диаграммы SimHydraulics. Каждый гидравлический механизм должен быть соединен в любом месте с одним подобным блоком.

Mechanical Translational Reference – блок основания (стойка) для поступательно движущихся механизмов.

Mechanical Rotational Reference – блок основания (стойка) для вращающихся механизмов.

Simulink-PS Converter – блок конвертации обычного Simulink-сигнала в физический сигнал библиотеки Simscape.

PS-Simulink Converter – блок обратной конвертации физического сигнала Simscape в Simulink-сигнал.

Hydraulic Reference – блок связи гидросистемы с атмосферным давлением (гидробак).

Hydraulic Fluid – блок задания вида и свойств гидравлической жидкости. Присоединяется в любом месте блочной диаграммы гидропривода.

Ideal Angular Velocity Source – идеальный источник угловой скорости. Используется перед блоком гидронасоса для задания угловой скорости вала гидронасоса.

Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump – регулируемый насос с компенсатором давления.

Proportional and Servo-Valve Actuator – блок, позволяющий учесть реальные свойства привода золотника гидрораспределителя. Применение этого блока не является обязательным для успешного функционирования модели.

Pressure Relief Valve – предохранительный клапан давления.

2-Way Directional Valve – двухлинейный направляющий гидрораспределитель.

4-Way Directional Valve – четырехлинейный направляющий гидрораспределитель.

Check Valve – обратный клапан.

Fixed Orifice – нерегулируемый дроссель.

Resistive Tube – блок, учитывающий потери в трубопроводе.

Double-Acting Hydraulic Cylinder – силовой гидроцилиндр двухстороннего действия.

Ideal Force Source – идеальный источник усилия.

Translational Damper – идеальный механический демпфер поступательного действия.

Ideal Translational Motion Sensor – идеальный датчик поступательного перемещения.

Ideal Hydraulic Flow Rate Sensor – идеальный гидравлический датчик расхода (использование этого блока необязательно для обеспечения работоспособности модели и носит лишь информативный характер).

Simulink-модель гидропривода подъема-опускания стрелы автокрана (рис. 103) была создана в виде подсистемы, имеющей входы и выходы для взаимодействия с подсистемами более высокого уровня в общей Simulink-модели автокрана, подробно описанной в [5].

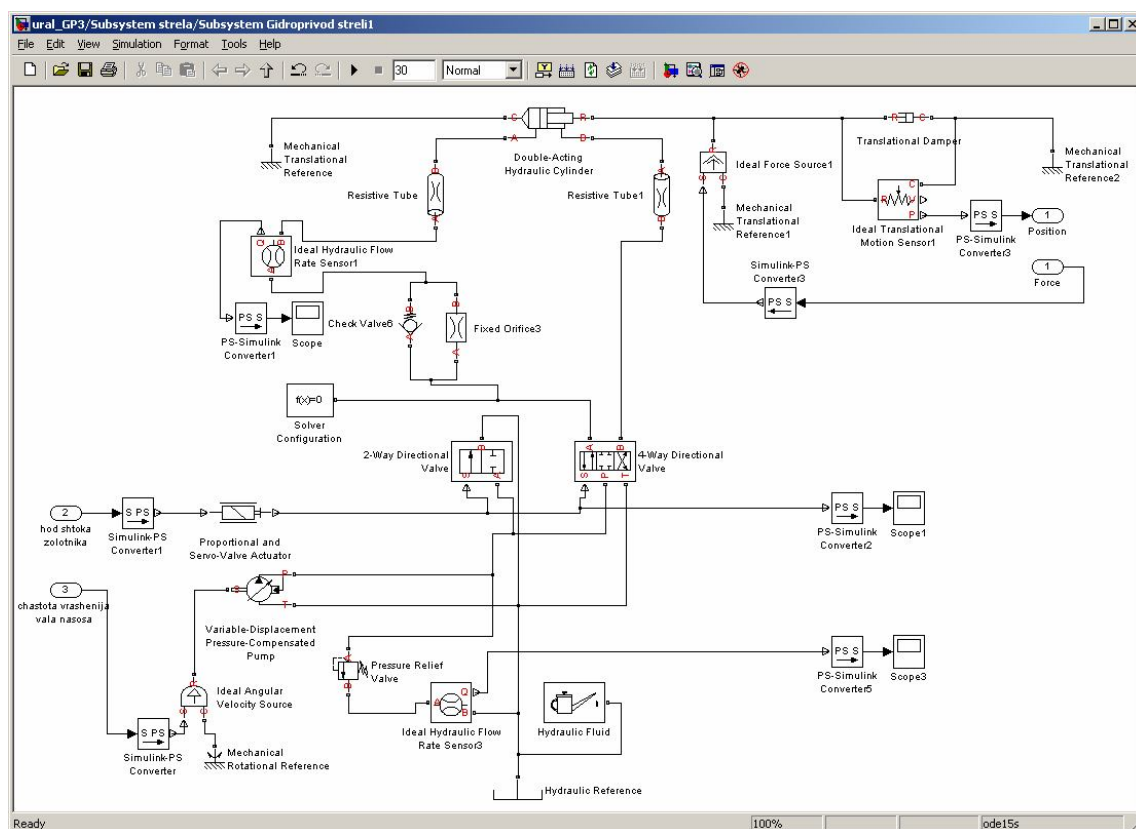


Рис. 103. Simulink-модель гидропривода подъема-опускания стрелы автокрана

В качестве входных информационных параметров подсистемы гидропривода выступают: усилие на штоке гидроцилиндра со стороны стрелы *Force* (входной порт 1); идеальный закон перемещения штока золотника гидрораспределителя *hod shtoka zolotnika* (входной порт 2); частота вращения вала привода гидронасоса, определяемая величиной оборотов двигателя автокрана *chastota vrasheniya vala nasosa* (входной порт 3).

Выходным параметром является перемещение штока гидроцилиндра *Position* (выходной порт 1).

Структура приведенной на рис. 104 модели подсистемы гидропривода обусловлена следующими соображениями: для моделирования трехпозиционного гидрораспределителя со сливом жидкости в бак в нейтральном положении, готовый блок которого отсутствует в библиотеке SimHydraulics, были использованы два имеющихся стандартных блока гидрораспределителей *2-Way Directional Valve* и *4-Way Directional Valve*. Соединив два указанных блока параллельно, как это сделано на рис. 102, получим модель трехпозиционного гидрораспределителя со сливом жидкости в бак в нейтральном положении. При этом необходимо, чтобы гидравлические характеристики золотников двух гидрораспределителей были согласованы между собой. То есть, когда в нейтральном положении гидравлические каналы блока *4-Way Directional Valve* заперты (золотник закрыт, размер щели нулевой), в это же время каналы блока *2-Way Directional Valve* должны быть соединены (золотник открыт, жидкость идет на слив).

При одновременной подаче управляющего сигнала от блока *Proportional and Servo-Valve Actuator* (он позволяет учесть инерционность, запаздывание и трение при реальных перемещениях золотника) на физические порты *S*, управляющие положением запорно-регулирующих элементов обоих блоков гидрораспределителей, целесообразна табличная форма зависимости площади проходного сечения от положения запорно-регулирующего элемента (необходимо выбрать вариант *By area vs. Opening table* на вкладке *Model parameterization* блоков, рис. 104).

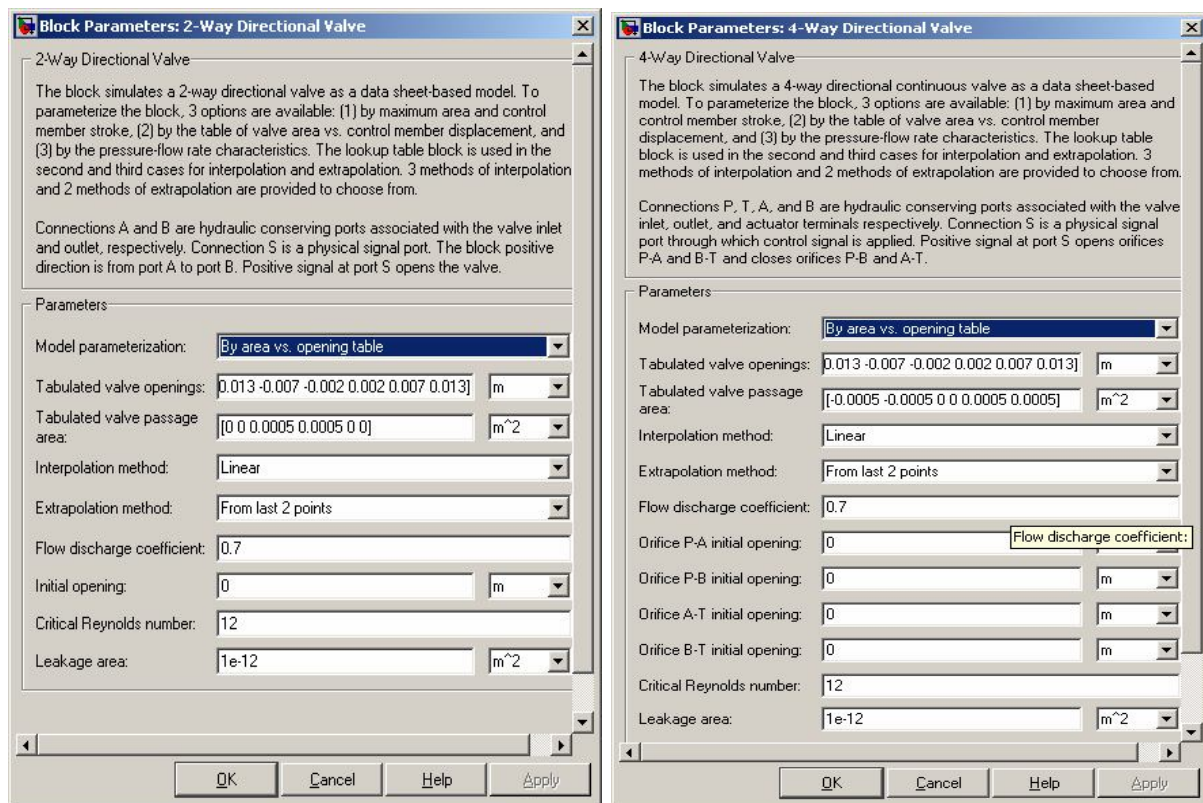


Рис. 104. Окна настройки параметров блоков *2-Way Directional Valve* и *4-Way Directional Valve*

В результате кусочно-линейной аппроксимации (значение *Linear* на вкладке *Interpolation method*) характеристики золотников блоков виртуальных гидрораспределителей будут выглядеть примерно так, как изображено на рис. 105.

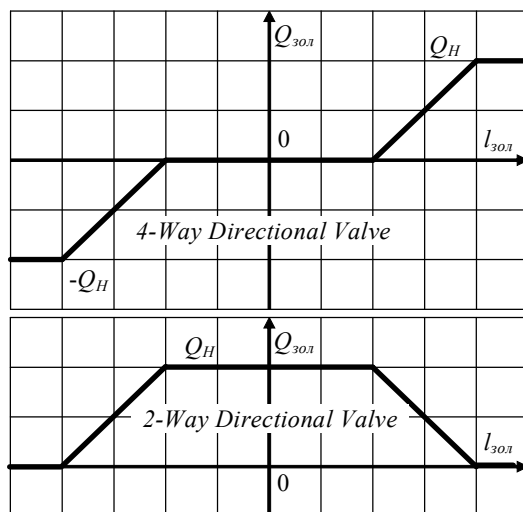
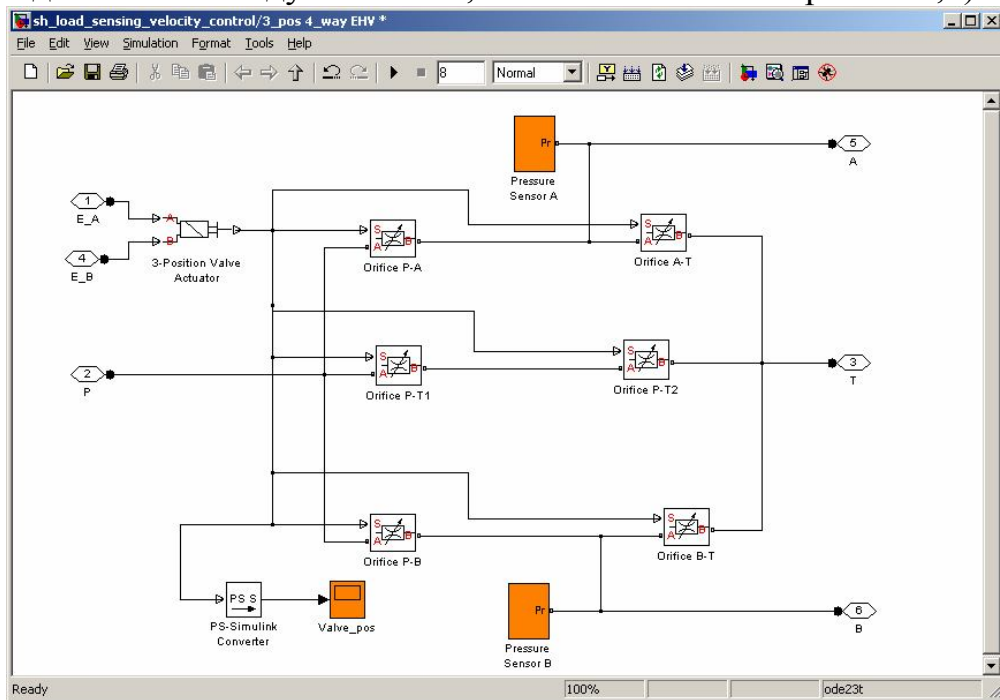
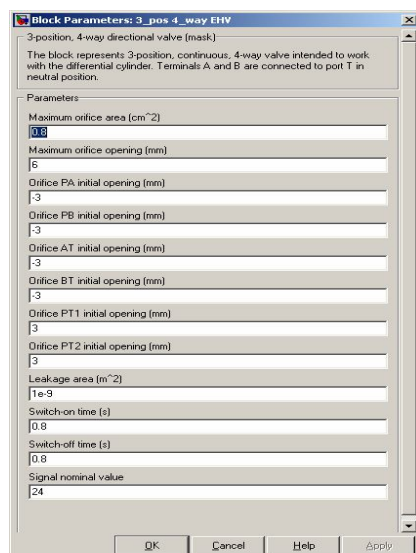


Рис. 105. Кусочно-линейные аппроксимации гидравлических характеристик золотников гидрораспределителей

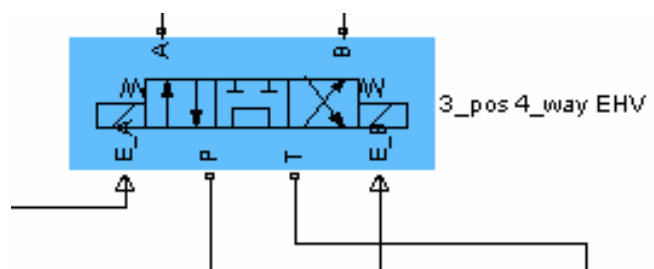
Пакет Simulink позволяет пользователю создавать собственные блоки, имеющие свойства стандартных библиотечных блоков (маскированные подсистемы), поэтому возможно создание гидравлических блоков, отсутствующих в библиотеке SimHydraulics. Так, например, блок гидрораспределителя со сливом жидкости в гидробак в нейтральном положении, отсутствующий в стандартной библиотеке SimHydraulics, может быть создан из элементарных гидравлических блоков регулируемых дросселей *Variable Orifice*, соединенных между собой так, как это показано на рис. 106,а).



а)



б)



в)

Рис. 106. Маскированная пользовательская подсистема гидрораспределителя:
а – окно подсистемы после выполнения действия «Look Under Mask» («заглянуть под маску»); б – окно настройки блока (маска); в – внешний вид блока гидрораспределителя в окне Simulink-модели

Процесс создания маскированных подсистем подробно описан в [10]. Желаящие могут ознакомиться с демонстрационной моделью *sh_load_sensing_velocity_control.mdl* системы MATLAB R2007a, содержащей приведенный на рис. 106 блок гидрораспределителя.

Окна настройки параметров блоков силового гидроцилиндра *Double-Acting Hydraulic Cylinder* и гидронасоса *Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump* приведены на рис. 106. Перемещение поршня гидроцилиндра *Piston stroke* конструктивно составляет 2,5 м. Начальное перемещение поршня *Piston initial position* при использовании подсистемы гидропривода в общей модели автокрана должно соответствовать начальному значению обобщенной координаты угла подъема стрелы.

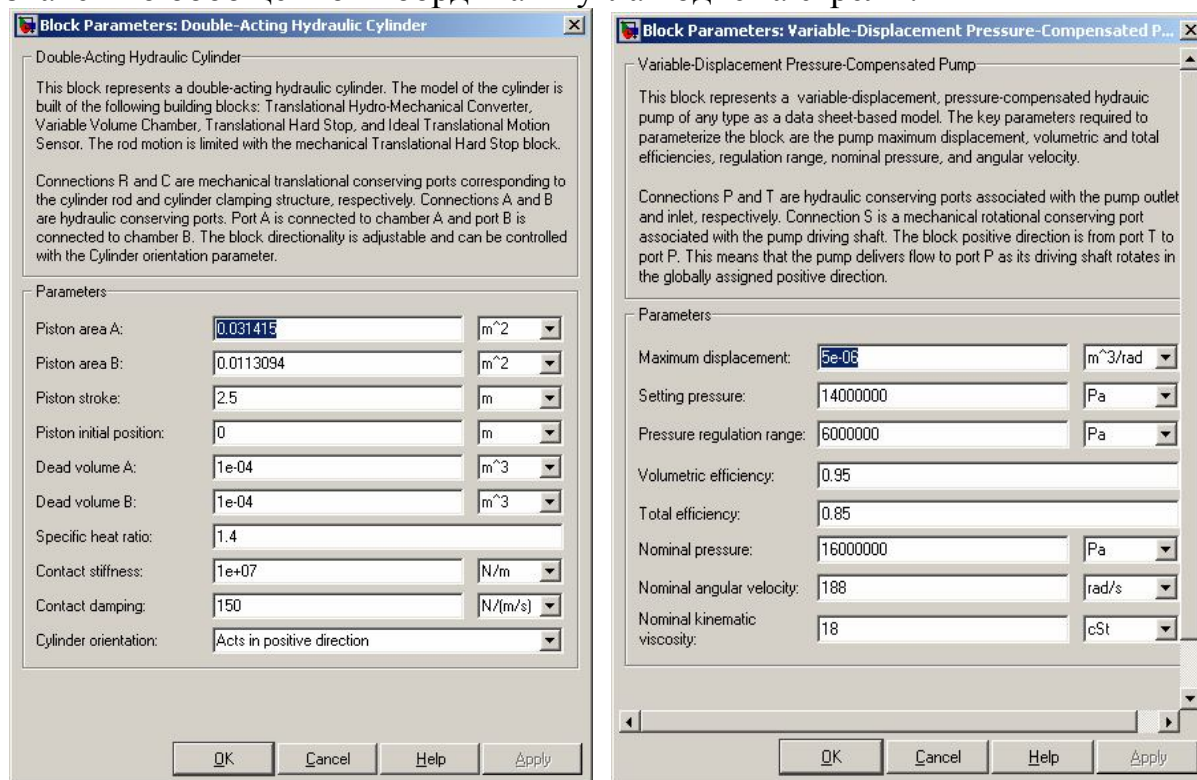


Рис. 106. Окна настройки параметров блоков гидронасоса *Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump* и силового гидроцилиндра *Double-Acting Hydraulic Cylinder*

Площади поршневой и штоковой полостей *Piston area A*, *Piston area B* задаются конструкцией гидроцилиндра. Остальные параметры принимали значения по умолчанию. Номинальное значение угловой скорости вала гидронасоса *Nominal angular velocity* составляло 188 рад/с. В процессе моделирования значение этого параметра на вход блока *Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump* подавалось постоянным, однако допускается изменение угловой скорости при моделировании.

Окна настройки параметров ряда других гидравлических блоков приведены на рис. 107.

В правом верхнем углу окна подсистемы гидропривода расположены блоки, связанные с моделированием механических функций гидроцилиндра: моделированием демпфирующих свойств гидроцилиндра (*Translational Damper*), измерением перемещений штока гидроцилиндра (*Ideal Translational Motion Sensor*), силовым воздействием на шток гидроцилиндра со стороны стрелы (*Ideal Force Source*). Начальное значение измеренного перемещения в блоке *Ideal Translational Motion Sensor* должно быть равным начальному смещению поршня *Piston initial position* в блоке гидроцилиндра.

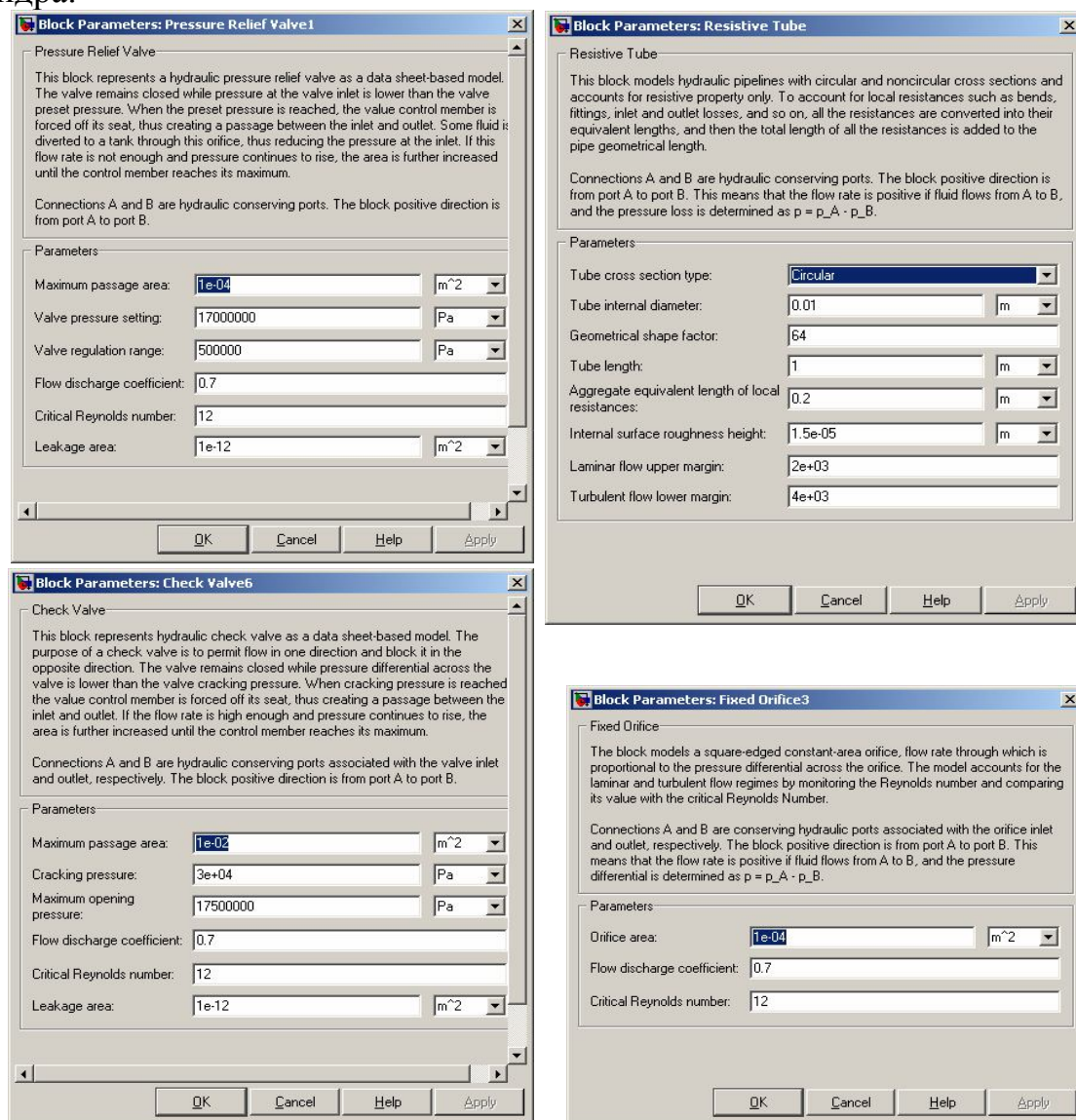


Рис. 107. Окна настройки параметров блоков предохранительного клапана давления *Pressure Relief Valve*, сопротивления трубопровода *Resistive Tube*, обратного клапана *Check Valve*, нерегулируемого дросселя *Fixed Orifice*

Рассмотрим взаимодействие подсистемы гидропривода цилиндра с подсистемой более высокого иерархического уровня – подсистемой стрелы автокрана (рис. 108).

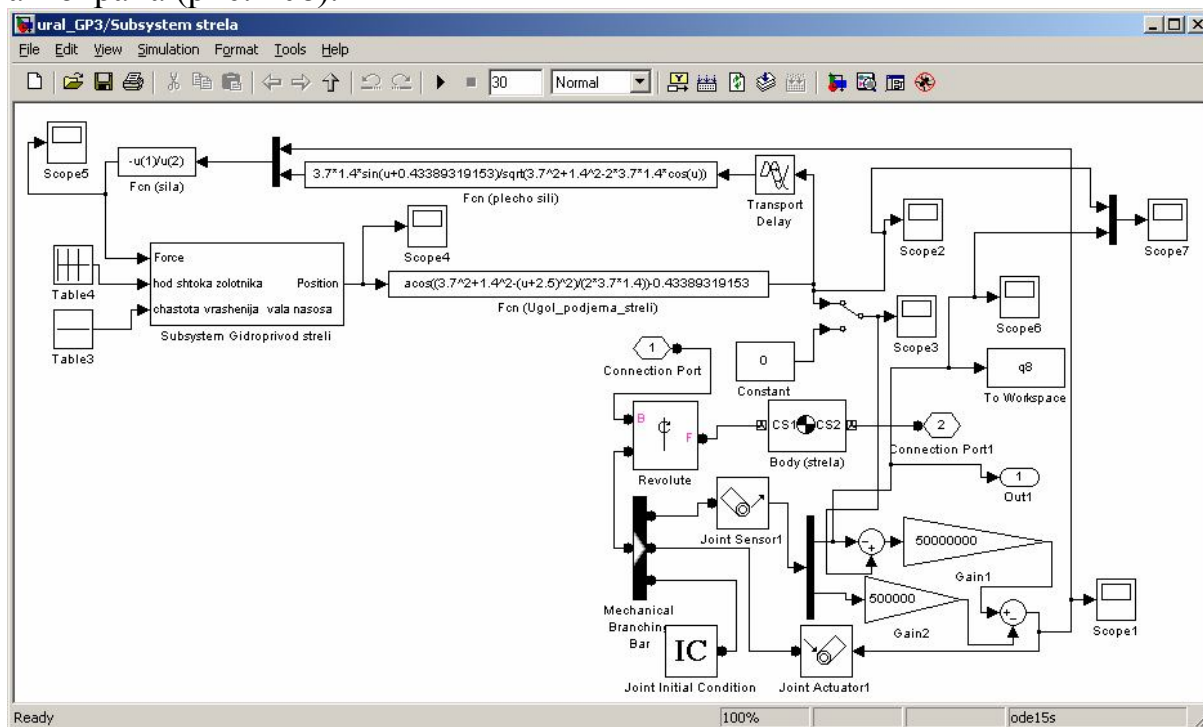


Рис. 108. Окно подсистемы стрелы автокрана с блоком подсистемы гидропривода *Subsystem Hidroprivod streli*

Параметр на выходе подсистемы гидропривода – перемещение штока гидроцилиндра *Position* – должен быть преобразован в угол подъема стрелы q_8 (точнее, в его «равновесное» значение, вокруг которого происходят колебания фактического значения угла подъема стрелы с учетом упругости ее конструкции). Это преобразование выполняется по формуле (рис. 109):

$$q_8 = \varphi - \varphi_0 = \arccos\left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2 \cdot a \cdot b}\right) - \varphi_0,$$

где $\varphi_0 = 0,43389$ рад = const; $a=3,7$ м = const; $b=1,4$ м = const; $c= Position + 2,5$ м – длина гидроцилиндра.

Обратно в подсистему гидропривода должны передаваться значения: частоты вращения вала насоса *chastota vrasheniya vala nasosa* (в данной модели принимала постоянное значение), идеального закона перемещения штока золотника, открывающего и закрывающего подачу гидрожидкости *hod shtoka zolotnika* и усилия на штоке гидроцилиндра *Force*.

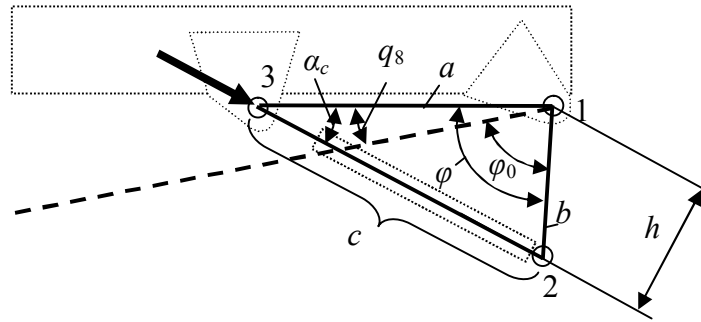


Рис. 109. Расчетная схема для определения угла подъема стрелы и плеча действия силы

Причем последнее будет определяться динамикой всего автокрана в целом, а измеряться в подсистеме стрелы по обобщенной координате ее подъема q_8 . Поскольку по обобщенной координате q_8 действует момент сил, для определения усилия на штоке необходимо кроме измерения момента по q_8 вычислить плечо действия силы h (блок *Fcn (plecho sili)*, (см. рис. 108 и рис. 109):

$$h = \sin \alpha_c \cdot a = \frac{a \cdot b \cdot \sin(\varphi_0 - q_8)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\varphi_0 - q_8)}}.$$

Затем вычисляется усилие *Force* как частное от деления момента сил, действующего по обобщенной координате q_8 , на плечо h . Минимальное время запаздывания (сотые или тысячные доли секунды, блок *Transport Delay* на рис. 108) использовалось, чтобы разорвать замкнутый алгебраический цикл в модели.

15.2. Гидропривод подъема-опускания грузовой лебедки автокрана

Общий принцип работы гидропривода подъема-опускания грузовой лебедки аналогичен гидроприводу стрелы. Разница заключается во вращательном характере движения конечного звена – гидромотора (рис. 101,б). Из бака 1 рабочая жидкость (масло) забирается насосом 2 и подается к трехпозиционному гидрораспределителю 3. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе жидкость сливается обратно в бак, а каналы, ведущие к гидромотору, заперты для удержания грузовой лебедки в неподвижном состоянии. Кроме того, в этот момент обязательно должны быть включены тормоза вала гидромотора, чтобы исключить падение груза. При смене позиции золотника открываются проходные сечения в гидрораспределителе 3, и жидкость начинает поступать к гидромотору 4, вращая его на подъем либо на опускание груза.

При установке дросселя 5 в сливной магистрали увеличению (забросу) скорости вращения гидромотора оказывает сопротивление этого дрос-

селя. То есть дросселем 5 обеспечивается стабильная скорость опускания груза. Однако при резком торможении гидромотора в линии между гидромотором и дросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения системы и гидромотора от подобного давления в этой линии установлен предохранительный клапан 6.

Наибольшее давление в системе при подъеме-опускании груза ограничивается предохранительным клапаном 7, настройка которого не превышает 17,5 МПа.

Из блоков Simscape и SimHydraulics при моделировании гидропривода подъема-опускания грузовой лебедки автокрана использовались следующие:

Solver Configuration – блок, определяющий настройки параметров решателя для моделирования блочной диаграммы SimHydraulics. Каждый гидравлический механизм должен быть соединен в любом месте с одним подобным блоком.

Mechanical Rotational Reference – блок основания (стойка) для вращающихся механизмов.

Simulink-PS Converter – блок конвертации обычного Simulink-сигнала в физический сигнал библиотеки Simscape.

PS-Simulink Converter – блок обратной конвертации физического сигнала Simscape в Simulink-сигнал.

Hydraulic Reference – блок связи гидросистемы с атмосферным давлением (гидробак).

Hydraulic Fluid – блок задания вида и свойств гидравлической жидкости. Присоединяется в любом месте блочной диаграммы гидропривода.

Ideal Angular Velocity Source – идеальный источник угловой скорости. Используется перед блоком гидронасоса для задания угловой скорости вала гидронасоса.

Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump – регулируемый насос с компенсатором давления.

Proportional and Servo-Valve Actuator – блок, позволяющий учесть реальные свойства привода золотника гидрораспределителя. Применение этого блока не является обязательным для успешного функционирования модели.

Pressure Relief Valve – предохранительный клапан давления.

2-Way Directional Valve – двухлинейный направляющий гидрораспределитель.

4-Way Directional Valve – четырехлинейный направляющий гидрораспределитель.

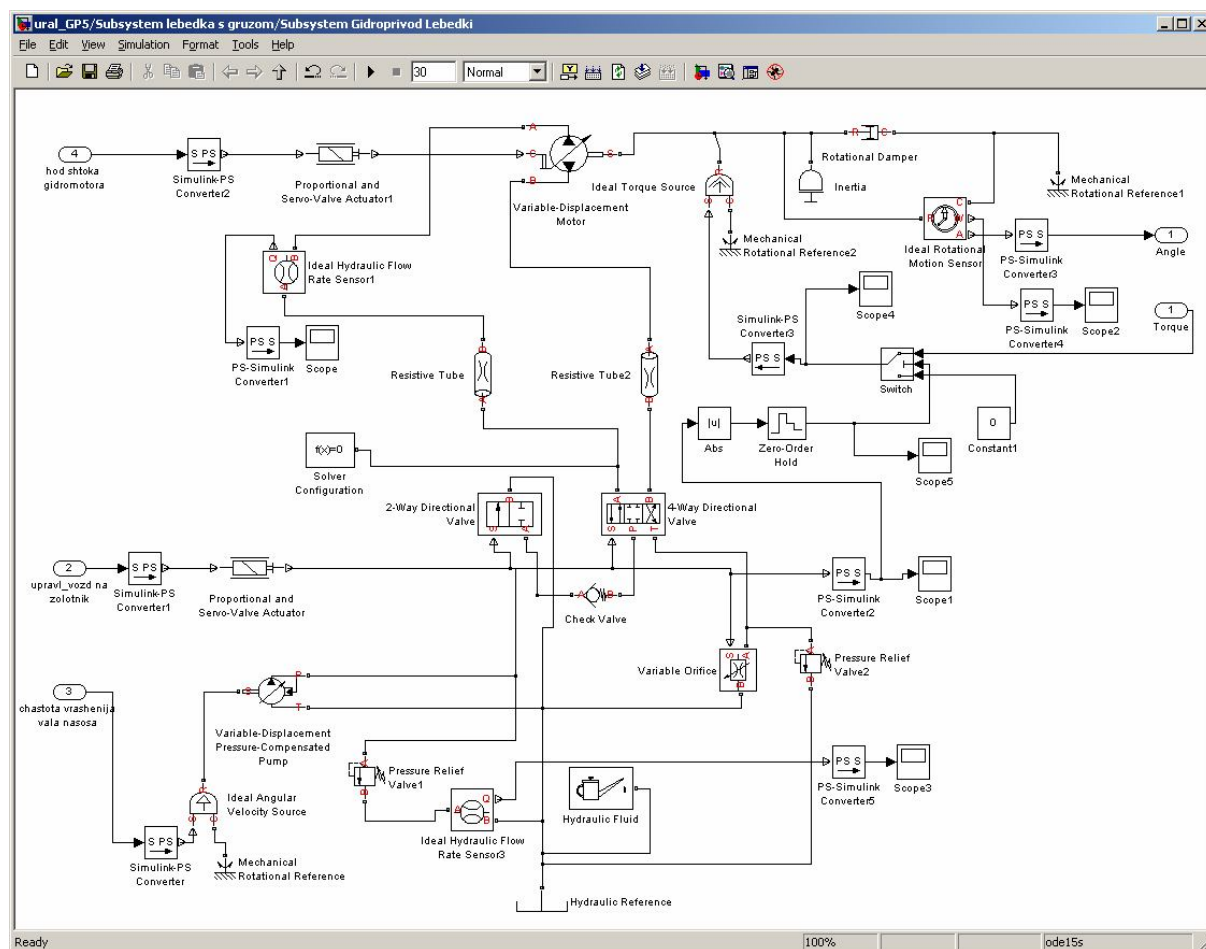


Рис. 110. Simulink-модель гидропривода подъема-опускания грузовой лебедки автокрана

Check Valve – обратный клапан.

Variable Orifice – регулируемый дроссель.

Resistive Tube – блок, учитывающий потери в трубопроводе.

Variable-Displacement Motor – регулируемый роторный гидравлический мотор.

Ideal Torque Source – идеальный источник вращающего момента.

Rotational Damper – идеальный механический демпфер вращательного действия.

Inertia – блок, учитывающий инерционные свойства привода грузовой лебедки, приведенные к вращательной координате – углу поворота вала гидромотора.

Ideal Rotational Motion Sensor – идеальный датчик вращательного перемещения.

Ideal Hydraulic Flow Rate Sensor – идеальный гидравлический датчик расхода (использование этого блока необязательно для обеспечения работоспособности модели и носит лишь информативный характер).

Simulink-модель гидропривода подъема-опускания грузовой лебедки автокрана (рис. 110) так же, как и описанная выше модель гидропривода стрелы, была создана в виде подсистемы, имеющей входы и выходы для взаимодействия с подсистемами более высокого уровня в общей модели автокрана.

В качестве входных информационных параметров подсистемы гидропривода подъема-опускания грузовой лебедки выступают: вращающий момент на валу гидромотора, действующий со стороны груза *Torque* (входной порт (1)); идеальный закон перемещения штока золотника гидрораспределителя *upravl_vozd na zolotnik* (входной порт (2)); частота вращения вала привода гидронасоса, определяемая величиной оборотов двигателя автокрана *chastota vrashenija vala nasosa* (входной порт (3)); идеальный закон перемещения штока, управляющего объемом гидромотора элемента *hod shtoka gidromotora* (входной порт (4)).

Выходным параметром является угол поворота вала гидромотора *Angle* (выходной порт (1)).

Окна настройки параметров блоков гидромотора *Variable-Displacement Motor* и регулируемого дросселя *Variable Orifice* приведены на рис. 111. Используется табличная форма зависимости площади проходного сечения дросселя от положения запорно-регулирующего элемента (*By area vs. opening table*). При этом необходимо, чтобы гидравлические характеристики дросселя и золотников двух гидрораспределителей были согласованы между собой, поскольку для трех указанных блоков используется один и тот же управляющий сигнал. В данной модели площадь проходного сечения дросселя принимает минимальные значения, когда гидромотор опускает груз.

Для того чтобы смоделировать полную остановку вала гидромотора тормозами при нейтральном положении гидрораспределителя, использован управляемый переключатель *Switch*. Он переключает подаваемое на вал гидромотора значение вращающего момента от груза *Torque* на нулевое значение, когда каналы, ведущие к гидромотору, заперты, то есть при нейтральном положении золотника гидрораспределителя. Если этого не сделать, то груз будет медленно опускаться при нейтральном положении гидрораспределителя за счет внутренних перетечек жидкости. Абсолютное значение перемещения штоков гидрораспределителей будет являться управляющим воздействием для блока *Switch*. При превышении некоторой пороговой величины (ее значение должно находиться в промежутке между нулевым и максимальным значениями перемещений штоков гидрораспределителей) переключатель начинает подавать на выход ненулевое значение момента *Torque* (с верхнего входа). Когда же абсолютное значение пере-

мещений штоков меньше порогового значения, на выход блока *Switch* подается нулевое значение (с нижнего входа).

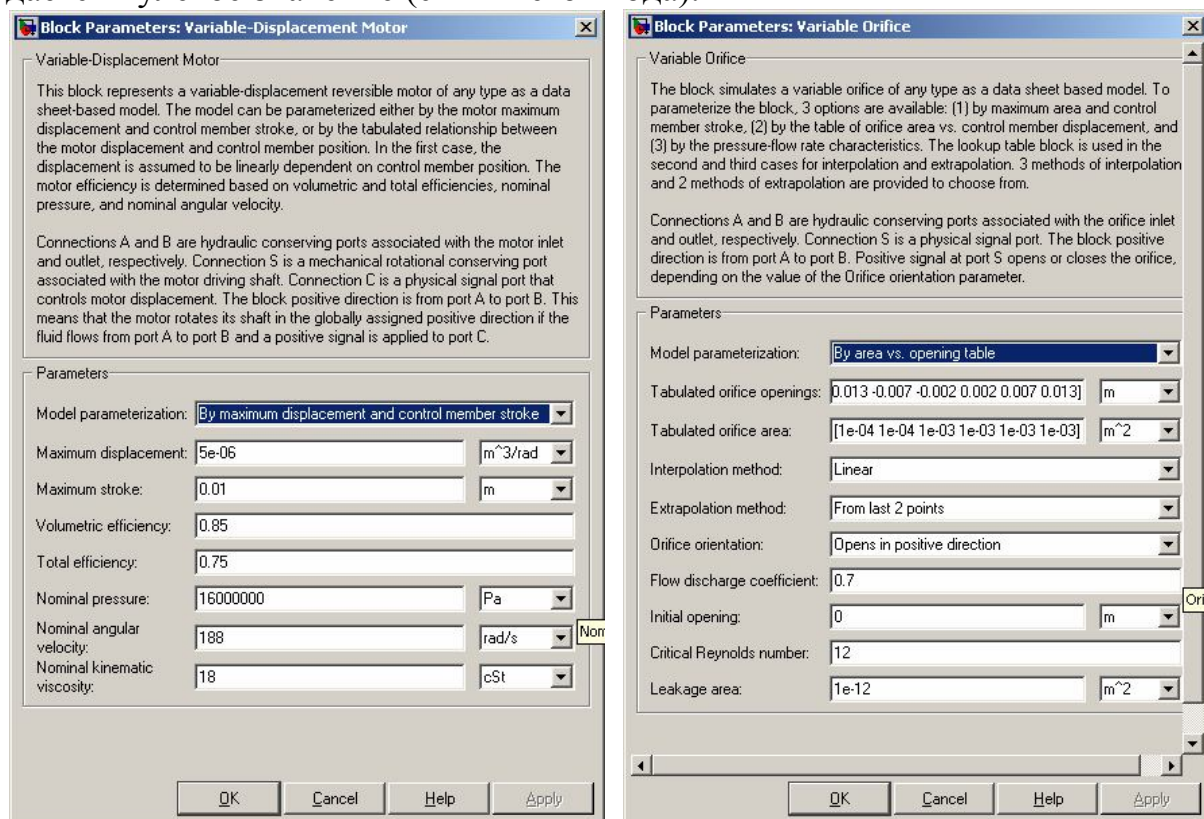
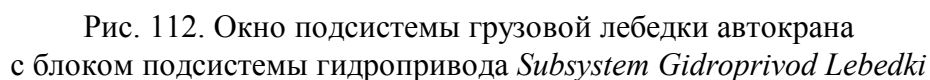


Рис. 111. Окна настройки параметров блоков гидромотора *Variable-Displacement Motor* и регулируемого дросселя *Variable Orifice*

Поскольку подъем-опускание груза грузовой лебедкой производится через систему полиспастов, переход от угла поворота вала гидромотора *Angle* к «равновесному» значению обобщенной координаты q_{13} (приращение линейной длины грузовой лебедки от оголовка стрелы до груза) производится через понижающий коэффициент 0,001063 (рис. 112). Это значение является условным плечом или условным радиусом «приведенного барабана», при вращении которого гидромотором с номинальной частотой обеспечивалась бы номинальная скорость подъема груза.

Обратно в подсистему гидропривода передается вращающий момент, действующий на вал гидромотора со стороны груза через систему полиспастов. Поскольку в подсистеме грузовой лебедки крана может быть измерено усилие в грузовой лебедке (сила, действующая вдоль обобщенной координаты q_{13} , то для преобразования усилия в момент *Torque* посредством умножения на условное плечо также используется указанный понижающий коэффициент – 0,001063.



164

Приложение 1

Условия эксплуатации рабочей жидкости в гидроприводах могут быть очень сложными. Состояние рабочей жидкости определяет диапазон возможных температур, наличие примесей, большие скорости движения, высокие давления и т.д. Например, температура рабочей жидкости в некоторых гидроприводах может колебаться от – 60 до + 90 °С и более, скорости потока жидкости при дросселировании достигают 50 м/с, а давление 32 МПа и более.

Таблица П.1.1

Гидравлические масла

Марка	Характеристики (по нормам)			
	Кинематическая вязкость (мм ² /с) при (°С)	Плотность (кг/м ³) при 20 °С, не более	Температура применения (°С)	Примечание
1	2	3	4	5
Масло 7-50С-3	1,3...1,5 (при 200°С) 22...26 (при 20°С) 4200...4500 (при -60°С)	930 - 940	-60...+175°С с перегревом до +200°С	Синтетическая жидкость (ГОСТ 20734-75). Рабочее давление до 21 МПа. Применяют в гидравлических агрегатах и гидравлических системах летательных аппаратов
Масло веретенное АУ	16...22 (при 40°С) 1300 (при -40°С)	890	-40...+100°С	Нефтяная жидкость (ТУ 38.1011232-89)
Масло веретенное АУП	16...22 (при 40°С) 1300 (при -40°С)	890	-40...+80°С	Нефтяная жидкость (ТУ 38.1011258-89)
Масло ВМГЗ	10 (при 50°С) 1500 (при -40°С)	865	-40...н.д.	Нефтяная жидкость (ТУ 38.101479-86). Индекс вязкости – не менее 160. Применяют в гидросистемах строительных, дорожных, подъемно-транспортных и других машин
Масло ГРЖ-12	3,9 (при 100°С) 16...20 (при -20°С) 800 (при -20°С)	917	н.д.	ТУ 0253-048-05767-924-96. Индекс вязкости – не менее 115. Применяют в амортизаторах и телескопических стойках автомобильной техники
Масло ГТ-50	11...15 (при 50°С)	850	н.д.	Нефтяная жидкость (ТУ 0253-011-39247202-96).

				Применяют для гидродинамических передач тепловозов
--	--	--	--	----------------------------------------------------

Окончание табл.п.1.1

1	2	3	4	5
Масло ЛЗ-МГ-2	4 (при 50°C) 210 (при -50°C)	840	-65...н.д.	Нефтяная жидкость (ТУ 38.101328-81). Применяют в гидросистемах, обеспечивая быстрый запуск техники при низких температурах (-60...-65°C)
Масло марки «А»	6,5 (при 100°C) 30...45 (при 40°C) 2100 (при -20°C)	н.д.	-35...н.д.	ТУ 38.1011283-89. Предназначено для всесезонной эксплуатации в гидротрансформаторах и автоматических коробках передач
Масло марки «Р»	5 (при 100°C) 17...22 (при 40°C) 1300 (при -20°C)	н.д.	н.д.	ТУ 38.1011283-89. Применяют в системах гидроусиления руля и гидрообъемных передачах
Масло МГ-7Б	3,4 (при 50°C) 350 (при -40°C)	845	н.д.	Нефтяная жидкость (ТУ 38.401-58-101-92)
Масло МГЕ-10А	10 (при 50°C) 1500 (при -50°C)	860	-65...+75°C	Нефтяная жидкость (ОСТ 38.01281-82)
Масло МГЕ-46В	6 (при 100°C) 41,4...50,6 (при 40°C) 1000 (при 0°C)	890	-10...+80°C	Нефтяная жидкость (ТУ 38.001347-83). Рабочее давление до 35 МПа с кратковременным повышением до 42 МПа. Индекс вязкости – не менее 90. Применяют для гидрообъемных передач
Масло НГЖ-5у	8,5...10,5 (при 100°C) 4200...5000 (при -60°C)	1060...1080	-60...+150°C	Синтетическая жидкость (ТУ 38.401-58-57-93). Номинальное давление до 21 МПа. Применяют в гидравлических агрегатах и гидравлических системах летательных аппаратов
Масло ЭШ	20 (при 50°C)	850...880	-40...+100°C	ГОСТ 10363-78. Применяют в гидросистемах управления высоконагруженных механизмов (шагающих экскаваторов и других аналогичных машин)

Таблица П.1.2.

Авиационные масла

Марка	Характеристики (по нормам)			
	Кинематическая вязкость (мм ² /с) при (°C)	Плотность (кг/м ³) при 20 °C, не более	Температура применения (°C)	Примечание
1	2	3	4	5
Масло АМГ-10	9,8...10 (при 50 °C) 1250...1500 (при -50 °C)	850	Окружающей среды: -60...+55°C	Нефтяная жидкость (ГОСТ 6794-75). Применяют в гидросистемах авиационной и наземной техники
Масло Б-3В	5...6 (при 100 °C) 3500 (при -35 °C) 12500...20000 (при -40 °C)	990...997	н.д...+200°C	Синтетическая жидкость (ТУ 38.101295-85). Применяют в газотурбинных двигателях, редукторах вертолетов и другой технике
Масло ВНИИНП 50-1-4У	3,2...3,7 (при 100 °C) 2700 (при -40 °C) 8500 (при -50 °C)	926	-60...+200 °C с перегревом до +225 °C	Синтетическая жидкость (ТУ 38.401-58-12-91). Применяют в основном в военной технике, допущено к применению во всех газотурбинных двигателях
Масло ВНИИНП 50-1-4Ф	3,2 (при 100 °C) 2000...3500 (при -40 °C) 11000 (при -54 °C)	926	н.д...+ 175 °C	Синтетическая жидкость (ГОСТ 13076-86). Применяют в газотурбинных двигателях и турбохолодильниках
ИПМ-10	3...4,5 (при 100 °C) 2000...5000 (при -40 °C)	820	-50...+200 °C	Синтетическая жидкость (ТУ 38.101299-90). Применяют в теплонапряженных газотурбинных двигателях военной и гражданской авиации
МС-8П	8...10 (при 50 °C) 4000...5500 (при -40 °C)	875	н.д...+150 °C	Нефтяная жидкость (ОСТ 38.101163-78). Применяют для газотурбинных двигателей дозвуковых

				и сверхзвуковых самолетов
--	--	--	--	---------------------------

Окончание табл.П.1.2

1	2	3	4	5
МС-20	20,5 (при 100 °С)	н.д.	н.д.	Нефтяная жидкость (ГОСТ 21743-76). Индекс вязкости – не менее 80. Применяют в поршневых двигателях самолетов и в смазочных системах турбовинтовых двигателей
СМ-4,5	4,3...4,7 (при 100 °С)	860	н.д.	ТУ 0253-007-39247202-96. Смесь авиационных масел МС-8П и МС-20 в соотношении 75:25

В гидроприводах строительных и дорожных машин нашли широкое применение нефтяные жидкости (ГОСТ 26191-84): масло гидравлическое единое МГЕ-10А, авиационное гидравлическое масло АМГ-10, всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ (зимнего сорта) и др. [6, 7, 8].

В соответствии с ГОСТ 17479.3-85 ("Масла гидравлические. Классификация и обозначение") обозначение отечественных гидравлических масел состоит из групп знаков, первая из которых обозначается буквами "МГ" (минеральное гидравлическое), вторая – цифрами и характеризует класс кинематической вязкости, третья – буквами и указывает на принадлежность масла к группе по эксплуатационным свойствам.

Таблица П.1.3.

Классы вязкости гидравлических масел

Класс вязкости по ISO 3448	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с
5	4,14-5,06
7	6,12-7,48
10	9,00-11,00
15	13,50-16,50
22	19,80-24,20
32	28,80-35,20
46	41,40-50,60
68	61,20-74,80
100	90,00-110,00
150	135,00- 165,00

По вязкостным свойствам гидравлические масла условно делятся на следующие: маловязкие (классы вязкости с 5 по 15), средневязкие (классы вязкости 22 и 32) и вязкие (классы вязкости с 46 по 150).

В некоторых специфических областях применения, таких как горнодобывающая и сталелитейная промышленности, в отдельную группу выде-

лились огнестойкие рабочие жидкости на водной основе (эмульсии "масло в воде", "вода в масле", водно-гликолевые смеси и др.) [20].

Таблица П.1.4.

Прочие жидкости

Марка	Характеристики (по нормам)			
	Кинематическая вязкость (мм ² /с) при (°C)	Плотность (кг/м ³) при (°C)	Температура применения (°C)	Примечание
Осветительный керосин КО-25	н.д.	795 (при 20 °C) 799 (при 15 °C)	температура воспламенения 216°C	Нефтяная жидкость (ТУ 38.401-58-10-01)
Реактивное топливо ТС-1	1,3 (при 20 °C) 8 (при -40 °C)	780 (при 20 °C)	н.д.	Нефтяная жидкость (ГОСТ 10227-86), предназначенная для использования в самолетах дозвуковой авиации

Приложение 2

1. Гидравлические жидкости Skydrol® и HyJet

Синтетические взрывопожаробезопасные гидравлические жидкости на основе эфиров фосфорной кислоты производства компании Solutia Europe S.A. эксплуатируются в авиационных системах, в том числе отечественных воздушных судов: Ил-86, Ил-96, Ил-114, Бе-200, Ту-200, Ту-204, Ту-214.

Skydrol 500B-4 – это жидкость стандартной плотности. Она наиболее востребована в наземном оборудовании, где уменьшение веса не принципиально.

Skydrol LD-4 – это жидкость низкой плотности, благодаря которой она предпочтительнее, когда требуется уменьшить вес воздушного судна, сокращая таким образом расход топлива.

Skydrol-5 – это жидкость наименьшей плотности из представленных сегодня на рынке. Она имеет специальную формулу, позволяющую использовать ее при более высоких температурах, а также сокращает расход топлива благодаря своей низкой плотности.

Аналогами являются гидравлическая жидкость *НГЖ-5У* (ТУ 38.401-58-57-93); гидравлическая жидкость *Exxon HyJet IV-A* (SAE AS1241) [21].

2. Гидравлическая жидкость по спецификации API, MIL и масла по классификации SAE.

Наряду со спецификациями качества API (Американского института нефти) часто используются спецификации MIL (Военного ведомства США):

MIL-L – предназначены для смазочных масел;

MIL-G – для пластичных смазок;

MIL-H – для гидравлических жидкостей.

При создании собственной спецификации MIL военное ведомство тесно сотрудничает с ASTM, API и SAE [22].

Из всех существующих классификаций вязкости масел в России более всего прижилось SAE, созданная по методике Американского общества автомобильных инженеров (Society of Automotive Engineers). Под SAE адаптирован отечественный ГОСТ 17479.1-85.

Европейские стандарты считаются более строгими, чем американские. Объясняется это тем, что условия эксплуатации и более компактные двигатели на европейских моделях позволяют снимать больше мощности с единицы объема [23].

Таблица П.2

Основные классификации и маркировки для моторных масел

Классификация	Пример маркировки	Краткое описание
1	2	3
SAE	SAE 10W-40 SAE 15W-40 SAE 30W-40 SAE 0W-40 SAE 10W-40 SAE 20W-50	Говорит о сохранении свойств масел при изменении температуры. Обозначается одним (<i>сезонное</i>), чаще двумя числами (<i>всесезонное</i>). Число, стоящее перед (<i>W</i>) <i>inter</i> , - "зимний" параметр, чем он меньше, тем при более низкой температуре можно использовать масло. Минимум 0. Число, стоящее без знака <i>W</i> , - летний параметр, показывает степень сохранения густоты при нагреве. Чем этот параметр выше, тем лучше. Максимум 60. Если число одно, то наличие знака <i>W</i> говорит, что масло зимнее, в случае его отсутствия - летнее
CCMC	CCMC G4, D1 CCMC G2	Европейская устаревшая классификация качества масел. Разделяет масла на категории: (G)asoUne - для бензиновых двигателей, (D)iesel - для грузовых дизелей, PD - для легковых дизелей. Цифра, стоящая за категорией, указывает на уровень качества масла. Чем выше номер, тем качественнее масло
MIL-L	MIL-L-2104A MIL-L-46152D NATO-CODE	Оценивает качество масел. MIL-L-2104- для дизельных и MIL-L-46152 для бензиновых двигателей. Буква, стоящая за кодом, указывает на уровень качества, для бензиновых двигателей изменяется в пределах от А до D, для дизельных - от А до Е. Чем буква дальше по алфавиту от А, тем лучше. Для бензиновых и дизельных двигателей NATO-CODE является высшим классом

ACEA	ACEA A3-96, B3-96 ACEA A2, B2	Качественная характеристика. Имеет три категории: А - для бензиновых двигателей, В - для дизельных двигателей легковых автомобилей и Е - для дизельных двигателей грузовых автомобилей. Цифра за категорией обозначает уровень качества масла. Чем больше цифра, тем в более тяжелых условиях может работать двигатель, использующий данное масло. Обозначение, например, А3-96 говорит, что масло соответствует классу А3 спецификации ACEA в редакции 1996
ГОСТ 17479.1- 85	М-8В М-6з/10В М- 6з/10Г1	Российская классификация по вязкости (адаптирована под SAE). Марки отечественных моторных масел начинаются с буквы М, (что значит "моторное", а не код группы!), за которой указывается величина вязкости (для всесезонных масел - двойное обозначение, разделенное знаком дроби). Завершается буквенным обозначением группы (А, Б, В, Г, Д, Е) с индексом 1 - для бензиновых или 2 - для дизельных двигателей. Отсутствие такого индекса указывает на универсальность масла. В маркировке загуститель обозначается строчной буквой "з", что свидетельствует о принадлежности масла к группе всесезонных

3. Трансмиссионная жидкость ATF Dextron III

Трансмиссионное масло, применяемое для автоматических коробок передач. Однако в соответствии со стандартами GM по использованию масла ATF Dextron III может применяться в автоматических коробках передач и других механизмов, таких как редукторы, рулевые машины, гидроусилители, промышленные гидравлические системы, воздушные компрессоры и др. [24].

4. Масла по ISO VG 32 (ESSO UNIVIS N 32).

Сюда могут быть отнесены гидравлические масла для транспортных средств и индустриальные масла (редукторные, турбинные, компрессорные и т.д.), обладающие хорошей термической стабильностью и практически постоянной вязкостью при различных температурах. Такие масла применяются в системе высокого давления, защищая от износа и коррозии, и имеют хорошие противопенные, воздухоотделительные и водоотделительные способности.

Помимо указанного ESSO UNIVIS N 32 (где 32 – класс вязкости по ISO VG), подобными свойствами обладают гидравлические масла серий AGIP OSO 32, BP ENERGOL 32, MOBIL DTE 32, SHELL TELLUS 32, TEXACO WAY LUBRICANT 32 и TEXNAP 32, TOTAL AZOLLA 32, ТНК Гидравлик 32 и другие аналоги [25].

Библиографический список

1. FLOW-3D в проектировании машиностроительной гидравлики / *Я.А. Дарит, К.Е. Куванов, А.В. Пузанов, И.Н. Холкин*.
2. <http://www.mathworks.com/>
3. *А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак*. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод: учебник / под ред. А.А. Шейпака. – 4-е изд., доп. и перераб. – М.: МГИУ, 2007. – 352 с.
4. *Ю.А. Данилов* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. / М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
5. Моделирование и визуализация движений механических систем в MATLAB: учебное пособие / *В.С. Щербаков, М. С. Корытов, А.А. Рунпель, В.А. Глушец, С.А. Милушенко* – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 83 с.
6. *Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник./ М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
7. *В.А. Васильченко* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник./ М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
8. Смазочно-охлаждающие технологические средства: Справочник / под ред. *С.Г. Энтелиса, Э.М. Берлинера*. – М. Машиностроение, 1986. – 351 с.
9. *В.К. Свешиников, Усов А.А.* Станочные гидроприводы: Справочник. / М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
10. *Ю. Ф. Лазарев* Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс / СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2005. – 512 с.
11. www.tosko.ru
12. www.rosma.ru
13. www.finnoil.ru
14. www.autodux.ru
15. www.lgoil.ru
16. www.rosma.ru
17. *М. С. Корытов, В. А. Глушец, С. А. Зырянова* Моделирование рабочих движений автокрана при помощи SimMechanics и Virtual Reality Toolbox / Exponenta Pro. Математика в приложениях. – 2004. – № 3 – 4 (7 – 8). – С. 94-102.
18. *И. С. Щербаков* Особенности виртуального моделирования экскаватора ЭО-3322 в среде MATLAB/Simulink/Virtual Reality Toolbox / Общие и комплексные проблемы технических и прикладных наук: Межвуз. сб. тр. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – Вып. 2, Ч. 1. – С. 39-44.

Учебное издание

Руппель Алексей Александрович, Сагандыков Андрей Александрович,
Корытов Михаил Сергеевич

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ В MATLAB

Учебное пособие

Редактор Н.И. Косенкова

Подписано к печати __.__.2009

Формат 60 x 90 1/16.

Бумага писчая

Гарнитура Таймс

Оперативный способ печати

Усл. п. л. ____, уч.-изд. л. ____

Тираж 150 экз. Заказ

Цена договорная

Издательство СибАДИ

644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10

Отпечатано в подразделении ОП издательства СибАДИ

644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10