

ределения, тем самым, положения луча относительно стыка.

Определение положения стыка при ЭЛС разнородных металлов, а также стыков с превышением кромок и другими околостыковыми конструктивными элементами, в случае отсутствия оплавления, требует учета смещения экстремума характеристик относительно стыка, особенно при ЭЛС разнородных металлов с малыми зазорами (что часто встречается на практике).

Относительное изменение интенсивности рентгеновского излучения при перемещении луча относительно стыка может служить критерием фокусировки луча на поверхности свариваемых деталей при регистрации излучения без оплавления кромок, а также критерием чувствительности датчика к перемещению луча относительно стыка.

#### Библиографический список

1. Reichmann, A. State of the art of a FEP control unit of beam scanning for electron beam equipment / A. Reichmann, D. Leffler, R. Bartel // 6<sup>th</sup> Intern. conf. on Beam Technology. Halle (Saale). 2004. P. 102–107.
2. Хараджа, Ф. Н. Общий курс рентгенотехники / Ф. Н. Хараджа. М. : Энергия, 1966.
3. Быстров, Ю. А. Ускорительная техника и рентгеновские приборы / Ю. А. Быстров, С. А. Иванов. М. : Высш. шк., 1983.
4. Браверманн, В. Я. Экспериментальные исследования рентгеновского излучения при электронно-лучевой сварке / В. Я. Браверманн, В. С. Белозерцев, А. Н. Успенский // Вестник Сиб. гос. аэрокосмич. ун-та им. акад. М. Ф. Решетнева : сб. науч. тр. : под ред. проф. Г. П. Белякова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Вып. 6. Красноярск, 2005. С. 196–200.

V. Ya. Braverman, V. S. Belozertsev, N. N. Goryashin, A. T. Lelekov

### MATHEMATICAL MODELS FOR THE PROCESS OF CHANGING THE X-RAY RADIATION FROM THE BEAM POSITION RELATIVELY THE SEAM DURING THE ELECTRON BEAM WELDING

*We provide an analytical description of changing the braking X-ray radiation processes based on the beam position along the seam of the welded parts during the Electron Beam Welding. The quantitative models are used for the synthesis of the automatic beam positioning systems.*

*Keywords: electron beam welding, X-ray radiation, mathematical expectation of beam position, electron density of distribution.*

УДК 621.833

К. Я. Иванов

### ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

*Рассматривается оптимизация основных параметров коническо-цилиндрического редуктора. Приводится методика оптимизации, основанная на разбивке общего передаточного отношения по ступеням редуктора.*

*Ключевые слова: коническо-цилиндрический редуктор, двухступенчатый редуктор, разбивка передаточного отношения по ступеням редуктора.*

Основная задача при проектировании зубчатых редукторов – разработка конструктивных условий формирования параметров ступеней и передаточного отношения каждой ступени. Разбивка общего передаточного отношения редуктора зависит от требований, которые предъявляются к данной конструкции.

Критериями оптимизации наиболее часто выступают следующие:

- стоимость конструкции;
- минимальные габаритные размеры;
- минимальная масса;
- минимальный приведенный момент инерции редуктора;
- минимальная кинематическая погрешность редуктора.

Рассмотрим методику определения оптимальных параметров коническо-цилиндрического редуктора. Основным условием работоспособности редуктора является условие контактной прочности колес, которое одновременно предусматривает минимальную массу. Поэтому металлоемкость и стоимость редуктора будут зависеть от габаритных размеров редуктора: длины  $L$ , высоты  $H$ ; ширины  $B$ .

Необходимо учитывать, что на величину оптимального передаточного отношения ступени оказывают непосредственное влияние такие параметры, как коэффициент ширины зубчатого венца цилиндрической передачи –  $\psi_{ba}$ , коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи –  $\psi_{bRe}$ , контактное напряжение колес –

$[\sigma_H]$ . Поэтому выбор достаточно обоснованных значений параметров коническо-цилиндрических редукторов – задача довольно сложная.

Длина коническо-цилиндрического редуктора определяется по следующей зависимости (рис. 1):

$$L = d_{e2} + A_{w34} + \frac{d_{w4}}{2}, \quad (1)$$

где  $d_{e2}$  – внешний делительный диаметр колеса конической передачи;  $A_{w34}$  – межосевое расстояние цилиндрической передачи;  $d_{w4}$  – диаметр делительной окружности колеса цилиндрической передачи.

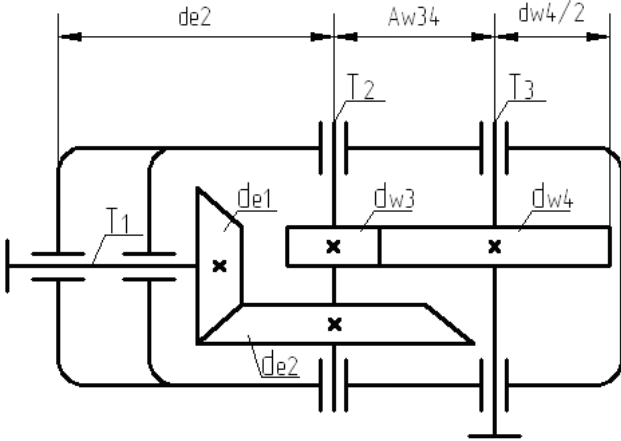


Рис. 1. Коническо-цилиндрический редуктор

По условию контактной прочности зубчатых колес межосевое расстояние цилиндрической передачи и внешний делительный диаметр колеса конической передачи определяется по следующим формулам:

$$A_{w34} = K_a (i_{34} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta 34}}{\Psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_{34}^2 \cdot i_{34}^2}}, \quad (2)$$

где  $K_a$  – коэффициент зависящий от свойств материала и типа передачи;  $T_3$  – момент на валу  $T_3$ ;  $K_{H\beta 34}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца цилиндрической передачи;  $i_{34}$  – передаточное отношение цилиндрической передачи;  $\Psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию цилиндрической передачи;  $[\sigma_H]_{34}$  – допускаемое контактное напряжение колеса цилиндрической передачи;

$$d_{e2} = K_d \times \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta 12} \cdot i_{12}}{\Psi_{bRe} \cdot [\sigma_H]_{12}^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})^2}}, \quad (3)$$

где  $K_d$  – коэффициент учитывающий тип передачи и свойства материала;  $T_2$  – момент на валу  $T_2$ ;  $K_{H\beta 12}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца конической передачи;  $i_{12}$  – передаточное отношение конической передачи;  $\Psi_{bRe}$  – коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи;  $[\sigma_H]_{12}$  – допускаемое контактное напряжение колеса конической передачи.

Введем следующее обозначение для соотношений колес ступеней:

$$S_\sigma = \frac{[\sigma_H]_{12}}{[\sigma_H]_{34}}. \quad (4)$$

С учетом принятых обозначений и формул выражение (1) после соответствующих преобразований примет вид

$$L = a_0 \left[ a_1 \sqrt[3]{\frac{1}{i_{34}^2}} + a_2 \sqrt[3]{\frac{1}{i_{34}^2}} \cdot (2i_{34} + 1) \right], \quad (5)$$

где  $a_0 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot i_{\text{общ}} \cdot \eta_{12}}{[\sigma_H]_{34}^2}}$ ;  $a_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta 12} \cdot i_{\text{общ}}}{\Psi_{bRe} \cdot S_\sigma^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})^2}}$ ;

$$a_2 = K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta 34} \cdot \eta_{34}}{\Psi_{ba}}}.$$

Эта зависимость показывает, что длина редуктора зависит от разбивки передаточного отношения по ступеням. Из анализа уравнения (5) видно, что минимальная длина редуктора  $L$  будет при  $i_{34}$  равному

$$i_{34} = \frac{a_1 + a_2}{a_2}. \quad (6)$$

Таким образом, на величину оптимальной разбивки передаточного отношения оказывают влияние соотношения  $S_\sigma$ , параметры  $\Psi_{ba}$  и  $\Psi_{bRe}$ . При изменении ширины колес и материалов каждый раз меняются передаточные отношения ступеней и, следовательно, длина редуктора. Оценить это влияние можно с помощью разработанной автором программы «Система автоматизированного проектирования электромеханического привода. Проектирование коническо-цилиндрического редуктора с оптимальными параметрами „САПР-9”», схема алгоритма которой приведена на рис. 2.

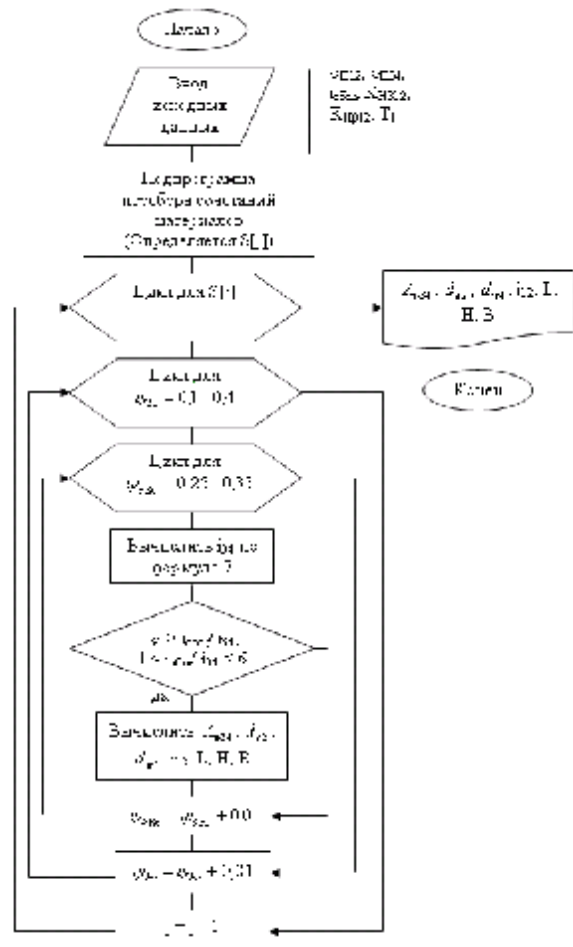


Рис. 2. Алгоритм программы

Вводимые параметры:

– массив материалов для колес с различными допускаемыми контактными напряжениями;

– общее передаточное отношение редуктора  $i_{\text{общ}}$ ;

– коэффициенты неравномерности распределения нагрузки  $K_{H\beta 12}$  и  $K_{H\beta 34}$ ;

– крутящий момент на входе редуктора  $T_1$ .

Внутри программы организованы три цикла:

– первый цикл «Цикл для  $S[j]$ » – перебирает варианты сочетаний материалов, которые передаются из подпрограммы «перебора сочетаний материалов»;

– второй цикл «Цикл для  $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ » – перебирает значения параметра в указанном диапазоне с шагом 0,01;

– третий цикл «Цикл для  $\psi_{bRc} = 0,25 \dots 0,35$ » – перебирает значения параметра в указанном диапазоне с шагом 0,01.

Далее все значения параметров подставляются в формулу (6) и вычисляется оптимальное значение передаточного отношения  $i_{34}$ , проверяемые по критериям, которые указаны в блоке сравнения.

Если  $i_{34}$  удовлетворяет критериям, то рассчитывается  $L$  по формуле (5),  $H$ ,  $B$ ,  $A_{w34}$ ,  $d_{e2}$ ,  $d_{w4}$ . Из расчетов формируется массив, из которого выбираются оптимальные варианты по  $L$  и объему внутренней полости редуктора  $V$  и выводятся на экран.

Если  $i_{34}$  не удовлетворяет критериям, то программа переходит к следующему своему шагу.

Анализ рассчитанных вариантов редукторов позволяет выбрать наиболее оптимальные значения параметров обеих ступеней.

К. Ya. Ivanov

### OPTIMIZATION OF THE BASIC PARAMETERS OF A CONICAL-CYLINDRICAL REDUCER

*The optimization of basic parameters of a conical-cylindrical reducer is considered. The methods for optimization based on the total breakdown of the gear ratio step reducer are carried out.*

*Keywords: conical-cylindrical reducer; two-stage reducer; breakdown of the gear ratio step reduce.*

УДК 658.386.3.633.33

А. В. Минеев, Е. Е. Милосердов

### НЕКОТОРЫЕ БАЗОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОСНОВНЫХ ПРИВодОВ РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА

*Рассматриваются некоторые базовые соотношения моделирования основных приводов роторного экскаватора, приведены основные формулы, используемые в моделировании нагрузок на привод ротора в процессе экскавации породы.*

*Ключевые слова: ротор, привод, моделирование, экскавация.*

Для оценки технического состояния основных функциональных узлов роторного экскаватора очень важно рассмотреть базовые соотношения основных приводов роторного экскаватора. Привод роторного колеса является одним из определяющих.

Фактическое входное погружение зубьев, режущих кромок (поясов), механизмов привода, ротора и его опорных устройств определяется величиной усилия при экскавации породы.

Нагрузка в этих элементах зависит от усилия подъема породы, массы последней в роторе и на приемно-питающем устройстве, а также от массы узла ротора.

Кроме того, опорное устройство ротора нагружено центробежной силой и гироскопическим моментом, возникающим вследствие пугации и прецессии валов ротора и двигателей привода. Все эти нагрузки, за исключением массы узла ротора, носят случайный или квазигармонический характер. При этом амплитуды их колебания

весьма существенны, особенно это относится к усилию, затрачиваемому на экскавацию породы.

Структура действия сил и моментов на роторном колесе приведена на рисунке в виде схемы скоростей и усилий, действующих на кромку ковша роторного колеса.

Мощность, необходимая для резания горной массы определяется следующим образом [1]:

$$P_p = F_p \cdot V_p,$$

где  $F_p$  – средняя составляющая статической нагрузки привода роторного колеса;  $V_p$  – линейная скорость.

Необходимая производительность в плотной массе в секунду равна

$$V_p = \frac{Q_p}{3600 \cdot K_p}.$$

Момент статической нагрузки относительно оси роторного колеса, связанный с резанием

$$M_p = \frac{P_p}{\omega_p} = \frac{Q_T \cdot K_f}{K_p \cdot \omega_p} = \frac{Q_T \cdot K_f}{K_p \cdot \bar{\omega}_p \cdot 3600},$$

где  $\omega_p$  – угловая скорость вращения ротора;  $K_f$  – коэффициент удельного сопротивления резания.

С учетом силы резания получаем следующее:

$$M_p = F_p \cdot R_{p.k} = K \cdot S_\Sigma \cdot R_{p.k},$$

где  $S_\Sigma$  – суммарная площадь поперечного сечения стружек, снимаемых всеми ковшами;  $R_{p.k}$  – радиус роторного колеса.

Суммарная мощность на валу роторного колеса [2]

$$P_p = K_T (P_p + P_n) = K_T \cdot Q_T \frac{K_f + \rho \cdot R_{p.k}}{K_p}, \quad (1)$$

где  $R_{p.k}$  – радиус роторного колеса;  $K_T$  – коэффициент трения ковшей о породу.

Приведенное выражение определяет средние теоретические значения статических нагрузок.

Мгновенные усилия на кромках ковшей и, соответственно, мгновенные значения моментов на валу привода роторного колеса определяются и переменной составляющей нагрузок, связанной с неоднородностью физико-механических свойств массива, наличием крепких включений, возникновением сколов, непостоянством числа одновременно режущих кромок, различной степенью их износа.

Характеристики переменной составляющей нагрузки формируются генератором псевдослучайных чисел, с учетом частоты вращения ротора вводятся с переменным коэффициентом  $K_{п.с}$  в уравнение (1).

Для определения срабатывания фрикционной муфты, установленной для предотвращения перегрузок на

валу приводного двигателя, включения колодочного тормоза и т. п. выполняют анализ [1]

$$M_p \leq M_{п.ср.с.}$$

При этом максимальный динамический эффект на валу ротора

$$M_{д.р.макс} = M_{п.ср.м} + \omega_p \cdot \sqrt{J_M \cdot C_M}.$$

Для определения количества добываемой горной массы моделируются параметры стружки

$$h_0 = a \cdot \operatorname{tg} \xi,$$

где  $\operatorname{tg} \xi = \frac{V_{Э}}{V_p}$ ;  $a$  – расстояние между ковшами.

Мгновенная толщина среза горной массы одним ковшом моделируется одним уравнением [1]

$$t_b = t_o \cdot \sin \beta_k,$$

где  $t_o = \sqrt{\frac{Q_T \cdot E_o}{60 K_p \cdot n_z}}$ .

Сопротивление массива резанию определяется через прочностные свойства горных масс

$$K_{F10} = 12,5 \frac{\sigma_p}{\sigma_{сж}} \cdot \operatorname{tg}(0,7\varphi + 10 C_M).$$

С учетом площадей среза и соотношений толщины и ширины стружки

$$K_{F11} \approx K_{F10} \left( \frac{F}{F_0} \right),$$

$$K_{F12} \approx \left[ 0,91 + 0,45 \left( \frac{S}{b} + \frac{b}{S} \right) \right]^2,$$

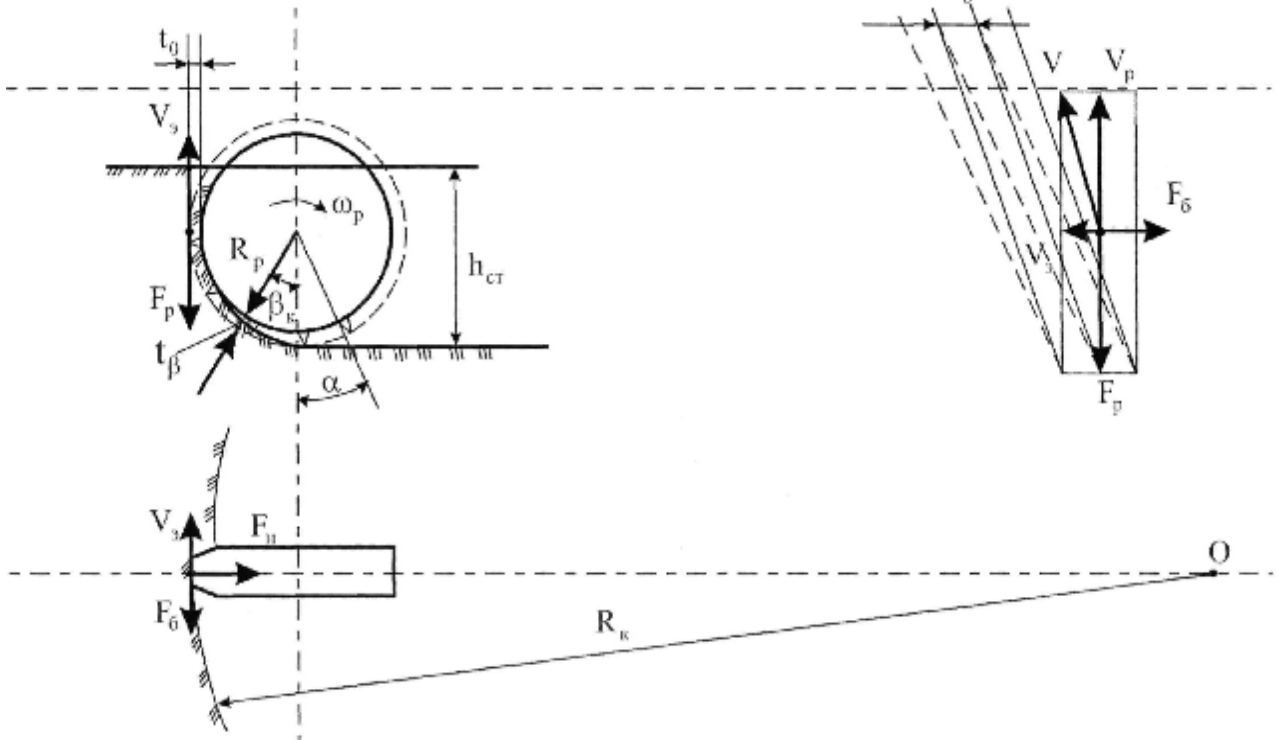


Схема усилий, действующих на кромку ковша роторного колеса:

$R_k$  – радиус резания в горизонтальной плоскости, измеряемый по кромке ковшей;  $h_0$  – ширина снимаемой стружки;  $h_{cr}$  – высота слоя уступа;  $t_\beta$  – мгновенная толщина стружки, сжимаемой ковшом

$$C_m = C_k \left( \lambda + \frac{1-\lambda}{b/l_b} \right),$$

где  $\sigma_p$  – временное сопротивление одностороннему растяжению в зависимости от выбранного горного массива;  $\sigma_{сж}$  – временное сопротивление одностороннему сжатию;  $b$  – угол внутреннего трения;  $C_k$  – сцепление в куске;  $\lambda$  и  $l_b$  – соответственно, коэффициенты структурного ослабления, средний размер элементарного структурного блока.

Фактическая производительность экскаватора определяется как [1]

$$Q_\phi = M_{p\Sigma\omega_p} \frac{K_p}{K_f}.$$

Угловая скорость вращения ротора равна [2]

$$\omega_p = \omega_d \cdot i_p.$$

Таким образом, при помощи данных зависимостей, моделируя условия резания грунта и факторы, влияющие на работу экскаватора, можно оптимально спроектировать привод ротора и определить мощность машины в целом.

#### Библиографический список

1. Владимиров, В. М. Повышение производительности карьерных многоковшевых экскаваторов / В. М. Владимиров, В. К. Трофимов. М. : Недра, 1980.
2. Беляков, Ю. И. Рабочие органы роторных экскаваторов / Ю. И. Беляков, В. М. Владимиров. М. : Машиностроение, 1967.

A. V. Mineev, E. E. Miloserdov

### SOME BASE RELATIONS FOR MODELLING MAIN ROTARY TRENCHER DRIVES

*Some base relations for modeling, the main rotary trencher drives are considered. The fundamentals formulas used in loading modeling on rotary drive in the excavation rock process are given.*

*Keywords: rotor; drive; modeling; excavation.*

УДК 004.031.43

В. В. Лосев

### ПРЕИМУЩЕСТВА OLTP-ОРИЕНТИРОВАННЫХ ПРИЛОЖЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

*Анализируется возможность развертывания в распределенных автоматизированных системах управления технологическими процессами специализированного программного продукта управления данными, ориентированного на OLTP (Online Transaction Processing) с целью распределения транзакционной нагрузки между несколькими узлами.*

*Ключевые слова: автоматизированная система управления, технологический процесс, транзакционная обработка данных.*

Создание и функционирование автоматизированной системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) направлено на достижение определенных технико-экономических результатов. Рассматривая распределенную АСУ ТП как человеко-машинную систему, принято различать реализуемые ею функции: информационные – результатом выполнения которых является представление оператору, диспетчеру системы информации о ходе управляемого процесса; управляющие – включают в себя действия по выработке и реализации управляющих воздействий на объект.

Проектирование и внедрение таких сложных систем, какими являются АСУ ТП, связано с реализацией (матери-

ализацией) в тесной взаимосвязи различных видов обеспечения. В соответствии с ГОСТ 24.104–85 для АСУ, в том числе и АСУ ТП, выделяется ряд основных видов обеспечения: техническое, математическое, программное, информационное, лингвистическое, организационное [1].

Программное обеспечение (ПО) АСУ ТП – это комплекс программ, реализующих алгоритмы обработки информации. ПО АСУ ТП может быть представлено как система с выделением функциональных подсистем, управляющих структур, баз данных (БД), вычислительных процедур.

Информационное обеспечение (ИО) АСУ ТП определяется характеристиками информации, хранимой и об-