

СООБЩЕНИЯ
ОБЪЕДИНЕННОГО
ИНСТИТУТА
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ

ДУБНА



С 344.19
Б-948
662/2-78

6/II-78

13 - 11060

Ю.П.Бушуев, В.П.Костин, А.В.Пожарский,
Е.П.Устенко

СИСТЕМА РАСШИРЕНИЯ УСТАНОВКИ "ЛЮДМИЛА"

Часть II. Динамические процессы,
расчет и исследование

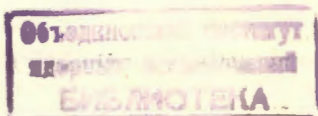
1977

13 - 11060

Ю.П.Бушуев, В.П.Костин, А.В.Пожарский,
Е.П.Устенко

СИСТЕМА РАСШИРЕНИЯ УСТАНОВКИ "ЛЮДМИЛА"

Часть II. Динамические процессы,
расчет и исследование



Бушуев Ю.П. и др.

13 - 11060

Система расширения установки "Людмила". Часть II .
Динамические процессы, расчёт и исследование

Обсуждены некоторые аспекты расчёта и исследований системы расширения установки "Людмила", экспонируемой в пучках синхротрона ИФВЭ (Серпухов).

Приводятся результаты исследований и характеристики системы. В частности, циклическая неустойчивость системы, измеренная от начала движения поршня до пролета частиц, составила $\pm 1,0$ мс.

Работа выполнена в Лаборатории высоких энергий ОИЯИ.

Сообщение Объединенного института ядерных исследований. Дубна 1977

Bushuev Yu.P. et al.

13 - 11060

Expansion System for the Setup "Ludmila". Part II .
Dynamical Processes, Calculation and Investigation

Some aspects of design and investigation of an expansion system for the setup "Ludmila", exposed to beams of the Serpukhov accelerator, are discussed.

Some results of testing and several characteristics of the system are presented. In particular, a cyclic instability of the system, measured from the beginning of the piston motion to the moment of flight of particles, is equal to ± 1.0 msec.

The investigation has been performed at the Laboratory of High Energies, JINR.

Communication of the Joint Institute for Nuclear Research. Dubna 1977

Динамические процессы в системе расширения

Уравнение движения поршня в нашем случае /см. рис. 6 работы [1]/ формально может быть записано в виде

$$- \frac{md^2 \vec{x}}{dt^2} + \sum_0^i \vec{Q}_i = 0;$$

здесь $-\frac{md^2 \vec{x}}{dt^2}$ - силы инерции подвижных масс; $\sum_0^i \vec{Q}_i$ -

сумма других сил, приложенных к подвижным деталям.

Это уравнение решается совместно с уравнениями, которые описывают термодинамические процессы в полостях механизма и камеры с учетом условий истечения, наполнения и эвакуации рабочих сред. Ввиду сложной взаимосвязи и нелинейности этих процессов это уравнение в конечном виде не интегрируется. Выполнить необходимые расчеты удается путем ввода некоторых допустимых упрощений и идеализации происходящих процессов. Их сущность свелась в нашем случае в основном к следующему:

1. Силы трения не учитывались.
2. Принималось, что
 - открытие - закрытие клапанных блоков осуществляется мгновенно;
 - процессы истечения, наполнения и эвакуации силового газа протекают в надкритическом режиме;
 - процесс сжатия - расширения в пневмоприводе и в камере - адиабатический;
 - присоединенная масса водорода на этапе движения пренебрежимо мала;

- давление в надпоршневом пространстве камеры постоянно.

На рис. 6 работы /1/ показана схема приложенных сил, действующих в механизме, на основании которой осуществлялся расчет движения поршня. Существует обширная литература /см., например, /2-7/ /, в которой расчет систем, подобных механизму расширения установки "Людмила", изложен достаточно подробно. Мы в своих расчетах опирались в основном на /2,3/. Точность расчетных данных, полученных нами, вполне удовлетворительна.

Расчет амортизаторов механизма /рис. 1, поз. 28, работа /1/ / сводится:

- к выбору материала, из которого изготавливается амортизирующий элемент;
- определению его размеров и конфигурации.

Был принят амортизатор цилиндрической формы, изображенный на рис. 1 /1/ и рис. 1 настоящей работы, с осевым отверстием для штока пневмопривода. В качестве материала применена резина из натурального каучука с нижеследующими характеристиками:

- предел прочности $\sigma_b = 180 \text{ кг/см}^2$;
- относительное удлинение $\mu = 490\%$;
- твердость $H = 68$;
- плотность $\gamma = 1,2 \text{ г/см}^3$;
- температура хрупкости при замораживании $t^\circ = -50^\circ \text{C}$.

Использовалась методика расчета амортизаторов, изложенная в /8-11/.

Геометрия амортизатора определялась из соотношения

$$F_y = \frac{1}{3} \beta E_{\text{дин.}} \cdot S \left(\frac{1}{\epsilon^2} - \epsilon \right).$$

Здесь: F_y - нагрузка на амортизатор /кг/; β - коэффициент ужесточения, $\beta = 1 + \alpha \Phi$. Здесь $\alpha = 0,12 - 0,15$ - коэф-

фициент сухого трения, а коэффициент формы $\Phi = \frac{D-d}{4H}$,

Нагрузочные характеристики амортизатора

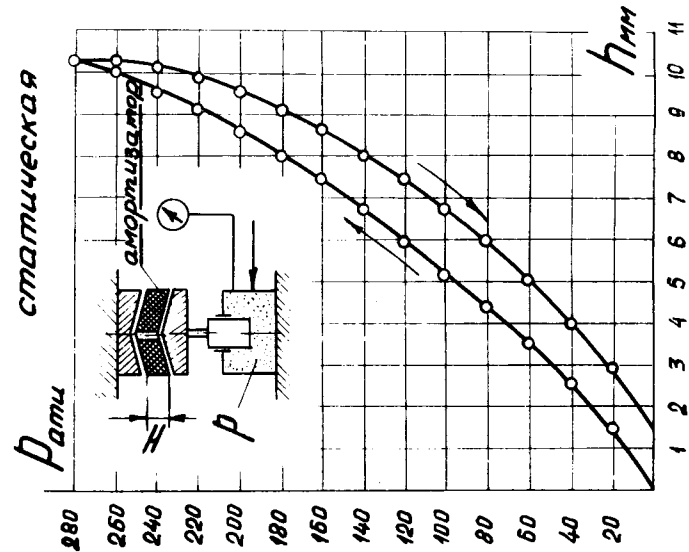


Рис. 1. Характеристика амортизатора статическая.

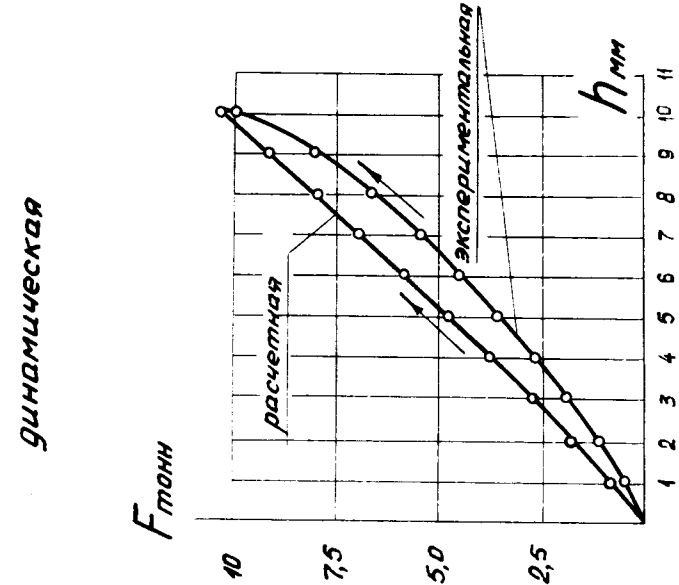


Рис. 2. Характеристика амортизатора динамическая.

где D - диаметр наружный, d - диаметр внутреннего отверстия /см/; $E_{\text{дин.}}$ - модуль упругости резины, динамический /кг/см²/согласно /11/ ; S - площадь поперечного сечения /см²/; ϵ - относительная осадка от действия

силы F_y , $\epsilon = \frac{H-h}{H}$ /см/; h - деформация амортизатора /см/.

Производились статические и динамические испытания готовых амортизаторов. На *рис. 2* даны расчетная и экспериментальная нагрузочные характеристики амортизатора.

Испытания амортизатора в динамике осуществлялись путем изучения характера его деформации от удара подвижных деталей механизма. Приводятся зависимости $S(t)$ - перемещения /полученные с помощью осциллографа марки С1-37/, а также $v(t)$ - скорости движения и $a(t)$ - ускорения подвижных деталей от времени на всем протяжении процесса расширения при ударе деталей в нижний амортизатор /см. *рис. 3*/. Зависимости $v(t)$ и $a(t)$ получены способом графического дифференцирования кривой $S(t)$. Точность этого способа соответствует 3% /12/.

Кинетическая энергия E_k подвижных деталей при ударе расходуется:

- а/ на деформацию амортизатора - E_a ;
- б/ на демпфирование о воздух - E_b и на преодоление сил трения - T . Ранее мы условились, что $T \approx 0$.

Тогда $E_k = E_a + E_b$. С другой стороны, $E_a = \frac{E_{\text{дин.}} \cdot h^2 \cdot S}{H}$ -

работа деформации амортизатора.

Проверка расчетной величины E_a осуществлялась с помощью зависимостей $F_y(h)$, $S(t)$, $v(t)$, $a(t)$, данных на *рис. 2* и *рис. 3*. При расчете амортизаторов иногда необходимо знать так называемый коэффициент k восстановления скорости, который согласно теории

частично упругого удара равен $k = \frac{v_1}{v_2}$. v_1 - скорость

подвижных масс перед ударом в амортизатор, v_2 - после удара. k может быть определен экспериментально:

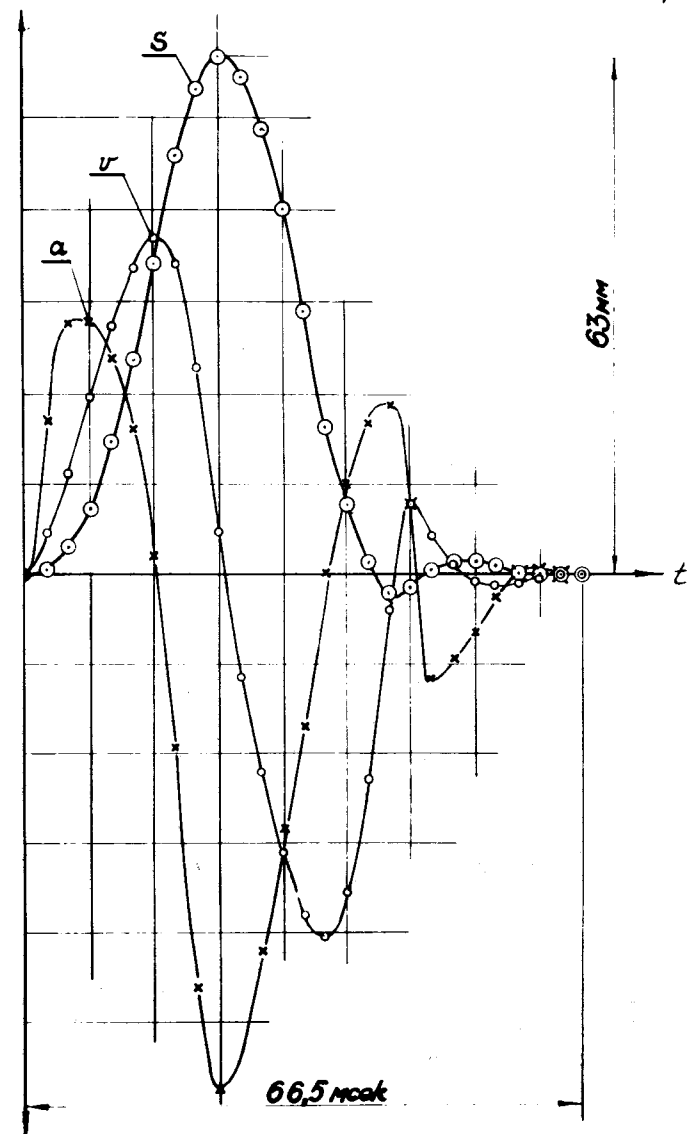


Рис. 3. Графики $S(t)$ - перемещения, $v(t)$ - скорости и $a(t)$ - ускорения подвижных деталей /при посадке с ударом в амортизатор/.

$k = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$. h_1 - высота свободного падения шарика,

изготовленного из материала амортизирующего элемента, и h_2 - высота отскока шарика. В нашем случае оказалось, что $k = 0,58$.

Период колебаний механизма - T может быть определен из зависимостей, приведенных, например, в [6]:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot h}{\pi \cdot d^2 \cdot g(p_{\max} - p_{\min})}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K_{\Sigma}}}$$

Здесь G - вес подвижных деталей; h - амплитуда колебаний /ход/ поршня; d - диаметр поршня; g - ускорение силы тяжести; π - 3,14; p_{\max} - давление в камере /верхнее/; p_{\min} - давление в камере после сброса /минимальное/; K_{Σ} - коэффициент жесткости системы /сум-

марный/; отсюда $K_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot (p_{\max} - p_{\min})}{2h}$, и тогда для "Люд-

миль" $T = 60,2$ мс. Это значение хорошо согласуется со значением, полученным в действительности: 63 ± 8 мс. /Величина ± 8 обусловлена прежде всего подбором режима камеры и давлений в пневмоприводе/.

Перетекание через уплотнения поршней механизма

Перетекания в "теплом" и "холодном" поршнях измерялись продавливанием воздуха через уплотнения а/ сразу после монтажа и б/ после 100.000 циклов работы механизма; результаты измерений приведены на рис. 4.

Величина измеренной утечки позволяет оценить величину эквивалентной щели, например для уплотнения "холодного" поршня. Так, для среднего расхода $Q_{\text{ср.}} = 0,37$ н.дм³/мин и при разности давлений $\Delta p_{\text{ср.}} = 7$ кг/см² величина щели согласно [13] равна $\delta = 0,004$ мм.

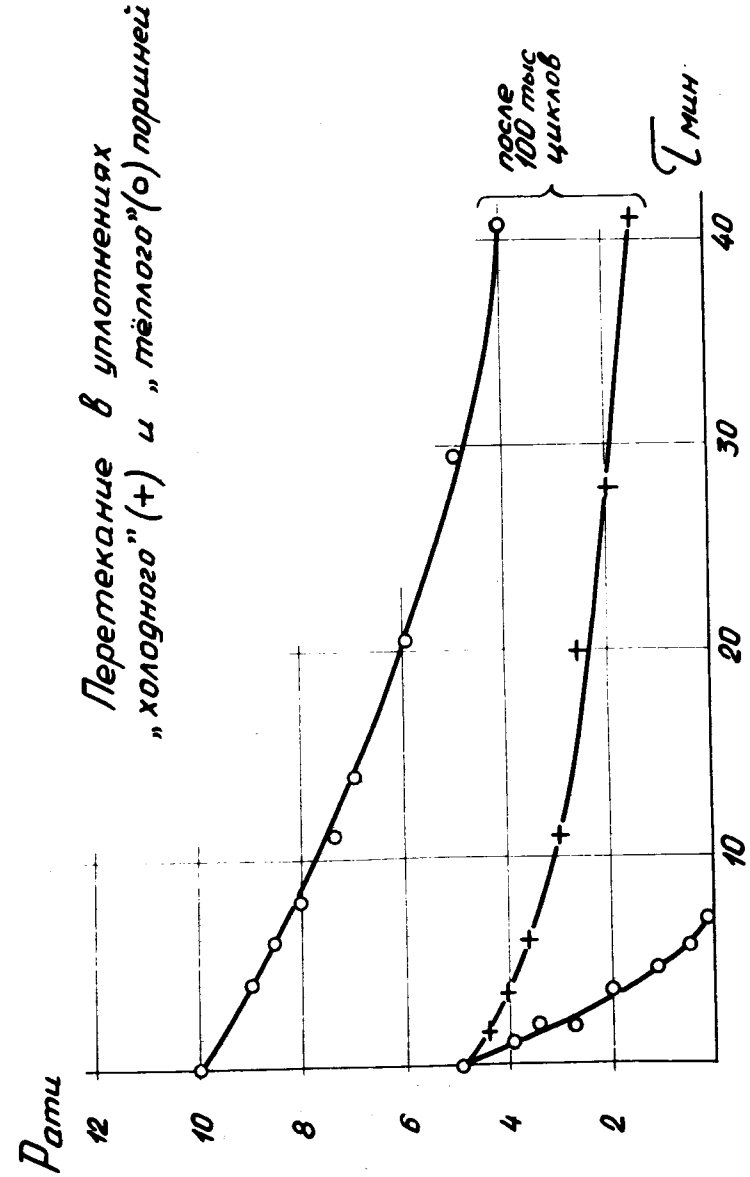


Рис. 4. Перетекания в уплотнениях "холодного" и "теплого" поршней механизма.

Динамический теплоприток к камере $Q_{\text{дин}}$, обусловлен главным образом необратимостью процесса расширения - сжатия рабочей среды камеры, гидравлическими потерями в рабочей среде и потерями при дросселировании среды /в процессе сброса давления/ в щелях и каналах рабочего объема камеры, обладающих существенным гидравлическим сопротивлением.

$Q_{\text{дин}}$ измерялся по увеличению расхода охлаждающего водорода в теплообменниках камеры после включения в работу механизма расширения. Соответствующий измеренному $Q_{\text{дин}}$ удельный динамический теплоприток q оказался равным: $q = 1,34 \pm 0,18$ Дж/литр цикл. Определялась также индикаторная работа цикла расширения /см. рис. 5/ для типичного режима работы камеры. Ее величина $/q_i = 1,24 \pm 0,1$ Дж/литр цикл/, как и величина q - полного удельного динамического теплопритока - оказалась на уровне средних значений этих величин в известных пузырьковых камерах, см., например, /14-16/ и др. На этом же рис. 5 приведены зависимости $S(t)$ и $p(t)$ в типичном режиме работы камеры.

Циклическая стабильность

Качество треков в пузырьковой камере зависит от того, насколько точно /от цикла к циклу/ воспроизводятся оптимальные условия перегрева рабочей среды в момент пролета частиц через камеру. Для водородных пузырьковых камер существуют жесткие требования к величине допустимого смещения во времени минимума давления относительно пучка частиц: $\pm 1,0$ мс. Жесткость требований в большой мере обусловлена термодинамическими свойствами водорода.

Для системы расширения значение нестабильности определяется суммой нестабильностей при перемещении деталей /поршня/ механизма расширения. Сюда входят:

1. Нестабильность аппаратная, которая обусловлена временной нестабильностью управляющих устройств или импульсов: например, а/ нестабильностью во времени стартового импульса, вызывающего срабаты-

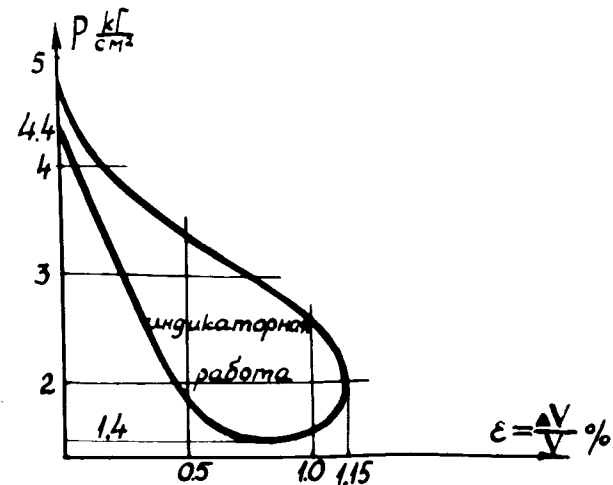
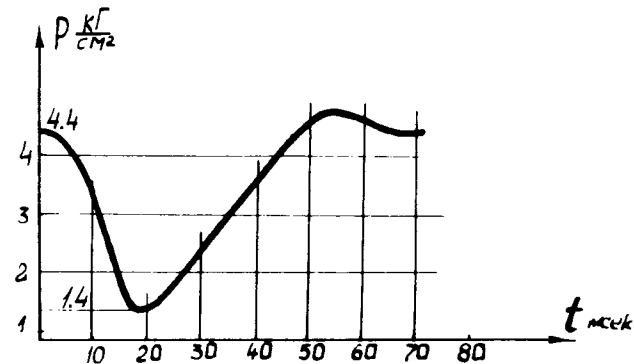
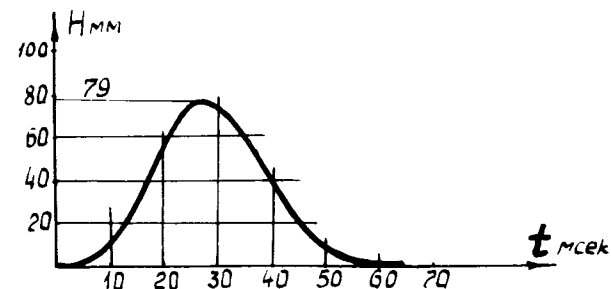


Рис. 5. Графики перемещения поршня, изменения давления в стандартном режиме камеры и соответствующая им индикаторная диаграмма.

вание клапанных блоков; б/ нестабильностью действия самих клапанных блоков /обе они измерялись при исследовании и испытаниях системы расширения; их суммарное значение соответствует $\pm 0,6$ мс/.

2. Нестабильность равнодействующей приложенных сил.

Отклонения величины равнодействующей ΣQ /рис. 6 работы /1/ / приложенных сил от заданного значения могут оказывать влияние на: а/ стабильность начала движения /момент трогания/ и на б/ стабильность движения поршня на последующих этапах процесса расширения.

Из них стабильность этапа сброса давления в камере, как отмечалось выше, является более существенной для качественного трексообразования.

Рассматривается влияние нестабильности приложенных сил на начало движения по причине:

- 1/ флуктуаций по абсолютной величине равнодействующей приложенных сил и
- 2/ измененный крутизна ее фронта /времени нарастания/.

Равнодействующая сил есть не что иное, как $\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5 + T$ /При рассмотрении вопроса стабильности действия механизма его силой трения пренебречь нельзя/. Из этих сил Q_1 и Q_5 стабилизированы, как камерное давление, с точностью $\pm 0,08$ кг/см², обеспечиваемой системой термостатирования установки /17/, Q_2 и Q_4 - с точностью $\pm 0,01$ кг/см², гарантируемой пультовыми стабилизаторами системы /рис. 2 работы /1/ /, а сила трения T изменяется от цикла к циклу согласно нашим измерениям в интервале ± 15 кг. В первоначальном варианте расширительного устройства камеры /до реализации КРУс/ полный диапазон изменений равнодействующей $-\Delta \Sigma Q$ - мог достигать: $\Delta \Sigma Q = 2(0,08S_1 + 0,01S_2) + 30$, где S_1 и S_2 - площади "холодного" и "теплого" поршней соответственно. После подстановки $\Delta \Sigma Q = 2/0,08 \times 1256 + 0,01 \times 706/ + 30 = 245,0$ кг. Как видим, от замеренной величины силы трения $T = 1500 \pm 15$ кг значение $\Delta \Sigma Q$ может составлять $\pm 16\%$ и, следовательно, вызывать существенные отклонения в моменте трогания поршня. Выравнивание давлений, достигнутое в конструкции КРУс, позволяет снизить

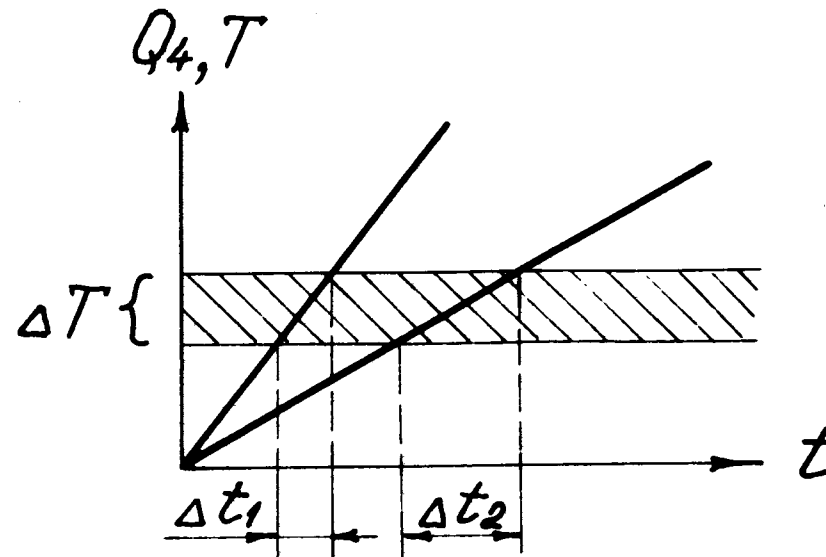


Рис. 6. Нестабильность начала движения поршня в зависимости от изменений фронта перестановочной силы Q_4 .

нестабильность /до $\Delta \Sigma Q = 2 \times 0,01 S_2 + 30 = 44,2$ кг/, практически устранив ее влияние.

Влияние крутизны фронта равнодействующей приложенных сил иллюстрируется на примере силы Q_4 /см. рис. 6/ во взаимодействии с силой трения. Из рассматриваемых двух случаев зависимостей $Q_4(t)$ /для простоты выбраны линейные/ видно, что при пересечении ΔT - зоны гарантированного трогания подвижных деталей разброс начала движения может флуктуировать в одном случае в диапазоне Δt_1 , а в другом - в диапазоне Δt_2 .

Задача конструирования заключается в том, чтобы обеспечить крутизну нарастания силы Q_4 такой, при которой величина Δt сказывалась бы несущественно на значении стабильности начала движения поршня. В нашем случае эта величина $\Delta t = \pm 0,1$ мс входит в состав аппаратурной нестабильности.

Нестабильность движения поршня после начала его движения до момента сброса пучка на камеру определяется интенсивностью флуктуаций равнодействующей при-

ложенных сил, $\frac{d\Sigma Q}{dt}$, в процессе движения. Эта величина равна $\pm 0,4$ мс.

Итак, сумма всех измеренных нестабильностей системы расширения установки "Людмила" от момента запуска управляющих клапаном расширения электронных блоков до момента сброса пучка на камеру /до момента создания оптимальных условий трекообразования/ составляет в нашем случае $\Delta t = \pm 1,0$ мс, т.е. соответствует заданным требованиям.

Литература

1. Бушуев Ю.П. и др. ОИЯИ, 13-10979, Дубна, 1977.
2. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Том III, стр. 212. Госиздат научно-технич. машиностр. лит. М., 1959.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Теория и расчет силовых пневматических устройств. Изд. АН СССР, М., 1960.
4. Hirsch R.A. Dynamics Gas-Operated Mechanisms, Machine Design, 1961, 33, p.15.
5. Клигер Г.К. и др. ПТЭ, 1964, №3, стр. 5.
6. Александров Г.М. и др. ОИЯИ, Б1-13-7301, часть I, том II, Дубна, 1973.
7. Холзунов А.Г. Основы расчета пневматических приводов. Машгиз, М., 1964.
8. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Том II, стр. 487, Машгиз, М., 1958.
9. Вольперт Э.Г. Динамика амортизаторов с нелинейными упругими элементами. Машиностроение, М., 1972.
10. Израелит Г.М. Механические испытания резины и каучука. Изд. хим. лит. М.-Л., 1949.
11. НИИ строительной физики Госстроя СССР. Пособие по акустической виброизоляции центробежных машин. Изд. лит. по строительству. М., 1970.
12. Шлыгин В.В. Графические методы расчетов в машиностроении. Машиностроение. М., 1967.
13. Башта Г.М. Машиностроительная гидравлика. Машиностроение. М., 1971.

14. Александров Ю.А. и др. Пузырьковые камеры. Госатомиздат. М., 1963.
15. Дьячков Е.И. ОИЯИ, 13-4446, Дубна, 1969.
16. Rutherford High Energy Laboratory, RHEL/9/101, 1967.
17. Толмачев В.Т., Хренов Ю.В. ОИЯИ, 13-9166, Дубна, 1975.

Рукопись поступила в издательский отдел
3 ноября 1977 года.