

Жежера Николай Илларионович

**БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ИЗНОС СОПРЯЖЕНИЙ ЗАТВОР-СЕДЛО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ И ПЕРЕПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Установлены аналитические выражения безразмерных комплексов с использованием параметров сопряжений затвор-седло предохранительных и перепускных клапанов и параметров рабочей жидкости. Приведена зависимость безразмерного комплекса износа сопряжений затвор-седло клапанов от других комплексов. Полученная взаимосвязь между комплексами позволяет рационально проводить экспериментальные исследования не между отдельными параметрами клапанов и рабочей жидкости, а с использованием безразмерных комплексов.

Адрес статьи: [www.gramota.net/materials/1/2012/6/14.html](http://www.gramota.net/materials/1/2012/6/14.html)

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

**Альманах современной науки и образования**

Тамбов: Грамота, 2012. № 6 (61). С. 46-49. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: [www.gramota.net/editions/1.html](http://www.gramota.net/editions/1.html)

Содержание данного номера журнала: [www.gramota.net/materials/1/2012/6/](http://www.gramota.net/materials/1/2012/6/)

**© Издательство "Грамота"**

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: [www.gramota.net](http://www.gramota.net)

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: [almanac@gramota.net](mailto:almanac@gramota.net)

системы существует свой алгоритм нахождения оптимального решения, в некоторых случаях алгоритм может быть применен к нескольким разным моделям.

Основной целью работы является рассмотрение основных моделей задач теории расписаний и создание программы для решения этих моделей.

Проведенную исследовательскую работу можно разделить на несколько этапов.

На первом этапе рассматривается общая модель теории расписаний, выделяются основные ключевые понятия, такие как операция, работа, длительность операции и другие. Далее выделяются основные величины, которыми оперирует теория расписаний, например, момент окончания работы, длительность прохождения работы и др.

На втором этапе, на основании общей задачи теории расписаний строятся модели применимые для конкретных ситуаций в производстве. Так как с увеличением числа работ и количества машин сложность построения оптимальных расписаний обычно возрастает, то рассматриваются такие модели теории расписаний, для которых алгоритмы разрешили за полиномиальное время. Например, выделяют модели с одной машиной (однопроцессорные расписания), модели с параллельной и последовательной обработкой (конвейерного типа).

На третьем этапе результатом рассмотрения моделей теории расписания является программа, которая находит решение для каждой из модели и выдает оптимальное расписание.

#### Список литературы

1. **Бурдюк Т. А.** Упорядочение работ для станков равной производительности // Известия АН СССР. Техническая кибернетика. 1972. № 1.
2. **Конвей Р. В., Максвелл В. Л., Миллер Л. В.** Теория расписаний. М.: Главная редакция физико-математической литературы Изд-ва «Наука», 1975.
3. **Мова В. В., Пономаренко Л. А.** Итеративные методы определения оптимального управления // Математическое моделирование сложных систем: сборник / Институт кибернетики АН УССР. Киев, 1973.

УДК 681.5:620.165.29.008.6 (075.8)

#### Технические науки

*Установлены аналитические выражения безразмерных комплексов с использованием параметров сопряжений затвор-седло предохранительных и перепускных клапанов и параметров рабочей жидкости. Приведена зависимость безразмерного комплекса износа сопряжений затвор-седло клапанов от других комплексов. Полученная взаимосвязь между комплексами позволяет рационально проводить экспериментальные исследования не между отдельными параметрами клапанов и рабочей жидкости, а с использованием безразмерных комплексов.*

*Ключевые слова и фразы:* клапан; сопряжение затвор-седло; гидравлическая система; рабочая жидкость; безразмерные комплексы; износ.

**Николай Илларионович Жежера**, д.т.н., профессор

*Кафедра систем автоматизации производства*

*Оренбургский государственный университет*

*nik-gegera@rambler.ru*

### БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ИЗНОС СОПРЯЖЕНИЙ ЗАТВОР-СЕДЛО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ И ПЕРЕПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ<sup>©</sup>

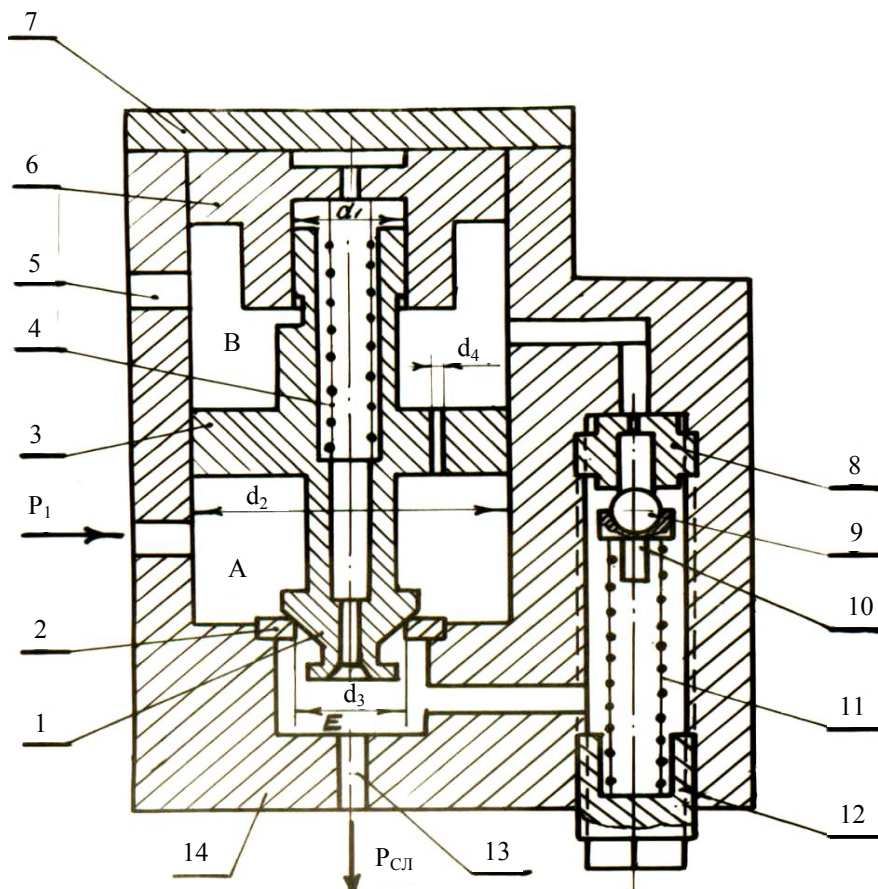
В гидравлических системах автоматизации и управления станков, роботов, экскаваторов, бульдозеров и тракторов сельскохозяйственного назначения используется клапанное устройство, которое предназначено для предохранения гидравлической системы от повышения давления выше установленного, а также для перепуска рабочей жидкости из линии гидронасоса в сливной трубопровод гидросистемы, когда гидросистема полностью разгружена по давлению золотниками гидрораспределителя, который подключается к клапанному устройству.

Клапанное устройство (Рисунок 1) содержит предохранительный клапан прямого действия и перепускной клапан. Предохранительный клапан содержит: седло 8, затвор 9, удерживаемый направляющей 10, пружину 11 и регулировочный стакан 12. В перепускной клапан входят затвор 1 с поршнем 3, седло 2, пружина 4, направляющая втулка 6 и крышка клапана 7. В поршне 3 клапана выполнено дроссельное отверстие  $d_4$ . Для управления затвором 1 с помощью золотников гидрораспределителей выполнен канал 5. Управление перепускным клапаном в режиме предохранения гидравлической системы от повышения давления выше установленного производится предохранительным клапаном.

Давление рабочей жидкости от гидравлической системы подводится к перепускному клапану в камеру А, а отвод жидкости от обоих клапанов осуществляется в сливной трубопровод по каналу 13.

При увеличении давления в камере А выше установленного значения вначале открывается предохранительный клапан, а затем, в результате перепада давления на дроссельном отверстии  $d_4$  поршня, открывается перепускной клапан, и клапанное устройство поддерживает заданное давление жидкости в гидравлической системе. При уменьшении давления в гидравлической системе предохранительный и перепускной клапаны закрываются.

Когда канал 5 клапанного устройства соединяется внешним распределительным устройством со сливным трубопроводом, тогда перепускной клапан открывается и пропускает рабочую жидкость из трубопровода гидронасоса и полости А перепускного клапана в сливной трубопровод по каналу 13. При перекрытии канала управления 5 перепускной клапан закрывается, и затвор 1 плотно поджимается к седлу 2 пружиной 4. Таким образом, предохранительный клапан работает только при повышении давления в гидросистеме выше установленного, а перепускной клапан срабатывает совместно с предохранительным клапаном при повышении давления в гидросистеме выше установленного и в режиме переключения по сигналам, поступающим по каналу управления 5.



**Рис. 1.** Перепускной и предохранительный клапаны клапанного устройства гидравлических систем

В предохранительных и перепускных клапанах гидравлических систем можно выделить:

- работу деталей сопряжения затвор-седло клапана при переменном зазоре между затвором и седлом и
- работу деталей сопряжения затвор-седло при постоянном зазоре между затвором и седлом.

Работа деталей сопряжения затвор-седло клапана при переменном зазоре происходит тогда, когда клапан совершает прямолинейное или колебательное движение в рабочей жидкости относительно седла. Работа этих же деталей при постоянном зазоре происходит в том случае, если клапан закрыт или открыт и находится в неподвижном состоянии.

В свою очередь работу деталей сопряжения затвор-седло при переменном зазоре можно рассматривать:

- при колебании затвора клапана с амплитудой меньшей высоты его подъема над седлом;
- при колебании затвора с амплитудой равной высоте его подъема над седлом;
- при единичных движениях затвора клапана от полного закрытия до полного открытия клапана.

На основании этого для каждого клапана выделены режимы работы. Так для перепускного клапана выделены переходный режим и режим перегрузки, а для предохранительного клапана - автоколебательный режим (режим «треска») и режим обычного предохранения.

Износ деталей машин, и в частности сопряжений предохранительных и перепускных клапанов гидросистем, является сложным процессом [5]. На износ деталей сопряжений оказывает влияние целый

комплекс разнообразных параметров: давление, вязкость, плотность и температура рабочей жидкости, скорость перемещения затвора клапана, масса подвижных частей, механическая прочность материалов деталей, число срабатываний клапана и другие.

Академик Л. И. Седов [6] указывает, что при рассмотрении сложных явлений для правильной постановки и обработки экспериментов, по результатам которых можно было бы установить общие закономерности, необходимо давать общий качественный анализ. Возможность такого предварительного качественно-теоретического анализа и выбора системы определяющих параметров, отмечается в работе [Там же], дает теория размерностей и подобия. Положения теории размерностей и подобия использованы для анализа износа деталей сопряжения затвор-седло предохранительных и перепускных клапанов.

Износ сопряжения затвор-седло можно представить суммой равномерно распределенного по всему параметру износа и дискретного (локального) износа. Равномерный износ по периметру сопряжения является результатом механических воздействий затвора клапана на седло. Дискретный износ сопряжения затвор-седло является результатом воздействия рабочей жидкости и колебаний затвора в жидкости.

Основными параметрами, которые обуславливают износ  $i$ , м/с, деталей сопряжения затвор-седло при его движении в рабочей жидкости, являются [3]:

$\rho$  - плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup> [М L<sup>-3</sup>];

$\mu$  - динамическая вязкость жидкости, Па·с [L<sup>-1</sup> М T<sup>-1</sup>];

$s$  - зазор между седлом и клапаном при его движении или колебании, м [L];

$d^2h/dt^2$  - ускорение движения затвора клапана, м/с<sup>2</sup> [L T<sup>-2</sup>];

$\Omega$  - проекция площади фаски седла при неплоской ее форме на горизонтальную ось, м<sup>2</sup> [L<sup>2</sup>];

$Q_0$  - расход рабочей жидкости через сопряжение затвор-седло клапана, м<sup>3</sup>/с [L<sup>3</sup>T<sup>-1</sup>];

$dh/dt$  - скорость движения затвора клапана, м/с [L T<sup>-1</sup>];

$P_y$  - давление рабочей жидкости в сопряжении затвор-седло, Па [М L<sup>-2</sup>];

$H_3$  - твердость материала затвора клапана, Па [М L<sup>-2</sup>];

$n$  - число срабатываний клапана в секунду, штук;

$R$  - приведенный радиус кривизны сопрягаемых поверхностей затвора и седла клапана, м [L].

Температуру рабочей жидкости исключили из рассмотрения, так как ею, в основном, определяется вязкость жидкости  $\mu$ .

Согласно второй теореме подобия [6], взаимосвязь между параметрами необходимо искать и устанавливать между безразмерными комплексами.

Функциональную зависимость между указанными параметрами относительно скорости износа  $i$  можно представить как

$$i = f(\rho, \mu, s, \frac{d^2h}{dt^2}, \frac{dh}{dt}, \Omega, P, H_3, D, n) \quad (1)$$

Общее число безразмерных комплексов по  $\pi$ -теореме определяется из соотношения

$$n_p - s_p \quad (2)$$

где  $n_p$  - число размерных величин ( $n_p=10$ );

$s_p$  - число величин с независимыми размерностями ( $s_p=3$ ).

В качестве определяющих параметров принимаем:

$Q_0$  [L<sup>3</sup> T<sup>-1</sup>];  $\mu$  [L<sup>-1</sup>М T<sup>-1</sup>];  $s$  [L].

На основании второго допущения теории размерностей [Там же] о степенной зависимости между параметрами можно составить следующие соотношения:

$$k_1 = [Q_0]^{a_1} [\mu]^{b_1} [S]^{c_1} \rho$$

$$k_2 = [Q_0]^{a_2} [\mu]^{b_2} [S]^{c_2} \frac{d^2h}{dt^2} \quad (3)$$

$$k_7 = [Q_0]^{a_7} [\mu]^{b_7} [S]^{c_7} D$$

Показатели степени в соотношениях (3) должны быть такими, чтобы после замены каждого параметра его размерностью сумма показателей при каждой из независимых размерностей была равной нулю. Тогда для соотношения  $k_1$  можно записать

$$[L^3 T^{-1}]^{a_1} [L^{-1} M T^{-1}]^{b_1} [L]^{c_1} M L^{-3} = 0$$

Откуда получим:

$$L \ 3a_1 - b_1 + c_1 - 3 = 0$$

$$T \ -a_1 - b_1 = 0$$

$$M \ b_1 + 1 = 0$$

Из этих соотношений определяем, что  $b_1 = -1$ ;  $a_1 = 1$ ;  $c_1 = -1$ .

Подставив полученные значения показателей степени в первое выражение (3) для соотношения  $k_1$ , получим безразмерный комплекс

$$k_1 = \frac{dh}{dt} \frac{\Omega \rho}{\mu S} \quad (4)$$

Аналогично определяются следующие комплексы:

$$k_2 = \frac{dh}{dt} \frac{\sqrt{\Omega}}{\sqrt{S^3 \frac{d^2h}{dt^2}}} \quad k_3 = \frac{\Omega}{S^2} \quad k_4 = \frac{PS^3}{\frac{dh}{dt} \mu \Omega}$$

$$k_5 = \frac{P}{H_3} \quad k_6 = \frac{i\rho S}{\mu} \quad k_7 = \frac{D}{S} \quad (5)$$

Зависимость между безразмерными комплексами  $k_1 - k_5, k_7$  относительно комплекса  $k_6$  имеет следующий вид

$$\frac{i\rho S}{\mu} = f \left[ \frac{PS^3}{\frac{dh}{dt} \mu \Omega}; \frac{\frac{dh}{dt} \sqrt{\Omega}}{\sqrt{S^3 \frac{d^2h}{dt^2}}}; \frac{\Omega \rho}{\mu S} \frac{dh}{dt}; \frac{P}{H_3}; \frac{D}{S}; \frac{\Omega}{S^2}; n \right] \quad (6)$$

Для установления количественных характеристик между безразмерными комплексами согласно уравнению (6) необходимо провести экспериментальные исследования. Для выявления теоретических взаимосвязей между комплексами проведен анализ течения рабочей жидкости через сопряжение затвор-седло при измененных от износа деталях этих сопряжений [1, с. 90; 2, с. 146; 4, с. 47]. Для предохранительных и перепускных клапанов гидравлических систем установлено, что при длине сопряжения клапан-седло, превышающей 0,25-0,30 мм, гидроэрозионный износ становится ведущим видом износа.

Таким образом, установлены аналитические выражения безразмерных комплексов с использованием параметров сопряжений затвор-седло предохранительных и перепускных клапанов и параметрам рабочей жидкости применительно к работе клапанов в реальных условиях. Приведена зависимость безразмерного комплекса износа сопряжений затвор-седло клапанов от других комплексов. Полученная взаимосвязь между комплексами позволяет рационально проводить экспериментальные исследования не между отдельными параметрами клапанов и рабочей жидкости, а с использованием безразмерных комплексов.

#### Список литературы

1. Жежера Н. И. Ввод сигнала по производной от входного давления в предохранительном клапане с серводействием // Вестник Оренбургского государственного университета. Оренбург: ОГУ, 2000. № 3. С. 90-94.
2. Жежера Н. И. Давление рабочей жидкости в щелях с криволинейными стенками регулирующих клапанов систем автоматизации и управления // Вестник Оренбургского государственного университета. Оренбург: ОГУ, 2001. № 1. С. 146-150.
3. Жежера Н. И. Развитие теории и совершенствование автоматизированных систем испытаний изделий на герметичность: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.13.06. Оренбург: ОГУ, 2004. 441 с.
4. Жежера Н. И., Самойлов Н. Г. Теоретические положения к устройству измерения динамической составляющей расхода газа // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2012. № 4 (39). С. 47-50.
5. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
6. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. 9-е изд., перераб. М.: Наука, 1981. 447 с.

УДК 681.5:620.165.29.008.6

#### Технические науки

*Установлены аналитические выражения, позволяющие определять необходимую частоту и амплитуду продольной вибрации горизонтальной трубки устройств контроля герметичности изделий в зависимости от диаметра горизонтальной трубки и типа жидкости поршня в горизонтальной трубке.*

*Ключевые слова и фразы:* изделие; контроль герметичности; горизонтальная трубка; амплитуда; частота; вибрация.

**Николай Илларионович Жежера**, д.т.н., профессор

Кафедра систем автоматизации производства

Оренбургский государственный университет

nik-gegera@rambler.ru

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ЧАСТОТЫ ПРОДОЛЬНОЙ ВИБРАЦИИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБКИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ИЗДЕЛИЙ<sup>©</sup>

При использовании известного способа контроля герметичности с горизонтальной трубкой наблюдается относительно большой порог срабатывания из-за действия поверхностного натяжения жидкости поршня в