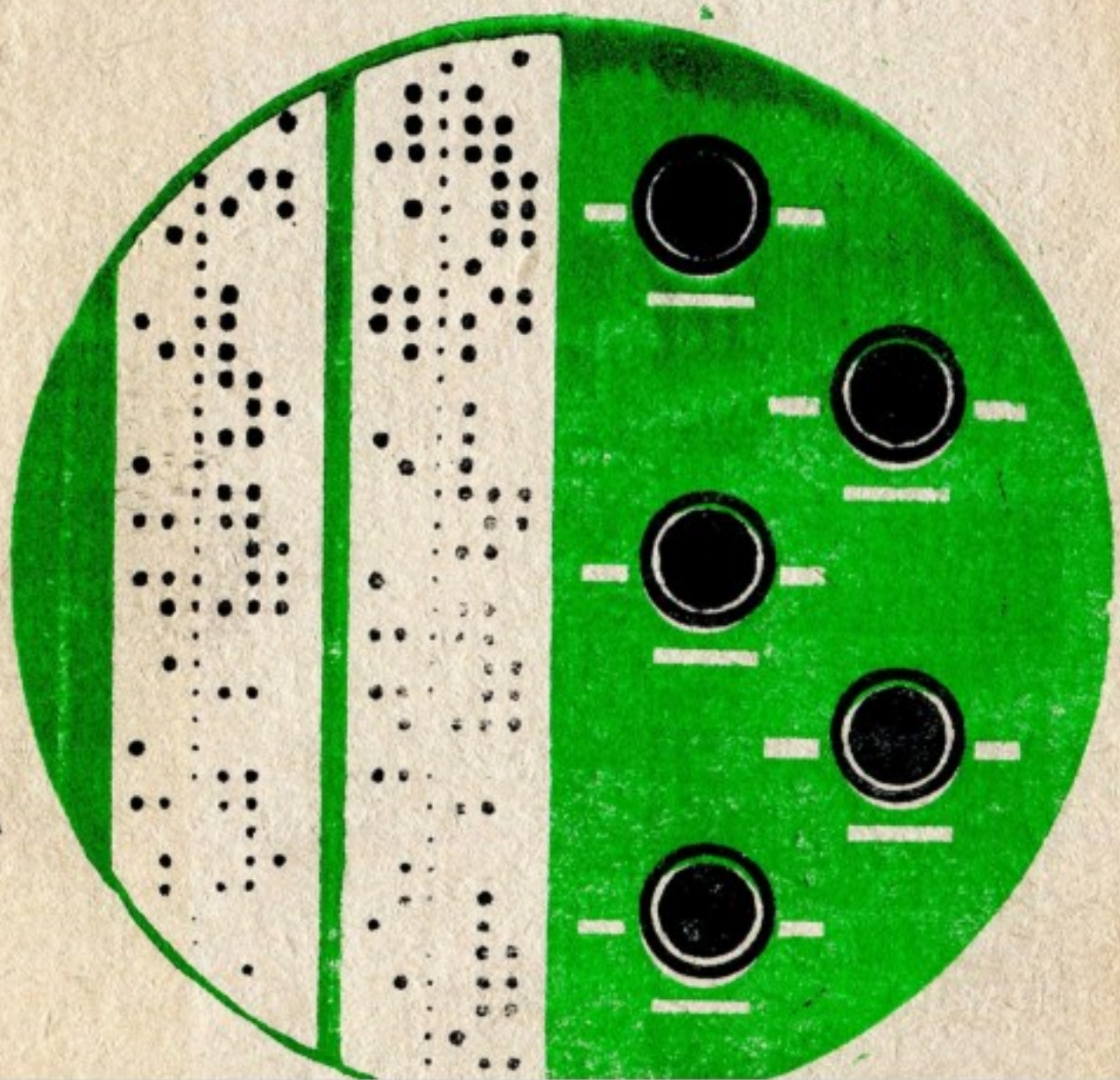


38398



М. И. Перельман

**РАСЧЕТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ  
НА ПРОГРАММИРУЕМЫХ  
МИКРОКАЛЬКУЛЯТОРАХ**



Ленинград  
1990



ОБЩЕСТВО «ЗНАНИЕ», РСФСР.  
Ленинградская организация  
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ДОМ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОПАГАНДЫ

---

М. И. Перельцвайг

РАСЧЕТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ  
НА ПРОГРАММИРУЕМЫХ  
МИКРОКАЛЬКУЛЯТОРАХ



---

Серия — *Технические средства автоматизации*

---

Ленинград  
1990

УДК 62.82+62.85 : 681.3-181.48

**Перельцвайг М. И.**

Расчеты гидравлических и пневматических устройств на программируемых микрокалькуляторах. — Л.: О-во «Знание» РСФСР, ЛО, ЛДНТП. 1990. — 24 с., ил.

**ISBN 5-7320-0218-9**

Приведены расчеты некоторых элементов гидро- и пневмоприводов, в частности расчет гидроамортизаторов игольчатого типа, и динамический расчет пневмопривода. Даны программы для их выполнения на программируемых микрокалькуляторах.

Брошюра рассчитана на инженерно-технических работников НИИ, КБ и предприятий, может быть использована студентами вузов в качестве учебного пособия.

**ISBN 5-7320-0218-9**

**УДК 62.82+62.85 : 681.3-181.48**

© О-во «Знание» РСФСР.  
Ленингр. организация. ЛДНТП, 1990

## ВВЕДЕНИЕ

Ускорение создания новой техники требует более широкого применения конструкторами-разработчиками современной вычислительной техники, позволяющей не только сократить время, затрачиваемое на выполнение расчетов, но и, что еще важнее, повысить качество разработок, так как за приемлемый срок может быть рассмотрено большее число вариантов. Некоторые из эффективных методов расчета, например динамические расчеты пневмоцилиндров, не нашли широкого применения в конструкторской практике из-за вычислительных трудностей.

В брошюре изложен опыт разработки гидравлических и пневматических устройств с применением программируемых микрокалькуляторов. Их преимущества по сравнению с более мощными ЭВМ, например с персональными компьютерами, заключаются в дешевизне, малых габаритах и доступности, с одной стороны, и в достаточности для решения многих задач, возникающих в инженерной практике, с другой стороны. Несмотря на их сравнительно ограниченные возможности, в частности небольшой объем памяти, они позволяют на существенно более высоком уровне решать многие задачи, возникающие в процессе разработки новых гидропневмоприводов машин. Настоящая брошюра частично ликвидирует основное препятствие на пути широкого внедрения микро-ЭВМ в практику инженерных расчетов — отсутствие программного обеспечения.

Отечественные программируемые микрокалькуляторы типа «Электроника» БЗ-34, МК-54, МК-56, МК-61 и МК-52 имеют сходные характеристики и мало отличающийся язык программирования. Приведенные в брошюре программы ориентированы на микрокалькуляторы последнего поколения — МК-61 и МК-52, но все они, за исключением программы динамического расчета пневмоприводов, могут быть реализованы и на микрокалькуляторах остальных типов.

В работе рассмотрены расчет гидроамортизаторов игольчатого типа и динамический расчет пневмоцилиндров, являющиеся характерными примерами расчетов элементов гидро- и пневмоприводов на микрокалькуляторах.

## РАСЧЕТ ГИДРОАМОТИЗАТОРА ИГОЛЬЧАТОГО ТИПА

В механизмах станков и автоматических линий, где необходимо сочетание высокой скорости подвижных частей с их плавной остановкой в конце хода, торможение может осуществляться с помощью встроенных в гидро- или пнев-

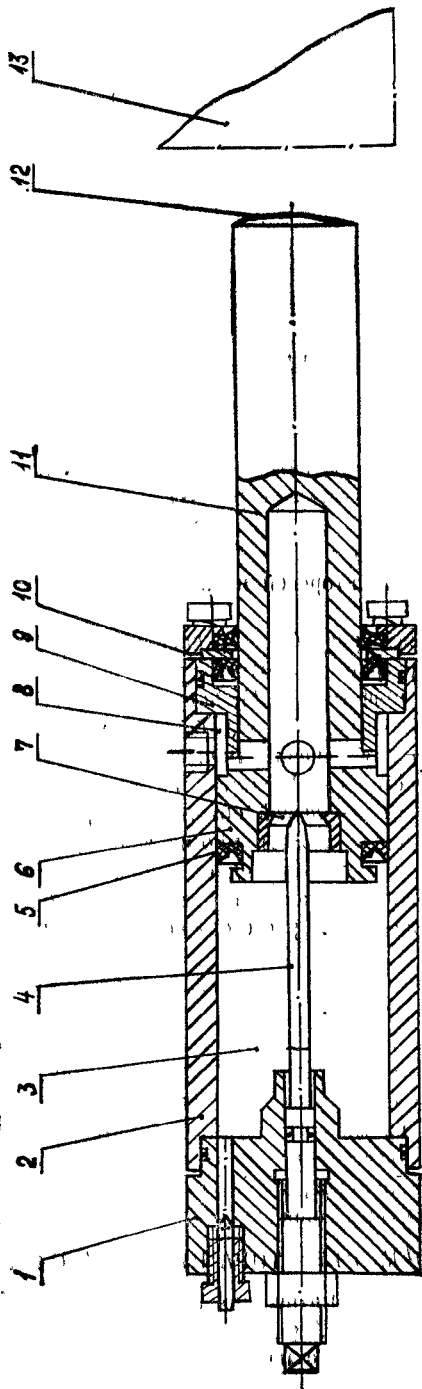


Рис. 1. Конструкция гидромортатора:  
 1 — задняя крышка; 2 — корпус; 3 — поршневая полость; 4 — дрессельная яма; 5 — уплотнение поршня; 6 — поршень;  
 7 — отверстие; 8 — штоковая полость; 9 — передняя крышка; 10 — уплотнение штока; 11 — шток; 12 — торец штока;  
 13 — подвижная часть машины

моцилиндр демпферных устройств. Однако такие устройства позволяют затормозить лишь поршень со штоком цилиндра, а подвижная часть машины, не связанная жестко со штоком цилиндра, или толкаемое цилиндром изделие при этом не затормозится. В таких случаях более эффективными оказываются гидроамортизаторы, действие которых основано на принципе дросселирования рабочей жидкости при ее протекании через одно или несколько отверстий, площадь которых постоянна или изменяется в зависимости от перемещения поршня относительно корпуса. Возврат поршня и штока гидроамортизатора в исходное положение после срабатывания может происходить за счет усилия пружины или давления рабочей жидкости. Более эффективны гидроамортизаторы с возвратом поршня в исходное положение давлением рабочей жидкости. В этих амортизаторах проходное сечение жидкости изменяется по закону, необходимому для каждого конкретного случая. В гидроамортизаторе игольчатого типа (рис. 1) площадь проходного сечения кольцевой щели между отверстием 7 в поршне 6 и дроссельной иглой 4 определяет тормозную силу гидроамортизатора. Желаемый закон торможения подвижной части машины достигается соответствующим профилированием дроссельной иглы. Гидроамортизатор может быть использован в широком диапазоне условий работы, необходимо лишь выбрать профиль дроссельной иглы.

Ниже рассмотрен расчет гидроамортизатора игольчатого типа, состоящий из четырех этапов:

I — определение тормозной силы гидроамортизатора в зависимости от желаемого закона торможения подвижной части машины;

II — определение расчетного профиля дроссельной иглы (криволинейность профиля ухудшает технологичность иглы, поэтому его обычно заменяют одним или несколькими коническими участками);

III — спрямление профиля дроссельной иглы;

IV — определение уточненного закона торможения подвижной части машины в связи с изменением (спрямлением) профиля дроссельной иглы.

Расчет I этапа выполняют методом последовательных приближений, II и III этапов — во многих точках по длине хода поршня гидроамортизатора и IV этапа — методом наименьших квадратов.

## Определение тормозной силы гидроамортизатора

Энергия, которую должен поглотить гидроамортизатор на участке торможения:

$$E_{\tau} = E_0 + A_{ц} - A_{\tau},$$

где  $E_0$  — кинетическая энергия подвижных частей в момент начала торможения;

$A_{ц}$  — работа приводного гидроцилиндра на участке торможения;

$A_{\tau}$  — работа силы трения на участке торможения.

Кинетическая энергия подвижных частей в момент начала торможения

$$E_0 = \frac{mv_0^2}{2},$$

где  $m$  — масса подвижных частей, включая поршень и шток гидроцилиндра;

$v_0$  — скорость подвижных частей до начала торможения.

Работу приводного гидроцилиндра на участке торможения  $A_{ц}$  можно определить, исходя из следующих соображений.

Для того, чтобы исключить удар при вступлении в контакт нагрузки со штоком гидроамортизатора, необходимо, чтобы в момент начала торможения тормозная сила была минимальной, затем она должна плавно увеличиться на начальном участке торможения до максимальной величины и поддерживаться постоянной до конца участка торможения. Опыт показывает, что начальная тормозная сила может быть принята

$$\Phi_0 = 0,1 \Phi_{max}$$

где  $\Phi_{max}$  — максимальная тормозная сила, а закон изменения тормозной силы — по рис. 2 (сплошная линия, где  $l$  — длина участка торможения, т. е. длина хода поршня гидроамортизатора).

До начала торможения усилие, развиваемое гидроцилиндром, равно силе трения. В момент контакта нагрузки со штоком гидроамортизатора усилие гидроцилиндра скачком увеличивается на величину начальной тормозной силы, затем возрастает по зависимости, параллельной графику нарастания тормозной силы гидроамортизатора, до достижения максимального усилия, определяемого величиной давления настройки предохранительного клапана гидросистемы, и остается постоянным до конца хода (см. штриховую линию на рис. 2).

Поскольку до начала расчета максимальная тормозная сила гидроамортизатора неизвестна, а потому не могут быть построены графики изменения тормозной силы и усилия гидроцилиндра, то I этап расчета приходится выполнять методом последовательных приближений.

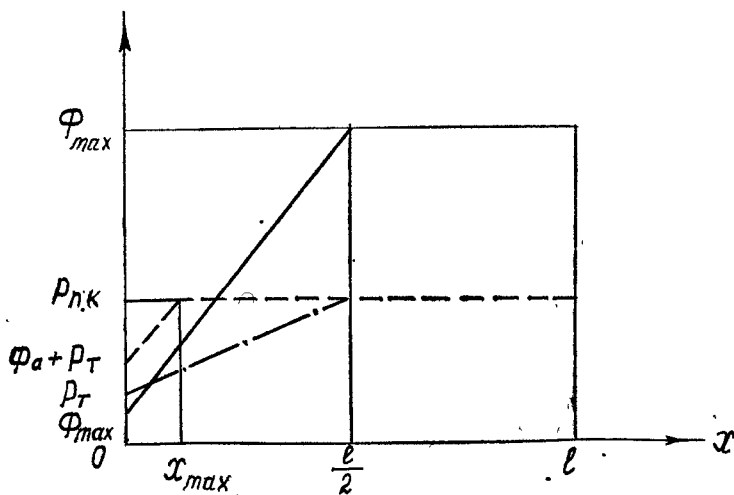


Рис. 2. График изменения тормозной силы гидроамортизатора

Вначале можно принять, что усилие гидроцилиндра изменяется по зависимости, показанной штрих-пунктирной линией на рис. 2. Тогда работа приводного гидроцилиндра на участке торможения в первом приближении составит:

$$A_{ц0} = \frac{P_T + P_{п.к}}{2} \cdot 0,5l + P_{п.к} \cdot 0,5l = \frac{P_T + 3P_{п.к}}{4} l.$$

где  $P_T$  — сила сопротивления трения движению подвижных частей;  $P_T = p_T F_{ц}$ ;

$P_{п.к}$  — максимальное усилие гидроцилиндра, определяемое настройкой предохранительного клапана ( $P_{п.к} = p_{п.к} F_{ц}$ );

$p_T$  и  $p_{п.к}$  — давление (избыточное) в напорной полости гидроцилиндра соответственно для преодоления сил трения и по настройке предохранительного клапана;

$F_{ц}$  — площадь поршня гидроцилиндра со стороны напорной полости:

$$F_{ц} = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{— для хода с выдвиганием штока; } F_{ц} = \frac{\pi(D^2 - D_m^2)}{4} \quad \text{—}$$

для хода со втягиванием штока;

$D$  и  $D_m$  — диаметр соответственно поршня и штока приводного гидроцилиндра.

Работа силы трения на участке торможения

$$A_T = P_T l.$$

Из зависимостей тормозной силы гидроамортизатора на начальном участке торможения

$$\Phi = 0,1\Phi_{\max} + \frac{0,9\Phi_{\max}}{0,5l} x = 0,1\Phi_{\max} + 1,8 \frac{\Phi_{\max}}{l} x$$

и усилия приводного гидроцилиндра на участке его роста до достижения максимальной величины

$$P_{ц} = (0,1\Phi_{\max} + P_T) + 1,8 \frac{\Phi_{\max}}{l} x = P_T + \Phi$$

можно найти путь поршня гидроамортизатора до точки, в которой усилие гидроцилиндра достигает максимальной величины:

$$x_{\max} = \frac{l}{1,8\Phi_{\max}} (P_{п.к} - 0,1\Phi_{\max} - P_T).$$

В следующем приближении работа приводного гидроцилиндра на участке торможения

$$A_{ц1} = \frac{(0,1\Phi_{\max} + P_T) + P_{п.к}}{2} x_{\max} + P_{п.к} (l - x_{\max}).$$

Выполняя последовательные приближения до тех пор, пока соседние значения  $A_{цi-1}$  и  $A_{цi}$  не будут отличаться менее, чем на заданную величину, можно определить работу приводного гидроцилиндра с необходимой точностью. В приведенной ниже программе расчет ведется до совпадения соседних значений  $A_{ц}$  с точностью до  $10^{-2}$  Н·м.



Исходными данными для расчета являются масса подвижных частей  $m$ , скорость подвижных частей до начала торможения  $v_0$ , длина участка торможения  $l$ , сила трения  $P_T$  и максимальное усилие гидроцилиндра  $P_{п.к}$ .

Программа. 00. П-х4 01. 3 02.  $\times$  03. П-х3 04. + 05. 4 06.  $\div$  07. П-х2 08.  $\times$  09. х-П7 10. П-х4 11. П-х3 12. — 13. 1 14. , 15. 8 16.  $\div$  17. х-П9 18. FBх 19.  $\times$  20. 2 21.  $\div$  22. х-Пс 23. П-х4 24. П-х2 25.  $\times$  26. х-Пd 27. П-х1 28. Fx<sup>2</sup> 29. П-х0 30.  $\times$  31. 2 32.  $\div$  33. П-х3 34. П-х2 35.  $\times$  36. — 37. х-П8 38. П-х8 39. П-х7 40. + 41. П-х5 42.  $\div$  43. П-х2 44.  $\div$  45. х-Па 46. П-х9 47.  $\leftrightarrow$  48. + 49. П-х6 50. — 51. П-х2 52.  $\times$  53. х-Пb 54. П-ха 55. 2 56. 0 57.  $\div$  58. П-хс 59. — 60.  $\times$  61. П-хd 62. + 63. П-х7 64.  $\leftrightarrow$  65. — 66. FBх 67. х-П7 68. F 0 69. Fcos 70. Fcos<sup>-1</sup> 71. Fx=0 72. 38. 73. П-ха 74. П-хb 75. C/П.

Инструкция к программе:

1. Ввести программу: F ПРГ ввод.
2. Установить переключатель в положение Г.
3. Перейти к режиму автоматических вычислений: F АВТ.
4. Очистить программный указатель: B/O.
5. Ввести исходные данные:  $m$  — в рег. 0;  $v_0$  — в рег. 1;  $l$  — в рег. 2;  $P_T$  — в рег. 3;  $P_{п.к}$  — в рег. 4; 0,775 — в рег. 5; 1/18 — в рег. 6.
6. Вычислить результаты (все результаты — в рег. X): C/П —  $x_{\max}$ ;  $\leftrightarrow$  —  $\Phi_{\max}$ . Время счета:  $\sim 60$  с.
7. Для нового счета — перейти к п. 4.

Контрольный пример.

Исходные данные:  $m=2000$  кг;  $v_0=0,8$  м/с;  $l=0,1$  м;  $P_T=2000$  Н;  $P_{п.к}=6500$  Н.

Результаты (даны с округлением):  $x_{\max}=12,54 \cdot 10^{-3}$  м;  $\Phi_{\max}=13810$  Н.

## Определение расчетного профиля дроссельной иглы

Сначала подбирают один из унифицированных гидроамортизаторов и проверяют, чтобы максимальное давление в его полости не превышало допустимого давления, зависящего от прочности гидроамортизатора и типа установленных в нем уплотнительных манжет поршня.

Максимальное давление в полости гидроамортизатора

$$P_{\max} = \frac{\Phi_{\max}}{F},$$

где  $\Phi_{\max}$  — максимальная тормозная сила гидроамортизатора (см. I этап расчета);

$$F = \frac{\pi(D_n^2 - D_o^2)}{4};$$

$D_n$  и  $D_o$  — диаметр соответственно поршня и отверстия в нем под дроссельную иглу.

Для описанной выше конструкции гидроамортизатора допустимое давление в рабочей полости принимают  $P_{\text{доп}}=10^7$  Па.

Площадь сечения отверстия 7 в поршне 6 (см. рис. 1) в момент начала торможения [1]

$$a_0 = F v_0 \sqrt{\frac{k \rho F}{2 \Phi_0}},$$

где  $k$  — коэффициент истечения масла (для горячего масла можно принимать  $k=1,5$ );

$\rho$  — плотность масла;

$\Phi_0$  — начальная тормозная сила.

Далее расчет площади сечения отверстия  $a$  и диаметра дроссельной иглы  $d$  проводят по участкам, отличающимся характером изменения тормозной силы и усилия гидроцилиндра.

Участок  $0 \leq x \leq x_{\max}$

Тормозная сила гидроамортизатора

$$\Phi_{i+1} = \Phi_i + \Delta \Phi,$$

где  $\Delta \Phi = 2 \frac{\Delta x}{l} (\Phi_{\max} - \Phi_0)$  — приращение тормозной силы гидроамортизатора на пути  $\Delta x$ .

Результирующая сила, действующая на подвижные части:

$$P = \Phi - (P_{п.к} - P_{т.}) = 0.$$

Поэтому ускорение подвижных частей равно нулю, и скорость поршня гидроамортизатора  $v = v_0 = \text{const.}$

Площадь кольцевой щели между отверстием в поршне и дроссельной иглой

$$a = F \sqrt{\frac{k \rho F}{2}} \frac{v_0}{\sqrt{\Phi}}.$$

Площадь сечения дроссельной иглы

$$f = f_0 - a,$$

где  $f_0$  — площадь отверстия в поршне:

$$f_0 = \frac{\pi D_0^2}{4}.$$

Диаметр дроссельной иглы

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}.$$

Участок  $x_{\max} < x < \frac{l}{2}$

Тормозная сила гидроамортизатора определяется той же зависимостью, что и на предыдущем участке.

Результирующая тормозная сила, действующая на подвижные части:

$$P = \Phi - (P_{п.к} - P_{т.}).$$

Работа этой силы на пути поршня  $x - x_{\max}$

$$A = P(x - x_{\max}).$$

Кинетическая энергия подвижных частей

$$E = E_0 - A,$$

где  $E_0$  — кинетическая энергия подвижных частей в момент начала торможения (см. I этап расчета).

Скорость подвижных частей

$$v = \sqrt{\frac{2E}{m}}.$$

Площадь кольцевой щели для истечения масла

$$a = F \sqrt{\frac{k\rho F}{2}} \frac{v}{\sqrt{\Phi}}.$$

Площадь сечения дроссельной иглы и ее диаметр определяют по тем же формулам, что и на предыдущем участке.

$$\text{Участок } \frac{l}{2} \leq x \leq l$$

Тормозная сила гидроамортизатора на этом участке постоянна:  $\Phi = \Phi_{\max} = \text{const.}$

Результирующая тормозная сила также постоянна:

$$P = \Phi_{\max} - (P_{п.к} - P_T) = \text{const.}$$

Работа этой силы на пути поршня  $x - \frac{l}{2}$

$$A = P \left( x - \frac{l}{2} \right).$$

Кинетическая энергия подвижных частей

$$E = E_{l/2} - A,$$

где  $E_{l/2}$  — кинетическая энергия подвижных частей в точке  $x = \frac{l}{2}$ .

Скорость подвижных частей, площадь кольцевой щели для истечения масла, площадь сечения и диаметр дроссельной иглы определяют так же, как на предыдущем участке.

Исходными данными для расчета, вводимыми в микрокалькулятор, являются  $m$ ,  $v_0$ ,  $l$ ,  $P_T$ ,  $P_{п.к}$ ,  $F$ ,  $k$ ,  $\rho$ ,  $f_0$ ,  $\Phi_{\max}$ ,  $\Phi_0$ ,  $\Delta\Phi$ ,  $E_0$ ,  $x_{\max}$  и  $\Delta x$ . Здесь  $\Delta x$  — выбранный шаг расчета по перемещению поршня; при разбиении длины хода поршня  $l$  на  $n$  частей  $\Delta x = \frac{l}{n}$  (практика расчетов показала, что может быть принято  $n = 20 - 25$ );  $\Delta\Phi$  — приращение тормозной силы гидроамортизатора на пути  $\Delta x$  на участке хода  $0 < x \leq \frac{l}{2}$ .

Программа позволяет рассчитать весь ход поршня  $l$  и осуществляет автоматический переход на расчетные формулы, соответствующие очередному участку хода.

Программа. 00. П-хс 01. С/П 02. КППд 03. П-хд 04. — 05. Fx < 0 06. 12 07. ПП 08. 73 09. КППд 10. БП 11. 03 12. П-хс 13. П-х2 14. 2 15. ÷ 16. — 17. Fx < 0 18. 33 19. П-х9 20. ПП 21. 73 22. П-х3 23. — 24. П-хб 25. × 26. —

27. x-П9 28. ПП 29. 78 30. КППд 31. БП 32. 12 33. П-х9 34. П-х6 35. П-х3  
 36. — 37. П-хb 38. X 39. — 40. x-П9 41. ПП 42. 78 43. КППд 44. П-х2 45.  
 П-хc 46. — 47. Fx < 0 48. 33 49. Cx 50. x-Пc 51. C/П 52. П-х5 53. П-х4 54.  
 П-х1 55. C/П 56. X 57. П-х7 58. Fy<sup>-</sup> 59. ÷ 60. — 61. 4 62. Fл 63. + 64. X  
 65. Fy<sup>-</sup> 66. C/П 67. П-хc 68. П-хb 69. + 70. x-Пc 71. C/П 72. В/О 73. П-х7  
 74. П-х8 75. + 76. x-П7 77. В/О 78. 2 79. П-х0 80. ÷ 81. X 82. Fx ≥ 0 83. 87  
 84. Fy<sup>-</sup> 85. x-П1 86. В/О 87. Cx 88. C/П 89. П-х5 90. 4 91. Fл 92. ÷ 93. X  
 94. Fy<sup>-</sup> 95. C/П.

Инструкция к программе:

1. Ввести программу: F ПРГ ввод.
2. Перейти к режиму автоматических вычислений: F АВТ.
3. Очистить программный указатель: В/О.
4. Ввести исходные данные:  $m$  — в рег. 0;  $v_0$  — в рег. 1;  $l$  — в рег. 2;

$\{P_{н.к} - P_r\}$  — в рег. 3;  $F \sqrt{\frac{k\rho F}{2}}$  — в рег. 4;  $f_0$  — в рег. 5;  $\Phi_{\max}$  — в рег. 6;  
 $\Phi_0$  — в рег. 7;  $\Delta\Phi$  — в рег. 8;  $E_0$  — в рег. 9;  $x_{\max}$  — в рег. a;  $\Delta x$  — в рег. b;  
 $x_0$  — в рег. c; 52 — в рег. d.

5. Вычислить результаты (все результаты — в рег. X): C/П —  $x_i$ ; C/П —  $v_i$ ; C/П —  $d_i$ ; ( $i=0, 1, 2, \dots, n$ ) до высвечивания нуля на индикаторе.

Время счета для каждой из величин соответственно приблизительно 2, 5 и 3 с.

6. Для нового счета — перейти к п. 3.

Контрольный пример.

Исходные данные:  $m=2000$  кг;  $v_0=0,8$  м/с;  $l=0,1$  м;  $(P_{н.к} - P_r) = 4500$  Н;  $F=3,164 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup> (диаметры поршня гидроамортизатора и отверстия в нем составляют 65 и 14 мм);  $k=1,5$ ;  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>;  $f_0=1,539 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $\Phi_{\max}=13810$  Н;  $\Phi_0=1381$  Н;  $\Delta\Phi=1243$  Н;  $E_0=640$  Дж;  $x_{\max}=12,54 \cdot 10^{-3}$  м;  $\Delta x=5 \cdot 10^{-3}$  м;  $x_0=0$ .

Результаты расчета сведены в таблицу (даны с округлением):

$x \cdot 10^3, \text{ м}$	$v, \text{ м/с}$	$d \cdot 10^3, \text{ м}$	$x \cdot 10^3, \text{ м}$	$v, \text{ м/с}$	$d \cdot 10^3, \text{ м}$
0	0,800	8,36	50	0,664	12,70
5	0,800	10,22	55	0,628	12,77
10	0,800	10,98	60	0,590	12,85
15	0,798	11,43	65	0,550	12,93
20	0,792	11,74	70	0,505	13,02
25	0,782	11,98	75	0,457	13,12
30	0,768	12,17	80	0,403	13,23
35	0,750	12,34	85	0,340	13,35
40	0,727	12,49	90	0,263	13,50
45	0,699	12,63	95	0,150	13,72
			100	0	14,00

Если в результате накопленных погрешностей расчета скорость уменьшается до нуля до конца хода, то программа выдает  $v=0$  в конце хода и соответственно диаметр иглы, равный диаметру отверстия в поршне гидроамортизатора. При этом рекомендуется принимать диаметр иглы в последней точке равным диаметру иглы в предпоследней точке, т. е. в рассмотренном примере 13,72 мм.

## Спрямление профиля дроссельной иглы

Спрямление профиля можно осуществлять графически или аналитически.

При спрямлении профиля графическим способом строят в увеличенном масштабе ее криволинейный профиль по результатам расчета II этапа и подбирают усредняющий профиль, состоящий из одного или нескольких линейных участков. Опыт расчета и применения гидроамортизаторов показал, что в большинстве случаев достаточно хорошее приближение к расчетному закону торможения дает спрямление криволинейного профиля дроссельной иглы двумя линейными участками.

При использовании программируемых микрокалькуляторов линеаризацию профиля дроссельной иглы удобно осуществлять аналитически.

Предварительная разбивка длины хода поршня гидроамортизатора на два участка может быть выполнена по графическому изображению в увеличенном масштабе профиля дроссельной иглы или иным способом (например, делением длины хода на две равные или неравные части).

Исходными данными для расчета являются длина участка  $l_y$ , шаг  $\Delta x$  по длине иглы, равный  $l_y/n$  (где  $n$  — число разбиений), расчетный диаметр иглы  $d_i$  ( $i=0, 1, 2, \dots, n$ ) в точках  $x_i = i\Delta x$  от начала участка. Желательно выбирать длины участков и число разбиений участков в соответствии с числом расчетных точек по результатам II этапа расчета.

Если диаметр линеаризованной иглы определяется прямой  $D = a + bx$ , то коэффициенты  $a$  и  $b$ , а также дисперсия  $\sigma^2$ , характеризующая отклонение линейного профиля от криволинейного, определяются зависимостями

$$a = \frac{1}{k} [\Sigma d_i - b \Sigma x_i];$$

$$b = \frac{\Sigma x_i d_i - \frac{1}{k} \Sigma x_i \Sigma d_i}{\Sigma x_i^2 - \frac{1}{k} (\Sigma x_i)^2};$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{k} (\Sigma d_i^2 - a \Sigma d_i - b \Sigma x_i d_i).$$

Здесь  $k = n + 1$  — число точек  $(x_i, d_i)$ .

**Программа.** 00. Сх 01. х-П0 02. х-П1 03. х-П2 04. х-П3 05. х-П4 06. х-П5 07. С/П 08. х-Па 09. П-хб 10. × 11. П-х0 12. + 13. х-П0 14. П-хб 15. П-х3 16. + 17. х-П3 18. П-ха 19. П-х1 20. + 21. х-П1 22. П-хб 23. Fx<sup>2</sup> 24. П-х2 25. + 26. х-П2 27. П-ха 28. Fx<sup>2</sup> 29. П-х4 30. + 31. х-П4 32. КП-х5 33. П-хб 34. П-хс 35. + 36. х-Пб 37. БП 38. 07 39. П-х1 40. П-х3 41. П-х5 42. ÷ 43. П-х1 44. × 45. П-х0 46. — 47. П-х3 48. Fx<sup>2</sup> 49. П-х5 50. ÷ 51. П-х2 52. —



53. ÷ 54. x-Пд 55. П-хз 56. × 57. — 58. П-х5 59. ÷ 60. x-Па 61. С/П 62. П-хб 63. П-хс 64. — 65. П-хд 66. × 67. + 68. С/П 69. П-х4 70. П-ха 71. П-хг 72. × 73. — 74. П-хд 75. П-х0 76. × 77. — 78. П-х5 79. ÷ 80. x-Пп 81. С/П.

Инструкция к программе:

1. Ввести программу: F ПРГ ввод.
2. Перейти к режиму автоматических вычислений: F АВТ.
3. Очистить сумматоры: В/О С/П.
4. Ввести исходные данные:  $x_0$  — в рег. b;  $\Delta x$  — в рег. с.
5. Ввести очередное значение диаметра дроссельной иглы (из II этапа расчета):  $d_i$  С/П. Время счета — примерно 9 с. В регистре X высвечивается очередное значение  $x_{i+1}$ .
6. Если все данные исчерпаны, перейти к п. 7, если нет — к п. 5.
7. Вычислить меньший диаметр конического участка: БП 39 С/П,  $D_1$  — в рег. X. Время счета — примерно 7 с.
8. Вычислять больший диаметр конического участка: С/П,  $D_2$  — в рег. X. Время счета: ~3 с.
9. Вычислять дисперсию: С/П,  $\sigma^2$  — в рег. X. Время счета — приблизительно 4 с.

Контрольный пример.

Исходные данные: длины участков  $l_{y_i} (\sum l_{y_i} = l)$ ;  $\Delta x$ ,  $n$  (для каждого участка), расчетный диаметр иглы (см. контрольный пример по II этапу расчета).

Было просчитано несколько вариантов разбивки  $l$  на два участка, из них выбран оптимальный вариант (с минимальной разницей значений дисперсии на обоих участках):  $l_{y_1} = 10 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_{y_2} = 90 \cdot 10^{-3}$  м;  $\Delta x = 5 \cdot 10^{-3}$  м;  $n_1 = 2$ ;  $n_2 = 18$ .

Результаты (даны с округлением): на первом участке  $D_1 = 8,54$  мм,  $D_2 = 11,16$  мм,  $\sigma^2 = 0,067$  мм<sup>2</sup>; на втором участке  $D_1 = 11,23$  мм,  $D_2 = 13,84$  мм,  $\sigma^2 = 0,029$  мм<sup>2</sup>.

Принимаем диаметры по концам конических участков равными 8,5, 11,2 и 13,8 мм.

Если в результате расчета дисперсия на обоих участках иглы окажется существенно различной, то расчет следует повторить при другом разбиении длины хода поршня на участки, причем длину участка с большей дисперсией следует уменьшить, а другого участка — соответственно увеличить. Аналогично можно вести расчет при спрямлении профиля иглы тремя коническими участками.

Полученные в результате расчета значения диаметров иглы по концам конических участков округляют, причем на стыках участков принимают средние между расчетными диаметрами иглы в конце одного и начале другого участка.

### Определение уточненного закона торможения подвижной части машины

Расчет ведут по тем же формулам, что и на II этапе, но в иной последовательности, так как задачей его является определение закона движения подвижных частей по профилю дроссельной иглы.

Исходными данными для расчета, вводимыми в программируемый микрокалькулятор, являются масса подвижных частей  $m$ , их скорость в начале конического участка  $v_0$ , длина конического участка  $l_y$ , сила сопротивления трения движению подвижных частей  $P_T$ , максимальное усилие гидроцилиндра, определяемое настройкой предохранительного клапана  $P_{п.к}$ , коэффициент истечения масла  $k$ , плотность масла  $\rho$ , рабочая площадь поршня гидроамортизатора  $F$ , площадь отверстия в поршне гидроамортизатора  $f_0$ , шаг расчета по длине пути поршня  $\Delta x$  (длина пути поршня обычно разбивается на  $n=20-25$  частей), наименьший  $D_1$  и наибольший  $D_2$  диаметры конического участка иглы длиной  $l_y$ .

Приведенная ниже программа позволяет рассчитать весь ход поршня  $l$  по участкам и осуществляет автоматический переход на соответствующие расчетные формулы; при этом лишь необходимо на границе конических участков вводить новые значения  $l_y$ ,  $D_1$  и  $D_2$ .

Программа. 00. П-хс 01. С/П 02. П-х1 03. С/П 04. Fx<sup>2</sup> 05. П-х0 06. 2 07. ÷ 08. × 09. х-Па 10. П-х8 11. П-х7 12. — 13. П-х6 14. П-х2 15. ÷ 16. × 17. х-Пь 18. П-х2 19. П-хс 20. П-х6 21. + 22. х-Пс 23.  $\frac{1}{2}$  24. Fx $\geq 0$  25. 73 26. FVх 27. С/П 28. П-х4 29. П-х5 30. П-х7 31. Fx<sup>2</sup> 32. Fл 33. × 34. 4 35. ÷ 36. — 37. П-х1 38. ÷ 39. Fx<sup>2</sup> 40. ÷ 41. х-П9 42. П-х3 43. — 44. Fx $< 0$  45. 54 46. П-х1 47. С/П 48. П-х7 49. П-хb 50. + 51. х-П7 52. БП 53. f8 54. П-ха 55. П-х9 56. П-х3 57. — 58. П-х6 59. × 60. — 61. х-Па 62. 2 63. П-х0 64. ÷ 65. × 66. Fx $\geq 0$  67. 73 68. F $\sqrt{\quad}$  69. х-П1 70. С/П 71. БП 72. 48 73. Сх 74. х-Пс 75. С/П.

Инструкция к программе:

1. Ввести программу: F ПРГ ввод.
  2. Перейти к режиму автоматических вычислений: F АВТ.
  3. Очистить программный указатель: В/О.
  4. Ввести исходные данные:  $m$  — в рег. 0;  $v_0$  — в рег. 1;  $l_y$  — в рег. 2;  $(P_{п.к} - P_T)$  — в рег. 3;  $\frac{k\rho F^3}{2}$  — в рег. 4;  $f_0$  — в рег. 5;  $\Delta x$  — в рег. 6;  $D_1$  — в рег. 7;  $D_2$  — в рег. 8;  $x_0=0$  — в рег. 9.
  5. Вычислить результаты (все результаты в рег. X): С/П —  $x_0$ ; С/П —  $v_0$ ; С/П —  $x_1$ ; С/П —  $v_1$ ; и т. д. до высвечивания нуля на индикаторе.
- Время счета обеих величин для каждой точки составляет соответственно примерно по 6 с.

При переходе с предыдущего конического участка к последующему необходимо ввести новые исходные данные для этого участка  $v_0$ ,  $l_y$ ,  $D_1$  и  $D_2$ , а также величину  $x_0$  в начале участка, и выполнить расчет этого участка аналогично предыдущему.

Контрольный пример.

Исходные данные:  $m=2000$  кг;  $v_{01}=0,8$  м/с;  $v_{02}=0,8$  м/с;  $l_{y1}=10 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_{y2}=90 \cdot 10^{-3}$  м;  $P_T=2000$  Н;  $P_{п.к}=6500$  Н;  $k=1,5$ ;  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>;  $F=3,164 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $f_0=1,539 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $\Delta x=5 \cdot 10^{-3}$  м; на первом участке  $D_1=8,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $D_2=11,2 \cdot 10^{-3}$  м; на втором участке  $D_1=11,2 \cdot 10^{-3}$  м;  $D_2=13,8 \cdot 10^{-3}$  м.

Результаты расчета сведены в таблицу (даны с округлением):

$x \cdot 10^3$ , м	$v$ , м/с	$x \cdot 10^3$ , м	$v$ , м/с	$x \cdot 10^3$ , м	$v$ , м/с
0	0,800	35	0,785	70	0,634
5	0,800	40	0,776	75	0,584
10	0,800	45	0,764	80	0,519
15	0,800	50	0,749	85	0,434
20	0,799	55	0,730	90	0,321
25	0,796	60	0,705	95	0,000
30	0,792	65	0,674	100	0,000

### ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА

Одним из важнейших средств механизации и автоматизации производственных процессов является пневматический привод дискретного действия, получивший широкое распространение в различных отраслях машиностроения благодаря простоте конструкции и надежности работы. Однако эффективное применение пневмоприводов во многом зависит от правильного выбора их параметров и соответствия динамических характеристик поставленным требованиям.

Проведенные в Институте машиноведения глубокие теоретические и обширные экспериментальные исследования пневмоприводов, результаты которых изложены в ряде работ, позволили создать инженерные методы динамического синтеза пневмоприводов, целью которого является определение его основных параметров по исходным данным — массе подвижных частей, нагрузке, давлению воздуха в напорной пневмолинии и необходимому времени движения поршня. Эти методы и разработанные на их основе упрощенные методы расчета нашли широкое применение в практике проектирования пневмоприводов. Однако хотя с помощью этих методов динамического синтеза и возможно так выбрать основные параметры пневмопривода, чтобы обеспечить перемещение подвижной части машины за заданное время, все же разработчик пневмопривода имеет при этом ограниченную информацию о характере движения поршня (например, движение поршня — либо близкое к равномерному на большей части хода, либо с близким к постоянному ускорением, либо со значительными колебаниями скорости по длине хода и т. д.). Поскольку характер движения поршня пневмоцилиндра зависит от многих его параметров, то на стадии динамического синтеза не представляется возможным получить четкий ответ на вопросы о характере движения поршня, встающие перед разработчиком пневмопривода. Имеющиеся же графики и рекомендации поневоле носят слишком общий характер и не позволяют точно определить закон движения поршня конкретного пневмопривода. В то же время в связи с расширением применения пневмопривода в различных машинах, автоматических манипуляторах, а также в связи с увеличением скоростей движения их подвижных частей становится актуальнее вопрос о характере движения поршня. При этом часто

возможность достижения достаточной плавности хода, отсутствие значительных скачков скорости поршня, получение режимов движения, близких установившемуся движению с постоянной скоростью, являются решающими для выбора пневмопривода. Решение этой задачи часто выполняется на основе опыта и интуиции разработчика. Но, во-первых, интуиция применима лишь в той области параметров пневмопривода, в которой накоплен опыт у разработчика, а во-вторых, ошибки при интуитивном принятии решения могут приводить либо к тому, что подвижные части реального пневмопривода будут двигаться со значительными недопустимыми рывками, либо к необоснованному отказу от применения пневмопривода, хотя при принятии соответствующих мер и можно было бы обеспечить приемлемый режим движения, близкий к установившемуся.

Применение же больших мощных ЭВМ для динамического расчета хода поршня пневмоцилиндра при проектировании пневмопривода машин не всегда доступно и достаточно удобно, так как после расчета варианта необходимы его оценка разработчиком, при необходимости изменение части исходных данных (например, диаметра поршня, сечений пневмолиний наполнения и выхлопа и др.) с целью уменьшения скачков скорости, затем расчет следующего варианта и т. д., а по причинам организационно-технического характера может оказаться затруднительным осуществление такого режима диалога конструктора-разработчика пневмопривода с ЭВМ. Процесс оценки очередного варианта и поиск рациональных путей изменения исходных данных могут потребовать значительно большего времени по сравнению с необходимым машинным временем.

Удобным средством для динамического анализа пневмопривода в процессе его проектирования в конструкторском бюро нам представляется программируемый микрокалькулятор, который благодаря его малым размерам и дешевизне может быть подручным средством конструктора-разработчика пневмопривода. Из всех отечественных программируемых микрокалькуляторов для проведения такого анализа пригодны лишь последние модели МК-61 и МК-52, имеющие по 15 адресуемых регистров и 105 ячеек программной памяти.

Ниже рассмотрен динамический расчет с помощью программируемого микрокалькулятора наиболее часто встречающихся в практике пневмоцилиндров двустороннего действия с постоянными нагрузкой и массой подвижных частей.

В работе [2] приведена система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающая процесс движения поршня пневмоцилиндра в безразмерных параметрах. Такие параметры удобнее при расчетах, особенно на ЭВМ. Для исходных данных и других величин, характеризующих процессы в пневмоцилиндре, вводятся следующие безразмерные параметры:

безразмерное перемещение поршня

$$\xi = \frac{x}{s},$$

где  $x$  — действительное перемещение поршня;

$s$  — полный ход поршня;

безразмерный объем вредного пространства в рабочей полости

$$\xi_{01} = \frac{V_{01}}{F_1},$$

где  $V_{01}$  — действительный объем вредного пространства в рабочей полости;

$F_1$  — площадь поршня со стороны рабочей полости;

безразмерный объем вредного пространства в выхлопной полости (для пневмоцилиндра двустороннего действия)

$$\xi_{02} = \frac{V_{02}}{F_1},$$

где  $V_{02}$  — действительный объем вредного пространства в выхлопной полости; безразмерный параметр нагрузки

$$\chi = \frac{P}{\rho_m F_1},$$

где  $P$  — результирующая всех сил, приложенных к поршню, кроме сил давления сжатого воздуха:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + p_a(F_1 - F_2),$$

где  $P_1$  — сила вредного сопротивления (трения);

$P_2$  — сила полезного сопротивления;

$P_3$  — вес поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей с массой  $m$  (учитывается при отличном от горизонтального положении оси пневмоцилиндра);

$p_a$  — атмосферное давление\*;

$F_2$  — площадь поршня со стороны выхлопной полости;

$\rho_m$  — магистральное давление сжатого воздуха;

безразмерный параметр, характеризующий соотношение площадей поршня со стороны рабочей и выхлопной полостей:

$$\Pi_{21} = \frac{F_2}{F_1};$$

безразмерное время

$$\tau = \frac{t}{t_m},$$

где  $t$  — действительное время;

$t_m$  — время, необходимое для перемещения массы  $m$  под действием силы  $2N^2 \rho_m F_1$  на величину рабочего хода  $s$  поршня (при равноускоренном

движении):  $t_m = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{ms}{\rho_m F_1}}$ ;

обобщенный конструктивный параметр

$$N = \frac{\mu_1 f_1 K \sqrt{mRT_m}}{F_1 \sqrt{\rho_m F_1 s}},$$

где  $\mu_1$  — коэффициент расхода пневмолинии наполнения;

$f_1$  — площадь сечения пневмолинии наполнения;

$K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}$  — коэффициент;

$R$  — газовая постоянная для воздуха:  $R = 287$  Дж/кг·К;

$k$  — показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,4$ );

\* Все давления — абсолютные.



$T_m$  — температура воздуха в магистрали (обычно принимают  $T_m = 290$  К);  
 коэффициент пропускной способности пневмолиний наполнения и выхлопа

$$\Omega_{21} = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1},$$

где  $\mu_2$  — коэффициент расхода пневмолинии выхлопа;  
 $f_2$  — площадь сечения пневмолинии выхлопа;  
 безразмерное давление

$$\sigma = \frac{p}{p_m},$$

где  $p$  — действительное давление;  
 соответственно

$$\sigma_1 = \frac{p_1}{p_m} \text{ — для полости наполнения,}$$

$$\sigma_2 = \frac{p_2}{p_m} \text{ — для полости выхлопа;}$$

$p_1$  и  $p_2$  — действительное давление воздуха в этих полостях.

При постоянных силах сопротивления система дифференциальных уравнений, описывающая процесс движения поршня и изменение давлений в полостях пневмоцилиндра двустороннего действия, имеет вид

$$N^2 \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} = \sigma_1 - \Pi_{21} \sigma_2 - \chi;$$

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k \left[ \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right]}{\xi_{01} + \xi};$$

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = - \frac{\left[ \frac{\Omega_{21} \sigma_2}{\Pi_{21}} \frac{3k-1}{2k} \varphi\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right]}{\xi_{02} + 1 - \xi}.$$

В этой системе первое уравнение описывает движение поршня под действием приложенных к нему постоянных сил и сил давления воздуха, а второе и третье уравнения — изменение давлений воздуха в полостях за счет изменения их объема, а также поступления воздуха (или истечения) по пневмолиниям наполнения (или выхлопа).

Расходная функция  $\varphi(\sigma)$  определяется формулой

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{\sigma^k - \sigma} \frac{k+1}{k}}.$$

Систему уравнений решают численными методами интегрирования. Шаг интегрирования по времени выбирают в зависимости от требуемой точности. Интегрирование продолжают до тех пор, пока значение безразмерного перемещения  $\xi$  поршня не станет равным единице, то есть полному ходу поршня. Ниже даны некоторые рекомендации по выбору шага интегрирования.

Программа. 00. П-х0 01. ПП 02. 82 03. П-х0 04. П-хе 05. × 06. — 07. П-хd 08. П-х4 09. + 10. ÷ 11. х-П7 12. П-х1 13. ПП 14. 82 15. 6 16. ↑ 17. 7 18. ÷ 19. П-х1 20. Fxy 21. ↔ 22. F ○ 23. П-х8 24. × 25. × 26. П-х1 27. П-хе 28. × 29. — 30. П-х5 31. П-хd 32. — 33. ÷ 34. П-х3 35. П-х2 36. × 37. × 38. FBx 39. П-х7 40. × 41. П-х9 42. П-х1 43. ÷ 44. П-х0 45. ↔ 46. — 47. П-ха 48. — 49. П-хb 50. ÷ 51. ↔ 52. П-х0 53. + 54. х-П0 55. F ○ 56. ↔ 57. П-х1 58. + 59. х-П1 60. П-хе 61. П-х2 62. × 63. П-хd 64. + 65. х-Пd 66. F ○ 67. ↔ 68. П-х2 69. × 70. П-хе 71. + 72. х-Пе 73. П-х6 74. П-х2 75. + 76. х-П6 77. С/П 78. П-хd 79. П-хе 80. БП 81. 00 82. ↑ 83. П-хс 84. — 85. Fx < 0 86. . 2 87. П-хс 88. П-х3 89. F1/x 90. ↔ 91. Fxy 92. ↑ 93. FBx 94. — 95. Fx ≥ 0 96 . 0 97. × 98. Fy 99. В/О 100. 0 101. В/О 102. F ○ 103. БП 104. 88.

Инструкция к программе:

1. Ввести программу: F ПРГ ввод.
2. Перейти в режим вычислений: F АВТ.
3. Очистить программный указатель: В/О.
4. Ввести исходные данные в безразмерной форме:  $\sigma_{1д}$  — в рег. 0\*;  $\frac{\sigma_a}{\sigma_{2д}}$  — в рег. 1;  $\Delta\tau$  — в рег. 2;  $k=1,4$  — в рег. 3;  $\xi_{01}$  — в рег. 4;  $(1+\xi_{02})$  — в рег. 5;  $\tau_d=0$  — в рег. 6;  $\frac{\Omega_{21}}{P_{21}} \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}}$  — в рег. 8;  $\sigma_a P_{21}$  — в рег. 9;  $\chi$  — в рег. a;  $N^2$  — в рег. b;  $\sigma_* = 0,528$  — в рег. с\*;  $\xi_d = 0$  — в рег. d;  $\left(\frac{d\xi}{d\tau}\right)_d = 0$  — в рег. e.
5. Вычислить результаты в первой точке (через промежуток времени  $\Delta\tau$ ): С/П —  $\tau_1$  в рег. X, ПП —  $\xi_1$  — в рег. X; ПП —  $\left(\frac{d\xi}{d\tau}\right)_1$  в рег. X.
6. Для расчета результатов во второй и последующих точках повторять п. 5 до достижения  $\xi = 1$  в конце хода поршня. Время расчета одной точки — примерно 40 с.
7. Для расчета нового варианта перейти к п. 3.

При расчетах пневмоприводов по приведенной программе шаг интегрирования  $\Delta\tau$  может изменяться. Для этого после вывода результатов расчета в очередной точке следует ввести в регистр 2 новое значение  $\Delta\tau$  и продолжать расчет в соответствии с инструкцией к программе. Величина шага интегрирования может увеличиваться на участках хода со сравнительно медленно изменяющейся скоростью поршня. На участках хода с быстро меняющейся или колеблющейся скоростью шаг интегрирования необходимо уменьшать.

\* Все величины с индексом «д» соответствуют моменту начала движения поршня. Безразмерные параметры давления  $\sigma_{1д}$  в рабочей и  $\sigma_{2д}$  в выхлопной полостях определяются в зависимости от нагрузки привода (см. работу [2], с. 66—67);  $\sigma_a = \frac{P_a}{P_m}$ .

\*\* Критическое безразмерное давление.

### Контрольный пример.

Исходные данные: горизонтально расположенный пневмоцилиндр с диаметром поршня 0,2 м, диаметром штока 0,06 м и длиной хода 1,0 м; внутренний диаметр трубопроводов наполнения и выхлопа 0,02 м; коэффициент расхода обоих трубопроводов 0,3; давление сжатого воздуха в магистрали (абсолютное)  $5 \cdot 10^5$  Па; масса подвижных частей 180 кг; суммарная нагрузка 1600 Н; объем вредного пространства в рабочей и выхлопной полостях  $3,14 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>.

Безразмерные параметры, определяющие рассматриваемый пневмопривод (с округлением):  $N=0,25$ ;  $\Omega_{21}=1$ ;  $\chi=0,1$ ;  $\sigma_{1д}=1,0^*$ ;  $\sigma_{2д}=0,990$ ;  $P_{21}=0,909$ ;  $\sigma_a=0,2$ ;  $\xi_{01}=0,01$ ;  $\xi_{02}=0,01$ . Результаты расчета приведены в таблице (с округлением). Расчет вели с переменным шагом  $\Delta\tau$ , в таблице даны результаты для части точек и шаг расчета по участкам хода поршня:

$\tau$	$\xi$	$\frac{d\xi}{d\tau}$	$\Delta\tau$	$\tau$	$\xi$	$\frac{d\xi}{d\tau}$	$\Delta\tau$	$\tau$	$\xi$	$\frac{d\xi}{d\tau}$	$\Delta\tau$
0	0	0		0,90	0,137	0,224		3,10	0,702	0,286	
0,05	0,0002	0,020	0,01	1,00	0,160	0,230	0,05	3,20	0,731	0,286	0,05
0,10	0,002	0,050		1,10	0,183	0,235		3,30	0,759	0,274	
0,15	0,005	0,078		1,20	0,206	0,240		3,40	0,786	0,256	
0,20	0,009	0,100		1,50	0,280	0,252		3,50	0,812	0,250	
0,25	0,015	0,126		1,80	0,356	0,258		3,60	0,837	0,265	
0,30	0,021	0,146	0,02	2,10	0,434	0,265	0,10	3,70	0,865	0,291	0,02
0,40	0,037	0,171		2,40	0,514	0,271		3,80	0,894	0,301	
0,50	0,055	0,186		2,70	0,595	0,262		3,90	0,924	0,274	
0,60	0,074	0,198		2,80	0,621	0,262		4,00	0,949	0,240	
0,70	0,094	0,208		2,90	0,647	0,268		4,10	0,974	0,275	
0,80	0,115	0,216	3,00	0,674	0,278	4,18	0,998	0,319			

На рис. 3 приведен график изменения скорости поршня пневмоцилиндра по результатам расчета контрольного примера.

Хотя, как указано выше, приведенная программа предназначена для расчета пневматических приводов с постоянной нагрузкой и массой подвижных частей, с ее помощью возможно проведение расчета приводов со ступенчато меняющейся нагрузкой. Такие приводы нередки в практике проектирования. Примерами могут служить пневмопривод шагового транспортера с собачками (на начальном участке хода до контакта собачек с транспортируемыми изделиями нагрузка определяется лишь силами трения в уплотнениях пневмоцилиндра и в направляющих штанг, затем нагрузка ступенчато увеличивается на величину усилия, необходимого для перемещения изделий, соответственно увеличивается масса подвижных частей) и пневмопривод подъемного стола, при

\* Определение  $\sigma_{1д}$  и  $\sigma_{2д}$  — см. работу [2].

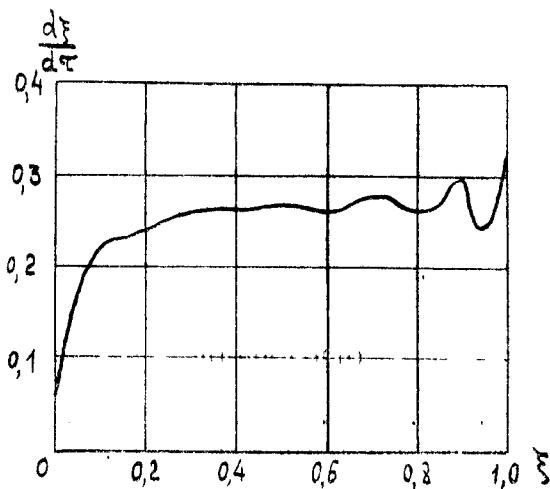


Рис. 3. График изменения скорости поршня пневмоцилиндра

ходе вверх снимающего изделие с направляющих, по которым оно поступило на позицию подъемного стола. В таких случаях после достижения перемещения поршня  $\xi_*$ , соответствующего точке хода, в которой ступенчато изменяется нагрузка или масса (либо обе эти величины), в соответствующие адресуемые регистры вводятся новые значения безразмерных параметров (при изменении нагрузки — параметр  $\chi$ , массы подвижных частей — параметр  $N$ ), и расчет продолжается по инструкции к программе.

При этом необходимо учитывать, что нагрузка и масса подвижных частей увеличиваются лишь для значений  $\xi \geq \xi_*$ , а при  $\xi < \xi_*$  нагрузка пневмопривода и масса подвижных частей остаются неизменными.

### Литература

1. Проектирование ракетных и ствольных систем / Под ред. Б. В. Орлова. — М.: Машиностроение, 1974.
2. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. — М.: Машиностроение, 1985.

---

---

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
Расчет гидроамортизатора игольчатого типа . . . . .	3
Динамический расчет пневмопривода . . . . .	15
Литература . . . . .	21

---

*Михаил Израилевич ПЕРЕЛЬЦВАЙГ*

**Расчеты гидравлических и пневматических устройств  
на программируемых микрокалькуляторах**

Ответственный за подготовку материалов к изданию  
методист *Л. Ф. Шкатырев*

Научный редактор докт. техн. наук *И. М. Елимелех*

Редактор *А. А. Петров*

Технический редактор *Н. А. Браиловская*

Корректор *Ю. А. Брескина*

---

Сдано в набор 16.04.90.	Подписано в печать 14.06.90.	М-32800.	
Формат 60×90 <sup>1/16</sup> .	Бумага газетная.	Гарнитура литературная.	
Печать высокая.	Усл. печ. л. 1,5.	Усл. кр.-отт. 1,68.	Уч.-изд. л. 1,3.
Тираж 5000 экз.	Изд. № 403.	Заказ № 683.	Цена 20 коп.

---

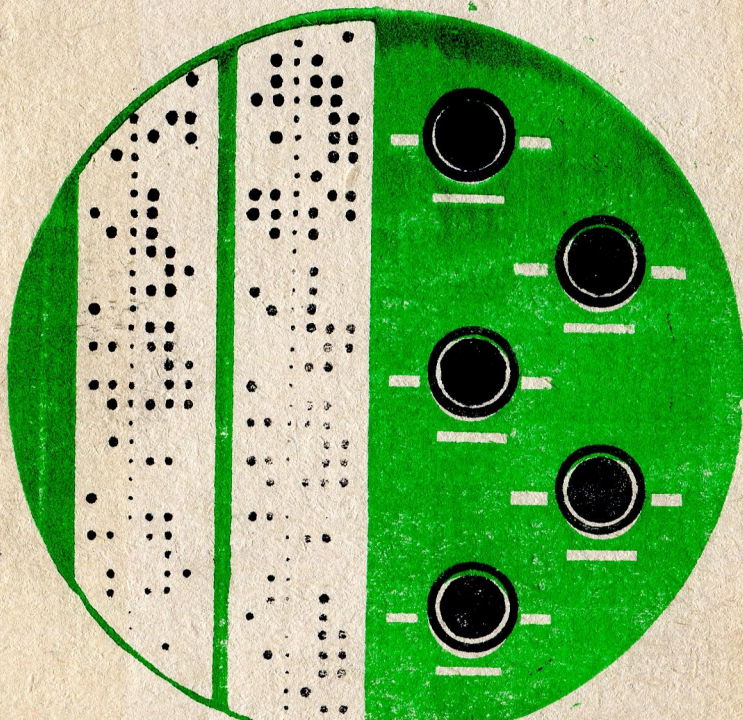
Ленинградский Дом научно-технической пропаганды (ЛДНТП)  
191011, Ленинград, Невский пр., 58  
Типография ЛДНТП





М. И. Перельдвайт

**РАСЧЕТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ  
НА ПРОГРАММИРУЕМЫХ  
МИКРОКАЛЬКУЛЯТОРАХ**



Ленинград  
1990