

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ДГТУ)

Кафедра «Гидравлика гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Проектирование гидропневмосистем

Методические указания к выполнению
контрольной работы по дисциплине
«Проектирование ГПС »



Ростов-на-Дону

2021

Составители: докт. техн. наук, проф. В.С. Сидоренко
канд. техн. наук, доц. В.И. Антоненко
канд. техн. наук, доц. В.А. Чернавский

Проектирование гидропневмосистем: Метод. указания к выполнению контрольной работы(работы) по дисциплине “ Проектирование ГПС ”: Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ, 2021г. 29с.

Данные методические указания используются при выполнении контрольной работы(работы) по дисциплине «Инновационные методы проектирование ГПС» студентами направления 27.03.05 «Инноватика» профиль « Управление инновациями в промышленности» для всех форм обучения. В указаниях приведена методика расчета, правила проектирования и порядок оформления контрольной работы(работы).

[illegible]

Рецензент канд. техн. наук, доц., В.С. Крутиков

© В.С. Сидоренко и др., 2021
© Издательский центр ДГТУ, 2021

1. Цель выполнения контрольной работы

Выполнение контрольной работы(работы) – заключительный этап изучения студентами дисциплин “Электрогидропневмоавтоматика инновационных проектов”, “ Средства электроавтоматики инновационных проектов ГПС”, “ Гидравлические и пневмомеханические системы в инновационных проектах машиностроения”, “ Инновационные технологии проектирования объемных машин”, Гидравлические и пневмомеханические системы в инновационных проектах машиностроения “,”Автоматизированное управление и динамика ГПС”, “Проектирование ГПС”.

Целью проектирования является закрепление полученных студентами по данным дисциплинам теоретических знаний, а также освоение ими инновационных методов конструирования и проектирования ГПС.

Для успешного выполнения контрольной работы студент должен:

- обладать необходимым объемом теоретических знаний по основным дисциплинам специальности;
- уметь анализировать результаты расчетов и принимаемые проектные решения с целью обеспечения необходимых технико-экономических показателей проектируемой ГП;
- выполнять требования нормативов к оформлению контрольной работы;
- уметь работать с технической литературой, ГОСТами и другими нормативными документами.

2. Состав и содержание задания на контрольной работы

Тема контрольной работы(работы): Гидропривод автоматизированного станочного комплекса

Описание устройства механизма или машины, для которых проектируется ГПС.

Предварительная компоновка и требования к массе и габаритным размерам устройства.

Характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки, режимы движения выходного звена и работа ГПС в целом.

Требованиям к точности движения или позиционирования, к качеству переходного процесса.

Требования к К.П.Д, ограничения по мощности, условия эксплуатации.

3. Содержание контрольной работы(работы)

Курсовой проект(работа), который является основой эскизного проекта ГПС, должен содержать:

- чертежи новых агрегатов, машин и аппаратов ГПС;
- чертежи общего вида ГПС;
- чертежи компоновок серийно выпускаемого оборудования;
- принципиальные схемы (гидравлическую, пневматическую,

кинематическую, электрическую и т.д.)

- пояснительную записку;
- ведомость проекта.

В пояснительной записке дается задание, описание и обоснование выбранных схем и конструкций, приводят энергетический, гидравлический, тепловой и динамический расчет ГПС. При необходимости определяют параметры оптимизации и способы решения оптимизационной задачи. По результатам проектирования делается заключение.

Графическая часть проекта(работы) оформляется на 5(4) листах формата А1. Пояснительная записка оформляется из листов формата А4 и брошюруется в обложку из плотной чертежной бумаги, на лицевой стороне оформляется титульный лист.

4. Этапы и общая методика выполнения контрольной работы

4.1. Анализ задания, подбор литературы, выбор аналогов, прототипов.

4.2. Разработка общего вида конструкции ГПС.

4.3. Разработка принципиальных схем (гидравлических, пневматических, электрических) производится в соответствии с указаниями . Дается описание функционирования ГПС.

4.4. Энергетический расчет исполнительный части ГП, выбор типоразмера гидродвигателей.

Энергетический расчет производится по разработанной принципиальной схеме в соответствии с циклограммой для всех элементов цикла.

Исходным данными являются:

L_n - ход двигателя; t_n - время работы; m_B - масса (момент инерции) приведенные к выходному звену; H_c - результирующая внешних статических сил или моментов сил; V_m – скорость рабочего хода (медленных перемещений).

Для быстрых перемещений необходимо рассчитать оптимальные значения предельных скоростей для трапециидальных тахограмм в следующем порядке:

$$v_{max} = \frac{2Ln}{tn}$$

$$\varepsilon_H = \frac{V_{max}^2 \cdot m_B}{(2H_c \cdot L_n)}$$

Из уравнения

$$\varepsilon_H = \bar{v}_n^2 (2\bar{v}_n - 1,5) / (\bar{v}_n - 1,5) + 1 = 0$$

или

по графику $\bar{v}_n = f(\varepsilon_H) / 4$ определяется оптимальное значение относительной предельной скорости \bar{v}_n

$$v_n = \bar{v}_n \cdot v_{max}$$

$$W_n = \frac{V_n^2}{(V_n \cdot t_n - L_n)}$$

$$H_B = m_B \cdot W_n + H_c$$

$$N_n = V_n \cdot H_B$$

Для медленных перемещений, соответствующих рабочим движениям, скорости не оптимизируются, т.к. они заданы и по ним сразу определяют мощность двигателя

$$N_n = H_c \cdot V_m,$$

где V_m - скорость рабочего хода (медленного перемещения).

В итоге энергетического расчета выбираются типоразмеры объемных двигателей, которые должны обеспечить максимальную из скоростей быстрого перемещения и преодоление максимальной внешней нагрузки

$$q_g = \frac{H_q}{P_{ном} \cdot \eta_{га} \cdot \eta_{дм}},$$

где q_g - удельный рабочий объем (рабочий объем или эффективная площадь); H_q - максимальная нагрузка для контура; $P_{ном}$ - номинальное давление, соответствующее принятому в данной отрасли; $\eta_{га}$ - КПД линий и

аппаратов 0,75-0,9; $\eta_{\text{дм}}$ - КПД гидродвигателей механический

По результату энергетического расчета исполнительная часть выбирается двигатель и определяется его давление и расход для всех элементов цикла.

В ходе энергетического расчета корректируются исходные данные технического задания.

4.5. Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки

В результате энергетического расчета исполнительной части были определены :

$$V_n, V_m, H_B, H_m, t_n, t_m, t_B, t_n ,$$

где $V_{n,n}$ – быстрое перемещение вперед, назад; V_m – скорость рабочего движения; t_n, t_n – время быстрого перемещения вперед, назад; t_m – время рабочего движения; t_B – время выстоя.

и соответствующие подачи и давления для всех элементов цикла:

$$Q_{n1}, Q_{n2}, Q_{n3}, \dots, P_{n1}, P_{n2}, P_{n3}, \dots$$

В соответствии с требованиями технического задания по массогабаритным показателям, стоимости и к.п.д. и возможностью реализации требуемого алгоритма функционирования выбирается один из вариантов насосной установки и производится ее расчет по соответствующей методике.

Однонасосная установка с переливным клапаном используется при невысоких требованиях по К.П.Д. и существенных ограничений по массе, габаритам и по стоимости ГПС.

Насос выбирается из соотношений

$$Q_{ном} \approx Q_{n1}; P_{ном} \approx P_{n2}$$

Переливной клапан выбирается по

$$Q_{ном}, P_{ном}$$

Если $Q_{ном} > 1 \text{ дм}^3/\text{с}$, выбирается двухкаскадный клапан.
Потери мощности в рабочем режиме

$$\Delta N = P_{н2} (Q_{ном} - Q_{н2})$$

Двухнасосная установка с двумя переливными клапанами применяется, если необходимо иметь более высокий КПД, но нет ограничений по массе и габаритам.

Насос высокого давления выбирается из соотношений:

$$Q_{ном1} \approx Q_{н2}; P_{ном1} = P_{н2}$$

Насос низкого давления

$$Q_{ном2} \approx Q_{н1(3)} - Q_{ном1}; P_{ном2} \approx P_{н1(3)}$$

Насосно-аккумуляторная установка позволяет получить еще более высокий КПД и снизить массогабаритные показатели. Её целесообразно использовать, если есть периоды пауз и выдержки.

Для расчета и выбора насоса необходимо использовать уравнение баланса объёмов:

$$Q_n = Q_{н1} \cdot t_n / (t_n + t_в); Q_n = (Q_{н2} \cdot t_m + Q_{н3} \cdot t_n) / (t_m + t_n)$$

По большему из Q_n и $P_{н2}$ выбирают насос $Q_{ном}$, $P_{ном}$.

По величинам маневренного объёма

$$V_{м1} = (Q_{н1} - Q_{ном}) \cdot t_n; V_{м3} = (Q_{н3} - Q_{ном}) \cdot t_n$$

выбираем маневренный объём аккумулятора V_m .

Нижний уровень давления в аккумуляторе $P_{min} = P_{н1(3)}$.

Давление зарядки газом выбирается из соотношения

$$P_{зар.} = (0,9 \div 0,94) P_{min}$$

По полученным значениям выбирается аккумулятор

Для получения max КПД при min массогабаритных показателях необходимо использовать насосную установку с автоматической регулировкой по давлению

$$Q_{ном} \approx Q_{н1} (Q_{н3}); P_{max} = P_{min} \cdot (P_{н2} - P_{min}) / (q_{max} - q_{н2});$$
$$P_{min} = q_{н2} \cdot P_{н2} / q_{max}; q_{max} = Q_{ном} / V_n$$

где V_n — скорость приводного элемента насоса; P_{min} — минимальное давление настройки регулятора.

4.6. Методика гидравлического расчета ГП.

В процессе гидравлического расчета выбираются аппараты, по стандартным методикам определяются проходные сечения трубопроводов и аппаратов, а также основные параметры потока при течении рабочей среды, для всех участков и всех элементов цикла/б/.

При первом приближении проходные сечения трубопроводов и аппаратов выбирают по стандартным методикам на основании рекомендованных значений скоростей рабочей среды и давлений. Далее оценивают размеры трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери в них. Сравнивают потери с рекомендуемыми при первом приближении ($\eta_{га} \approx 0,75 \div 0,8$)

$\sum \Delta P_{потер} = (0,25 \div 0,1) \cdot P_{ном}$ и заданными массогабаритными параметрами.

Если необходимо изменить $\eta_{га}$ или массогабаритные показатели во втором приближении корректируют проходные сечения трубопроводов и аппаратов и вновь осуществляют выбор трубопроводов и аппаратов, и рассчитывают гидравлические потери. В большинстве случаев двух-трех приближений для решения поставленной оптимизационной задачи оказывается достаточным.

При гидравлическом расчете расстояния между элементами привода, объемный или массовый расход рабочей среды, число и типы аппаратов и трубопроводов определяются на основании составленной в самом течении проектирования схемы.

Для расчета гидравлических потерь удобно использовать объемный расход.

Объемные расходы рабочей среды определяется по формуле:

$$Q_q = q_q \cdot V_D / h_{D,0};$$

в сливной

$$Q_c = q_q \cdot V_D \cdot \sigma_D \cdot \eta_{D0},$$

где σ_D - коэффициент асимметрии полостей машины, коэффициент мультипликации; q_q - уд. рабочий объем и V_D - скорость движения вых. зв. определяются в процессе энергетического расчета; η_{D0} - КПД двигателя объектов.

При определении давления насосной установки для различных элементов цикла необходимо предварительно рассчитать перепады давления на регуляторах потока и дросселях, позволяющих обеспечить требуемые скоростные режимы двигателей. Расчет произвести графоаналитическим способом, используя характеристики насосных установок/11/.

Основной параметр аппаратов d_y соответствует диаметру круга, площадь которого равна минимальной площади проходного сечения аппарата.

На направление коррекции могут влиять и массогабаритные параметры привода, которые определяются по геометрическим зависимостям с учетом плотности материалов.

На этапе гидравлического расчета необходимо выбрать компоновку (способ монтажа) гидропневмоаппаратов привода на машине. Промышленность выпускает аппараты трубного соединения, стыкового и модульного монтажа и встраиваемого исполнения. Возможно использование аппаратов, а также вспомогательных элементов и машин с разными способами монтажа.

4.7. Тепловой расчет ГП.

В зависимости от типа гидромашин назначается минимальная кинематическая вязкость жидкости: для шестеренных – 15сСт, для пластинчатых – 12сСт, роторно-поршневых – 8сСт и уточняется выбор типа параметров рабочей жидкости. Оцениваем местный нагрев жидкости при течении через существенные местные сопротивления:

$$\Delta T_m = \Delta P_m / (c_{ж} \cdot \rho_{ж}),$$

где $c_{ж}$ - удельная массовая теплоемкость жидкости $1880 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$.

Определяем осредненное приращение температуры по всей гидросистеме с расчётом тепловыделений и теплоотдач:

$$\Delta T = \Delta T_n \cdot e^{-\gamma t} + N_{mu} / P_{mn} (1 - e^{-\gamma t});$$

$$\Delta T_n = T_n - T_0,$$

где T_n - начальная температура жидкости; T_0 - начальная температура окружающей среды;

$$\gamma = p_{\text{тп}} / c_{\text{т}}$$

$p_{\text{тп}}$ - удельная плотность теплоотдачи в окружающую среду.

$$p_{\text{тп}} = \sum_{i=1}^n K_{\text{тп}i} \cdot F_{c_i},$$

где $K_{\text{тп}i}$ - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду $8 \div 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;
 F_{c_i} - площадь поверхности i -го элемента системы

$$C_{\text{т}} = C_{\text{ж}} \cdot m_{\text{ж}} + C_{\text{с}} \cdot m_{\text{с}},$$

где $m_{\text{ж}}$, $m_{\text{с}}$ - масса жидкости и стенок; $C_{\text{ж}}$, $C_{\text{с}}$ - удельная массовая теплоемкость жидкости и стенок.

$$C = 5000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

$$N_{\text{ти}} = N_{\text{ви}} + \Delta N,$$

где $N_{\text{ти}}$ - мощность тепловых источников; $N_{\text{ви}}$ - мощность внешних тепловых источников; ΔN - внутренние потери энергии, $N_{\text{ви}} = 0$

Далее определяем объем бака

$$V_{\text{б}} = Q_{\text{нц}} \cdot 3_{\text{мин}}.$$

$$\text{Площадь бака } F_{\text{б}} = 6,7 \cdot V_{\text{б}}^{2/3}$$

$$t_y = (3 \div 4) / \gamma,$$

где t_y - время достижения установившегося температурного режима

$$\Delta T = \Delta N / p_{\text{тп}},$$

Далее сравниваем t_y и $t_{\text{цикла}}$; если $t_y > t_{\text{цикла}}$, определяем осредненное приращение температуры по осредненной мощности ΔN :

$$\Delta N_{\text{сред}} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i \cdot t_i}{t_{\text{ц}}};$$

искомая установившаяся температура жидкости

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{н}} + \Delta T,$$

Если температура жидкости выше допустимой, то необходимо установить теплообменный аппарат с мощностью

$$N_{\text{та}} = N_{\text{ти}} - \rho_{\text{тн}}(t_{\text{б}} - t_0)$$

где t_6 - допустимая температура жидкости в баке; t_0 - температура окружающей среды.

Если $t_y \leq t_{\text{цикла}}$, то тепловой расчёт производится для каждого элемента цикла.

За начальную температуру перед насосом принимается температура окружающей среды. За начальную температуру перед гидродвигателем принимается установившаяся температура в баке.

4.8. Динамический расчет ГП.

Динамический расчёт производится с целью определения величины скачка давления (максимальной динамической погрешности) и времени переходного процесса и других параметров качества регулирования перехода на самый нагруженный элемент цикла.

Динамический расчет гидропривода можно производить с использованием пакетов Matlab, MathCad или HydroCad.

Расчет производится с использованием математической модели, содержащей перечень допущений математической модели и дифференциальные уравнения, описывающие гидропривод.

В качестве примера рассмотрен динамический расчет гидропривода дроссельного регулирования. Система уравнений для гидропривода (рис.1), составлена при следующих допущениях:

- 1) поршень гидроцилиндра при разгоне и торможении перемещается вправо (рис.1);
- 2) клапан КП открыт, давление перед клапаном равно давлению поршневой полости гидроцилиндра;

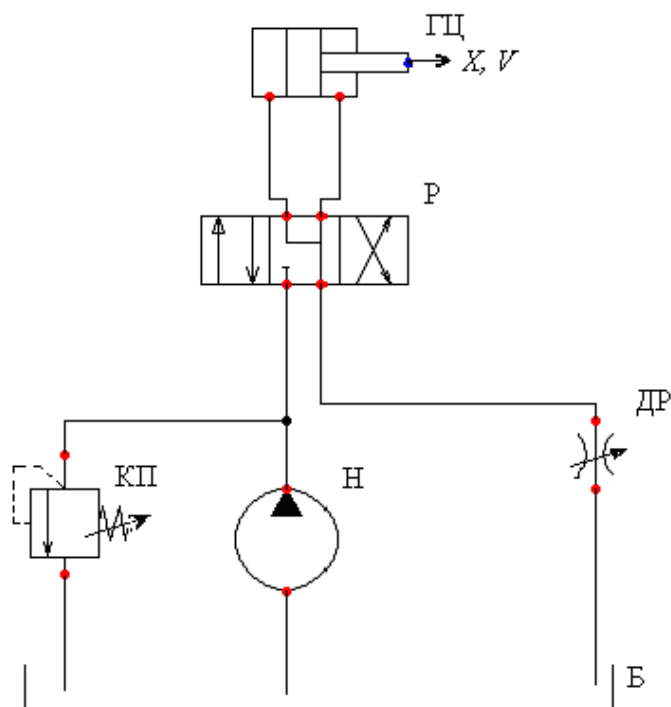


Рис. 1 Типовая принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования: ГЦ – гидроцилиндр; Р – распределитель типа 4/3; Н – насос; КП – предохранительно-переливной клапан; ДР – дроссель; Б – бак.

- 3) давление перед дросселем равно давлению в штоковой полости гидроцилиндра, а давление после дросселя равно нулю;
- 4) волновые процессы не учитываются, сжимаемость жидкости учитывается в объеме между поршнем гидроцилиндра и дросселем, а также между поршнем гидроцилиндра, насосом и клапаном;
- 5) модуль объемной упругости жидкости принят постоянным;
- 6) при разгоне поршня гидроцилиндра распределитель Р переключается из средней в левую позицию;
- 7) при торможении поршня гидроцилиндра распределитель находится в левой позиции, а нагрузка на поршень возрастает (или проходное сечение дросселя ДР уменьшается);
- 8) расход насоса при разгоне и торможении не меняется.

Математическая модель гидропривода содержит уравнение движения

поршня гидроцилиндра и уравнения расходов.

Уравнение движения имеет вид:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\pi}{4} D^2 p_2 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_1 - R - F_{\text{тр}} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt},$$

где M – приведенная к поршню гидроцилиндра масса подвижных частей гидропривода; x – перемещение поршня гидроцилиндра; t – время; D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра; p_2 и p_1 – давление в поршневой и

штоковой полостях гидроцилиндра; R – постоянная сила сопротивления на штоки гидроцилиндра; $F_{тр}$ – сила трения (рис.1).

Уравнение расходов сливной линии имеет вид:

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \frac{dx}{dt} - \mu \frac{\pi}{4} d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} - \frac{W_1}{E} * \frac{dp_1}{dt} = 0,$$

где μ – коэффициент расхода дросселя ДР; $d_{др}$ – диаметр условного прохода дросселя; ρ – плотность жидкости; W_2 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра и дросселем; E – объёмный модуль упругости жидкости.

Уравнение расходов нагнетательной линии:

$$Q_H = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dx}{dt} + (p_2 - p_{кп}) \frac{Q_H}{\Delta p_H} + \frac{W_2}{E} * \frac{dp_2}{dt},$$

где $p_{кп}$ – давление настройки клапана КП; Δp_H – подъем характеристики клапана, когда он пропускает жидкость с расходом насоса Q_H ; W_2 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра, клапаном и насосом.

Решение уравнений с использованием пакета Matlab выполнить в следующей последовательности.

- 1) написать вектор функцию для системы уравнений;
- 2) написать файл – функцию для вызова солвера;
- 3) получить решения уравнений в виде графиков $x(t)$, $V = \frac{dx}{dt}(t)$, $p_2(t)$, $p_1(t)$.

При написании вектора – функции вводятся обозначения:

$$\begin{aligned} x &= y(1); \\ \frac{dx}{dt} &= y(2); \\ p_1 &= y(3); \\ p_2 &= y(4). \end{aligned}$$

Уравнения математической модели записываются в форме Коши:

$$\frac{dy(1)}{dt} = y(2);$$

$$\frac{dy(2)}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{M} \left(\frac{\pi}{4} D^2 y(4) - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) y(3) - R - F_{TP} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} \right);$$

$$\frac{dy(3)}{dt} = \frac{E}{W_2} \left(\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot y(2) - \frac{\pi}{4} \mu d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot y(3) \right);$$

$$\frac{dy(4)}{dt} = \frac{E}{W_1} \left(Q_H - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot y(2) - (y(4) - p_{кп}) \cdot \frac{Q_H}{\Delta p_H} \right).$$

Вектор – функция:

```
function F1 = RTskp(t,y)
F1 = [y(2);
(0.785*0.05^2*y(4)-0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(3)-1500-1000*sign(y(2)))/500;
(0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(2)-0.9*0.785*(0.002^2)* ( (2*y(3)/900)^0.5 ))
*1.75e9/1e-3;
(60/60000-0.785*(0.05^2)*y(2)-(y(4)-1e7)*60/(60000*5e5))*1.75e9/1e-3];
```

Вектор – функция при следующих значениях параметров гидропривода:

$M = 500 \text{ кг}$, $R = 1500 \text{ Н}$, $D = 0,05 \text{ м}$, $d = 0,025 \text{ м}$;
 $p_{кп} = 10^7 \text{ Па}$, $W_1 = W_2 = 0,001 \text{ м}^3$, $E = 1.75 \cdot 10^9 \text{ Па}$,
 $F_{TP} = 1000 \text{ Н}$, $d_{др} = 0,002 \text{ м}$, $\rho = 900 \text{ кг}$,
 $\mu = 0,9$, $\Delta p_H = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $Q_H = 60/60000 \text{ м}^3/\text{с}$.

Файл – функция:

```
Y0 = [0; 0; 0; 10.5e6;];
[T, Y] = ode23 ('RTskp', [0 1], Y0);
plot(T, Y(:,1), 'k')
hold on
plot(T, Y(:,2), 'k')
hold on
grid on
hold of
```

В первой строке файл – функция приведен вектор начальных условий:

$$x|_{t=0} = 0, \quad \frac{dx}{dt} \Big|_{t=0} = 0, \quad p_1 \Big|_{t=0} = 0 \quad p_2 \Big|_{t=0} = p_{кп} + \Delta p_H$$

Во второй строке приведена вектор-программа для вызова солвера ode23, реализующего метод решения Рунге – Кутта.

Обозначение RTskp вызывает функцию «Разгон-торможение», вектор –

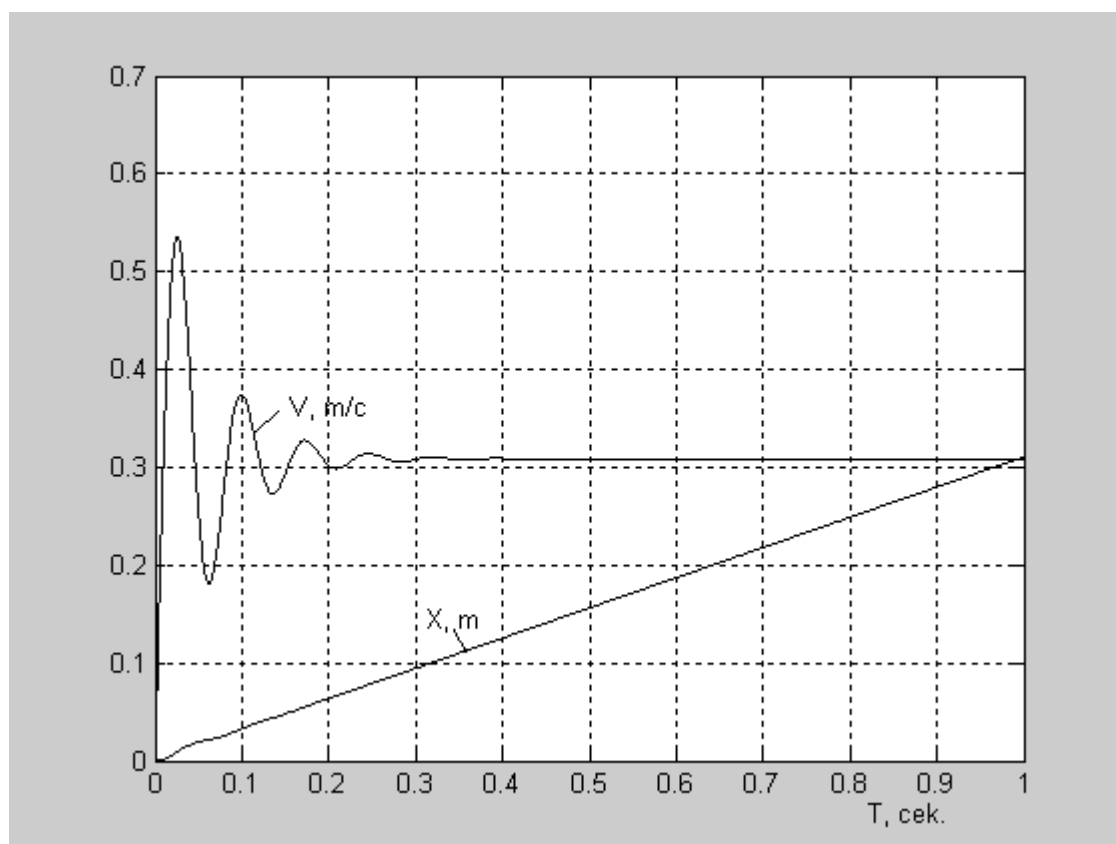
функция;

в квадратных скобках указан интервал счета от 0 до 1 сек.

Обозначение $y(0)$ вызывает вектор начальных условий.

В последующих строках указаны данные для печати графика, где по горизонтали откладывается время «Т», а по вертикали – шкала для построения графика функции $y(i)$, где i номер функции. В результате расчета, после переходного процесса скорость поршня гидроцилиндра устанавливается на уровне 0.31 м/с, а давление $p_1 = 11,6$ МПа, $p_2 = 10,25$ МПа.

Изменение параметров: перемещения поршня гидроцилиндра X , скорости поршня V и давлений в полостях гидроцилиндра p_1 и p_2 в процессе разгона показано на рис.2, а в процессе торможения – на рис.3



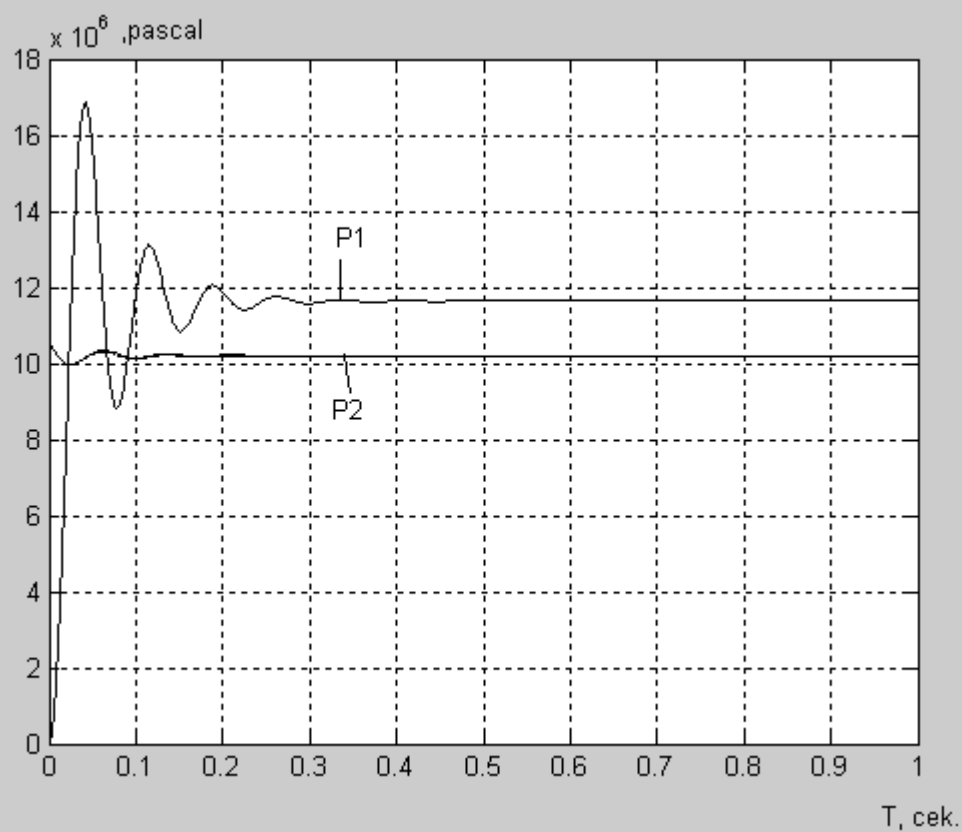
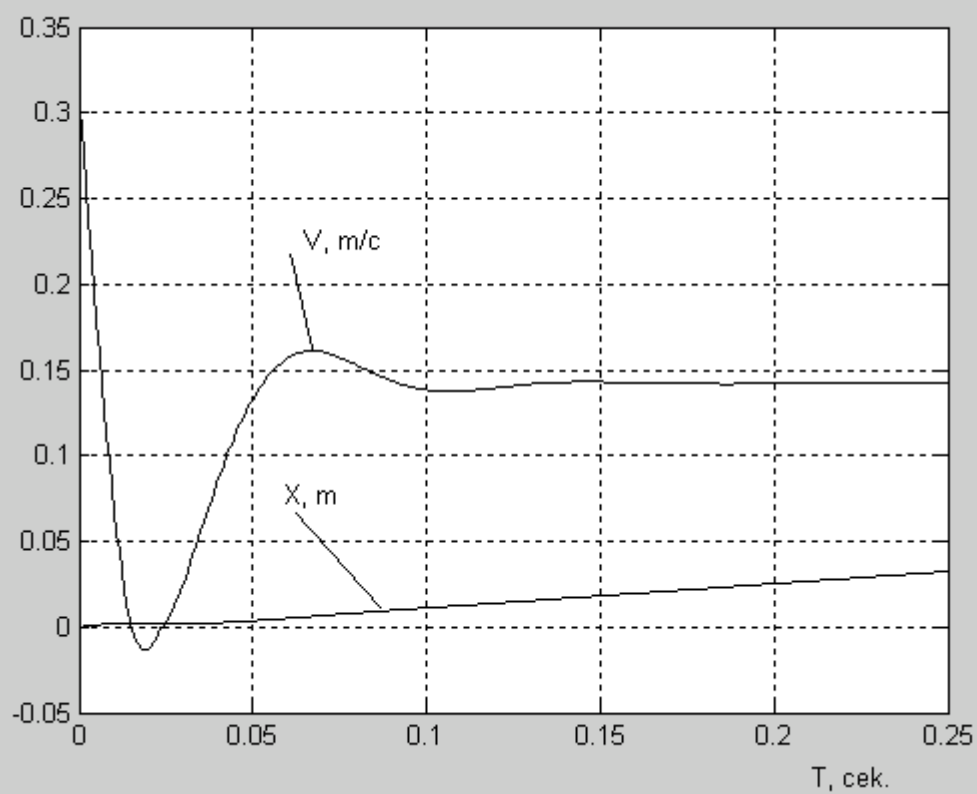


Рис.2 Переходные процессы при разгоне поршня гидроцилиндра



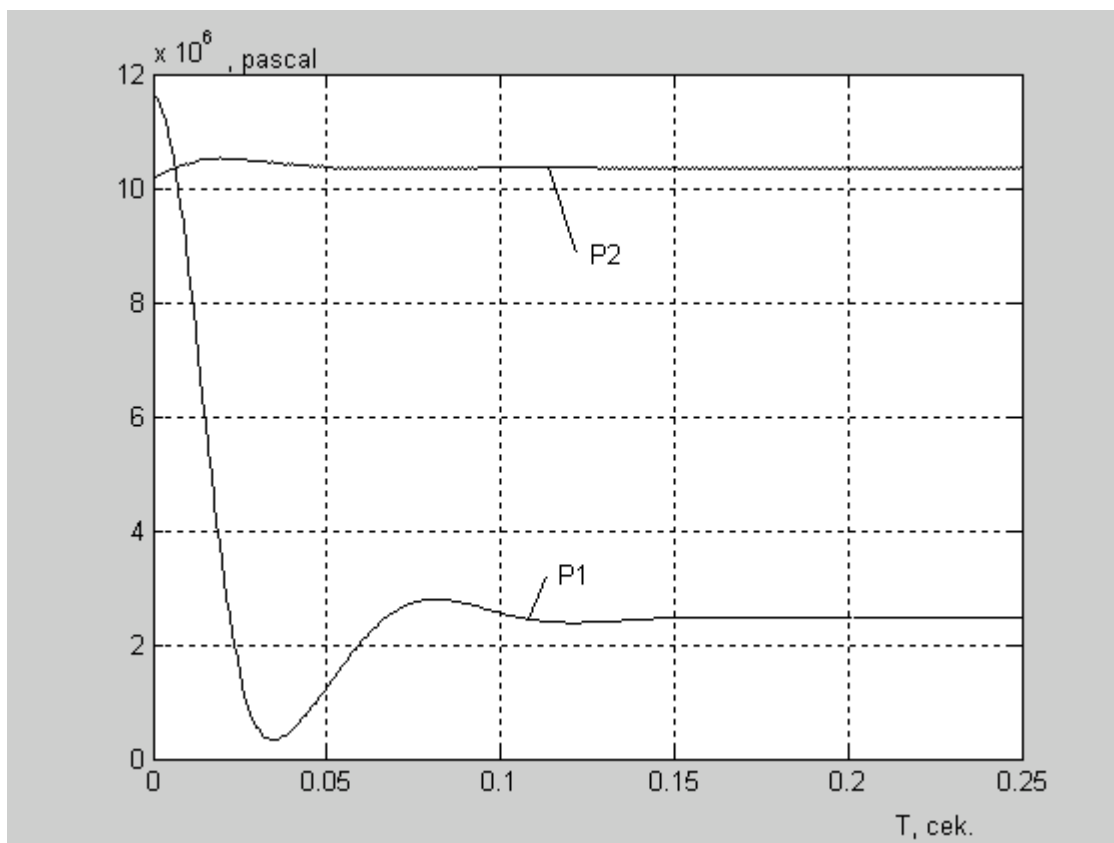


Рис.3 Переходные процессы при торможении поршня гидроцилиндра

При расчете торможения используется вектор начальных условий

$$УО = (0; 0.31; 11.6e6; 10,25e6).$$

Увеличение нагрузки после переходного процесса с 1500 до 15000Н приводит к уменьшению скорости поршня гидроцилиндра до 0,14 м/с.

Как показывают дальнейшие расчеты, одновременное возрастание нагрузки с 1500 до 15000Н и увеличение диаметра условного прохода дросселя с 0.002м до 0.003м, практически не изменяет скорость поршня. Скорость остается на уровне 0,32 м/с.

Полученные в процессе динамического расчета графики дают возможность вычислить параметры качества регулирования.

По результатам динамического расчета корректируются параметры системы так, чтобы добиться заданных величин перерегулирования, времени переходного процесса и других параметров качества регулирования.

Методику динамического расчёта согласовать с руководителем проекта(работы).

Список рекомендуемой литературы

1. Казимиренко В.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения, - М.: Радио и связь, 2001.
2. Свешников В.К. Станочные гидроприводы, - М.: Машиностроение, 2007.
3. Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин, - М.: Машиностроение, 1992.
4. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, - М.: Машиностроение, 1991.
5. Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода, - М.: Машиностроение, 1988.
6. Антоненко В. И., Тумаков А. А., Чернавский В. А. Расчет магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов. Методические указания и задания по выполнению курсовой работы и типовых расчетов, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2005.
7. Чернавский В. А. Кожухова А.В. Динамика и регулирование гидро- и пневмо систем, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2007.
8. Гудилин А. П. Гидравлика и гидропривод, - Горная книга, 2001.
9. Калицун Б. Л. Основы гидравлики и аэродинамики, - :Строй издат, 2001.
10. Чернавский В. А. Гидравлический расчет расходомеров, - Ростов нД: Издательский центр ДГТУ, 2002.
11. Сидоренко В. С. Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода, - Ростов нД: Издательский центр ДГТУ, 2006.
12. Сидоренко В. С., Абрамова В. Н., Рыбак А. Т. и др. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники, - Ростов нД: Издательский центр ДГТУ, 2005.

Приложение

Исходные данные для проектирования ГПС участков технологических автоматизированных линий

Варианты задаваемых рабочих циклов и дополнительные требования

№ 1

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая, стабилизирована по нагрузке;
- скорости быстрого подвода и отвода постоянные с использованием полной производительности насосной установки;
- в положении «Стоп» насосная установка разгружена на гидробак при минимальном давлении;
- более низкая скорость быстрого перемещения обеспечивается регулируемым дросселем;
- время реверсирования движения стола регулируемое.

№ 2

Заданный рабочий цикл привода инструмента протяжного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход протяжки с $\vartheta_{\text{РП}}$.
3. Выдержка на упоре.
4. Быстрый отвод протяжки $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируемые;
- скорости обратного хода постоянные максимальные;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- управление распределителем гидравлическое от упоров стола;
- время реверсирования движения протяжки не регулируется;
- остановка протяжки в любом положении поршня гидроцилиндра;
- система остается заполненной при отключенном насосе.

№ 3

Заданный рабочий цикл подачи сверлильной головки
вертикально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вверх с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вверх с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверсирование движения.
5. Быстрый отвод вниз с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра подачи вертикальное;
- рабочая скорость головки регулируемая;
- скорость $\vartheta_{\text{БО}}$ и $\vartheta_{\text{БП}}$ постоянные, более низкая скорость обеспечивается регулируемым дросселем;
- уравнивание веса перемещающихся частей вертикально-сверлильной головки;
- разгрузка насоса при остановке цилиндра в любом положении;
- управление распределителем для реверсирования движения гидравлическое.

№ 4

Заданный рабочий цикл привода подачи хонинговального станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вниз с $\vartheta_{\text{РП}}$.
3. Реверсирование движения.
4. Обратный ход вверх с $\vartheta_{\text{БО}} = \vartheta_{\text{РП}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- подключение силового цилиндра дифференциальное (для обеспечения равных скоростей рабочего и обратного ходов несимметричного силового цилиндра);
- уравнивание веса перемещающихся частей хонинговальной головки;
- разгрузка насоса в любом положении гидроцилиндра;
- управление рабочим циклом головки от конечных выключателей;
- давление в системе управления пониженное;
- регулирование скоростей головки дроссельное;
- управление распределителями электрогидравлическое с регулированием времени реверсирования движения.

№ 5

Заданный рабочий цикл привода поперечной подачи токарного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $g_{БП}$.
3. Рабочий ход вправо с $g_{РП1}$.
4. Рабочий ход вправо с $g_{РП}$.
5. Обратный ход с $g_{БО}$.

Дополнительные требования:

- скорости рабочих и обратного хода регулируемые, независимые;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- стабилизация скорости во время рабочих ходов, $g_{РП1} = 1,3 * g_{РП}$.
- при быстрых перемещениях скорости не стабилизированы, более низкая обеспечивается дросселем;
- управление распределителем электрогидравлическое от упоров стола, без регулирования времени реверса;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/3$ и передачу винт-гайка с $t_B=2,5$ мм.

№ 6

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $g_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вправо с $g_{\text{РП}}$.
4. Выдержка на упоре $t_{\text{в}} = 3 \text{ с}$.
5. Быстрый отвод с $g_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая;
- скорость обратного хода постоянная с использованием полного расхода насосной установки;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- скорость быстрого подвода нерегулируемая с использованием суммарного расхода насосов.

№ 7

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод влево с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход влево с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового механизма горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселем, но без стабилизирующих расход устройств;
- скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной станции;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- управление распределителями электрогидравлическое;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/2$ и передачу шестерня-рейка с $Z_k=20$, $m=3\text{мм}$.

№ 8

Заданный рабочий цикл привода подачи радиально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вниз с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вниз с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод вверх с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- скорости рабочих ходов регулируются дросселем на «выходе» со стабилизацией расхода;
- обратный ход поршня цилиндра с постоянной максимальной скоростью;
- команда на реверс движения поршня от конечных выключателей;
- управление распределителем электрогидравлическое;
- уравнивание веса перемещаемых частей;
- принудительный теплоотвод из системы;
- останов в любом положении поршня с разгрузкой насоса.

№ 9

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод стола вправо с $\vartheta_{БП}$.
3. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{РП1}$.
4. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{РП}$.
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод стола с $\vartheta_{БО}$.

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселями, стабилизированы по нагрузке $\vartheta_{РП1} = 1,2 * \vartheta_{РП}$;
- команда на реверс стола, изменение скорости поступает от упоров, действующих на конечные выключатели;
- обратный ход с постоянной скоростью;
- управление циклом работы – от распределителя;
- в положении «СТОП» обеспечить разгрузку насоса;
- дроссель совместно с 3-позиционным распределителем образуют трехскоростную панель.

№ 10

Заданный рабочий цикл привода подачи отрезного станка

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Торможение цилиндра, медленный подвод с $\vartheta_{\text{РП1}}$.
4. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП}}$.
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- быстрый подвод и отвод отрезного суппорта обеспечивается за счет полной производительности насоса;
- медленный подвод обеспечивает обычный дроссель, подключаемый распределителем, $\vartheta_{\text{РП1}} = 1,1 * \vartheta_{\text{РП}}$;
- регулятор расхода обеспечивает скорость рабочего хода;
- останов в любом положении суппорта с разгрузкой насоса;
- время реверса регулируется;
- регулируемое подпорное давление на сливе.

Исходные данные

| Вариант | № Вариантов рабочих циклов | Расчетная нагрузка | Время ускорений перемещения привода | | Скорости рабочего хода, $V_{\text{п}}$, м/мин. | Длина хода $L_{\text{н}}$, м | Длина рабочего хода $L_{\text{м}}$, м | Длина трубопровода, м | | Требование по К.П.Д | Требования по массогабаритным показателям | Требования по стоимости | Приведенная масса, кг |
|---------|----------------------------|--------------------|-------------------------------------|--------------------|---|-------------------------------|--|---------------------------|--------------------------|---------------------|---|-------------------------|-----------------------|
| | | Нс | | | | | | | | | | | |
| | | КН, Н·м | $t_{\text{п}}$, с | $t_{\text{н}}$, с | | | | нап $l_{\text{н}}$, м | сл $l_{\text{с}}$, м | | | | |
| 1 | 1,2 | 400,500 | 5,0 | 4,0 3,5 | 0,8 1,0 | 0,5 | 0,25 | 2,5 | 3,0 | б/о | min | min | 400,200 |
| 2 | 3,4 | 500,600 | 4,0 | 4,0 4,0 | 1,0 1,0 | 0,3 | 0,15 | 4,0 | 3,0 | max | min | min | 300,300 |
| 3 | 5,6 | 100,500 | 4,0 4,5 | 4,0 4,1 | 0,8 0,9 | 0,3 | 0,1 | 5,5 | 5,5 | max | б/о | б/о | 200,200 |
| 4 | 7,8 | 60,600 | 5,0 4,0 | 4,0 3,5 | 0,6 1,0 | 0,4 | 0,3 | 4,0 | 4,5 | б/о | min | min | 500,400 |
| 5 | 9,10 | 400,600 | 6,0 5,0 | 5,5 3,5 | 1,1 0,9 | 0,6 | 0,3 | 4,0 | 4,0 | max | min | б/о | 250,300 |
| 6 | 2,3 | 600,240 | 4,0 | 5,1 4,2 | 0,6 0,7 | 0,4 | 0,2 | 3,0 | 5,0 | max | min | min | 350,300 |
| 7 | 4,5 | 450,100 | 3,0 | 3,5 4,1 | 0,7 0,6 | 0,5 | 0,2 | 5,0 | 6,0 | max | б/о | б/о | 450,500 |
| 8 | 6,7 | 500,90 | 5,1 5,3 | 4,0 3,5 | 0,5 1,0 | 0,7 | 0,4 | 6,5 | 3,0 | max | б/о | min | 500,500 |
| 9 | 8,5 | 450,500 | 4,5 4,1 | 3,8 4,0 | 1,0 0,9 | 0,4 | 0,1 | 2,5 | 5,0 | б/о | min | б/о | 550,400 |
| 10 | 1,3 | 500,400 | 4,4 4,0 | 4,0 3,8 | 0,5 1,0 | 0,45 | 0,2 | 5,5 | 3,0 | max | min | min | 450,200 |
| 11 | 2,4 | 400,400 | - | 5,0 5,1 | 0,6 0,9 | 0,6 | 0,25 | 4,0 | 4,0 | б/о | min | min | 400,300 |
| 12 | 5,7 | 90,120 | 5,5 4,5 | 4,5 5,1 | 0,7 0,8 | 0,7 | 0,2 | 6,0 | 4,04 | max | б/о | б/о | 300,300 |
| 13 | 6,8 | 500,500 | 6,8 5,8 | 5,0 5,1 | 0,9 0,9 | 0,3 | 0,15 | 5,5 | 4,0 | max | б/о | min | 360,400 |
| 14 | 5,2 | 600,280 | 5,3 | 4,8 4,7 | 0,9 1,0 | 0,4 | 0,3 | 3,5 | 5,05 | max | min | б/о | 450,250 |
| 15 | 10,4 | 550,430 | 5,5 | 4,0 4,1 | 1,0 0,7 | 0,6 | 0,2 | 2,5 | 5,0 | max | min | б/о | 550,250 |
| 16 | 2,5 | 400,100 | 3,0 | 5,5 3,5 | 0,5 1,0 | 0,5 | 0,2 | 3,5 | 4,5 | б/о | min | б/о | 500,500 |
| 17 | 3,6 | 500,350 | 5,0 4,8 | 4,0 3,5 | 0,9 0,8 | 0,4 | 0,2 | 6,5 | 5,5 | max | min | min | 260,250 |
| 18 | 4,7 | 450,120 | 4,0 | 5,0 3,0 | 0,8 0,6 | 0,5 | 0,25 | 6,0 | 3,0 | max | б/о | min | 300,300 |
| 19 | 5,8 | 90,450 | 3,0 4,8 | 3,2 3,3 | 0,6 0,7 | 0,3 | 0,1 | 3,0 | 6,0 | max | б/о | б/о | 400,300 |
| 20 | 6,5 | 580,480 | 5,0 6,0 | 4,0 5,0 | 0,8 0,6 | 0,35 | 0,15 | 4,0 | 6,0 | max | min | б/о | 500,300 |
| 21 | 7,10 | 100,600 | 9,2 5,5 | 4,1 4,3 | 1,0 0,8 | 0,6 | 0,3 | 5,0 | 5,0 | б/о | min | б/о | 550,250 |
| 22 | 8,2 | 480,550 | 5,3 | 4,0 4,8 | 0,6 0,7 | 0,7 | 0,4 | 4,0 | 4,0 | max | min | min | 350,500 |
| 23 | 9,3 | 400,600 | 4,0 5,0 | 4,5 4,4 | 0,7 0,9 | 0,6 | 0,25 | 2,0 | 2,0 | max | б/о | б/о | 400,500 |
| 24 | 10,8 | 450,680 | 5,8 5,5 | 5,0 4,5 | 1,0 0,9 | 0,4 | 0,3 | 1,0 | 1,3 | б/о | min | б/о | 400,400 |
| 25 | 5,10 | 600,90 | 5,9 5,1 | 4,0 4,2 | 0,5 0,8 | 0,7 | 0,2 | 4,5 | 4,0 | max | min | б/о | 560,250 |