

**Пневмогидравлическая подвеска быстроходных гусеничных машин**

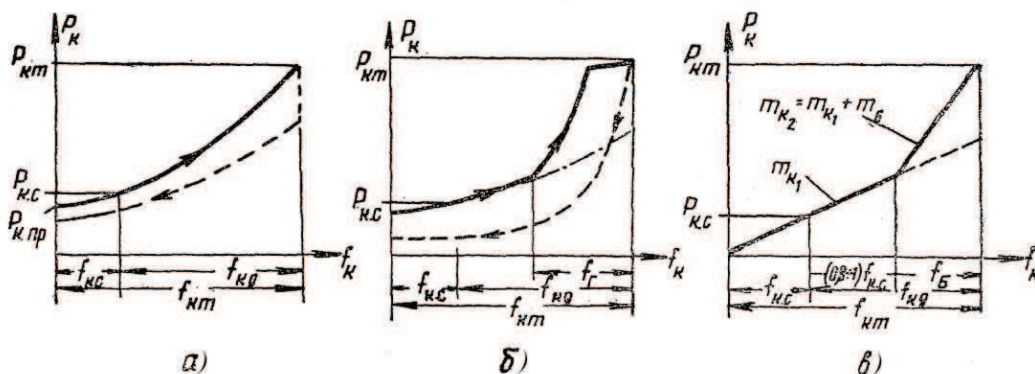
к.т.н. проф. Крумбольдт Л.Н.<sup>1</sup>, к.т.н. Головашкин Ф.П.<sup>2</sup>  
<sup>1</sup> Университет машиностроения, <sup>2</sup> ОАО «ММЗ»  
 (495) 223-05-23, доб. 1527, [avt@mami.ru](mailto:avt@mami.ru)

**Аннотация.** Рассмотрены особенности конструкции пневмогидравлических подвесок быстроходных гусеничных машин, а также их поверочный и проектный расчеты.

**Ключевые слова:** пневмогидравлическая подвеска, рессора, поверочный расчет, проектный расчет, быстроходная гусеничная машина.

В современных быстроходных гусеничных машинах предпочитают подвески с оптимальными, нелинейными антирезонансными характеристиками (рисунок 1).

Таковыми характеристиками обладают пневматические, пневмогидравлические и комбинированные рессоры [1 – 14]. В подвесках с металлическими рессорами нелинейная характеристика (рисунок 1в) реализуется при комбинации рессоры и подрессорника (например, торсионна и буферной пружины) [1, 2, 4, 5, 7, 10, 13, 14]. Малая жесткость  $m_{к1}$  торсионной подвески при небольших ходах опорных катков  $f_k \leq 2f_{кc}$  снижает вертикальные ускорения при движении машины по мелким неровностям, если буфер не включается в работу слишком рано. Увеличение жесткости до  $m_{к2}$  при больших ходах опорных катков  $f_k > 2f_{кc}$  ( $f_{кc}$  – статический ход опорных катков машины) за счет подключения буферной пружины повышает энергоемкость подвески, снижая вероятность ее пробоя, улучшая тем самым плавность хода гусеничных машин. Установка большого количества амортизаторов обеспечивает быстрое гашение колебаний машины на упругой подвеске.



**Рисунок 1. Нелинейные характеристики подвесок гусеничных машин:**  
 а) пневматической и пневмогидравлической; б) гидравлической;  
 в) комбинированной металлической

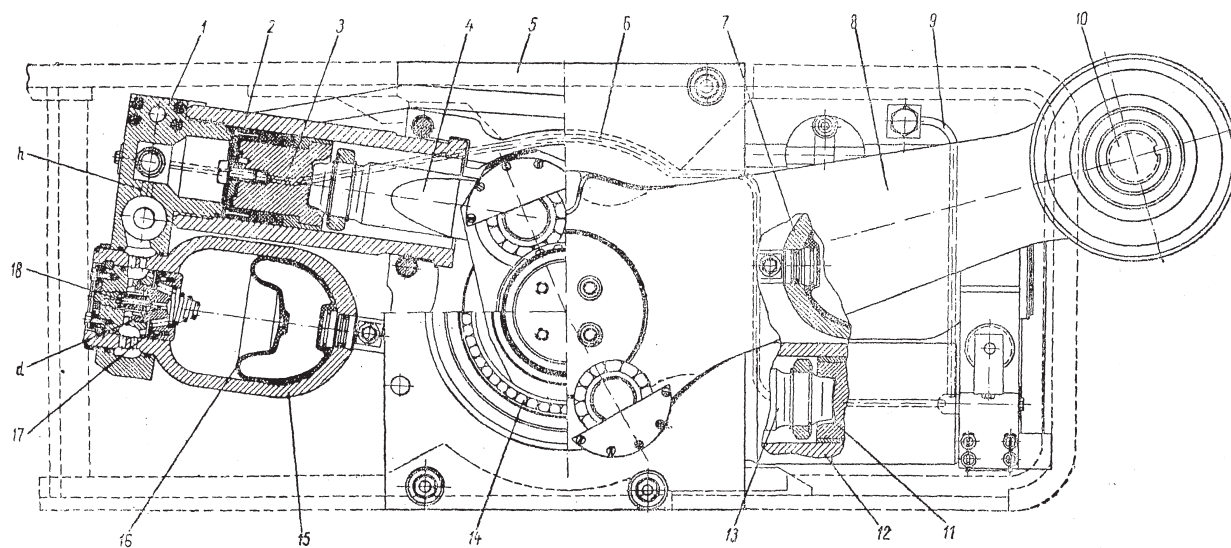
Энергоемкость подвески складывается из потенциальной энергии полностью деформированных рессор и подрессорников и из работы амортизаторов на прямом ходу опорных катков машины. В пневматических рессорах упругим звеном служит газ (воздух или азот), который нейтрален к минеральным маслам.

В пневмогидравлических рессорах газ сжимается до 20 – 30 МПа, а рабочая жидкость (минеральное масло) является «жестким» стержнем, так как она начинает сжиматься при давлении более 60 МПа. Характеристика такой рессоры имеет политропический, нелинейный вид (рисунок 1а).

В гидравлической рессоре упругим звеном является рабочая жидкость (масло), давление в которой составляет 200 – 300 МПа. Этим объясняется огромная конструктивная сложность создания такой подвески. Практически она еще не создана. На рисунке 1б представлена характеристика комбинированной гидравлической подвески, в которой упругими звеньями являются и газ, и жидкость.

В пневмогидравлических рессорах газ может быть заключен в цилиндр с плавающим поршнем-разделителем (БМД-1) или в упругую оболочку (танк МБТ-70). На рисунке 2 пред-

ставлена конструкция такой подвески [15].



**Рисунок 2. Пневмогидравлическая подвеска опытного танка МБТ-70**

Такая подвеска индивидуальная и установлена на всех опорных катках танка МБТ-70. В ее состав входит трехплечий балансира 8, опирающийся на подшипник 14 корпуса 5. В большом плече балансира закреплена ось 10 опорного катка; два малых плеча шарнирно соединены с шатунами 4 и 13 рессоры. Каждая из них состоит из неподвижных рабочих цилиндров 2 и 12, поршней 3 и 11 и ресиверов 7 и 15, которые соединены с рабочими цилиндрами 2 и 12 сверлением  $h$  основания 1.

В упругой оболочке ресивера, изготовленной из специальной резины, находится азот; остальной объем ресивера и объем рабочих цилиндров 2 и 12 заполнен минеральным маслом. На пути масла из цилиндра в ресивер установлен жиклер  $d$  гидравлического амортизатора с обратным клапаном 17, свободно пропускающим рабочую жидкость в ресивер на прямом ходу опорного катка. Электромагнитный клапан 18 автоматически изменяет сопротивление в амортизаторе в зависимости от скорости движения танка и внешних условий. Специальная система регулирует количество рабочей жидкости в рессоре и, соответственно, клиренс и дифферент корпуса танка. Реакция грунта уравнивается давлением газа в ресивере. При подъеме опорного катка газ в ресивере сжимается, обеспечивая смягчение толчков и ударов, действующих на опорный каток. На обратном ходу газ возвращает его в исходное положение. Таким образом, в рабочем цилиндре выполняется функция гидравлического амортизатора.

Пневмогидравлическая подвеска обеспечивает высокую плавность хода гусеничной машины, изменение клиренса и дифферента, автоматическое натяжение гусениц и при необходимости жесткую фиксацию опорных катков относительно корпуса машины.

Пневмогидравлическая рессора, обладая нелинейной характеристикой, способна нагружать опорные катки при  $f_k = 0$ . Это обстоятельство вынуждает предусматривать дополнительные нижние упоры, ограничивающие ход опорного катка вниз, воспринимающие предварительную нагрузку  $P_{пр}$  сжатого газа.

Пневматические и пневмогидравлические подвески различаются и способом соединения с корпусом гусеничной машины и балансиром опорного катка (см. рисунок 3).

Рабочий цилиндр шарнирно закрепляется в корпусе гусеничной машины, а шток поршня шарнирно соединяется с балансиром (рисунок 3г) или с дополнительным рычагом вала балансира (рисунок 3а и рисунок 3д). В схемах на рисунке 3б и рисунке 3в рабочий цилиндр совмещен с балансиром и шарнирно соединяется в точке А. Недостатком схем, представленных на рисунках 3б и 3в, является высокая боковая нагрузка, от которой оси свободны в схемах на рисунках 3а, 3г и 3д.

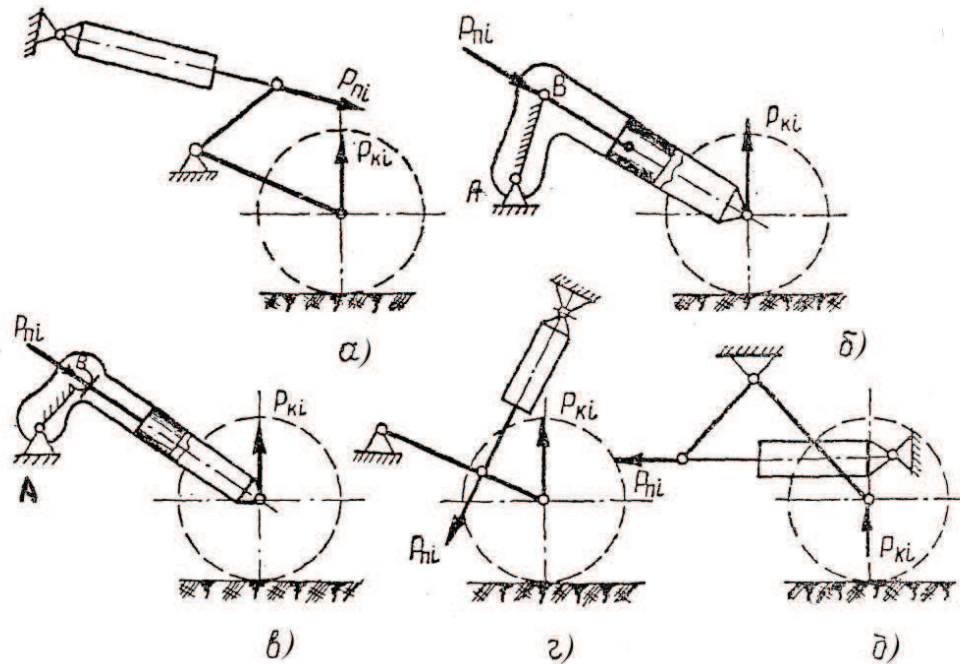


Рисунок 3. Различные схемы установки рессор

**Поверочный расчет пневматической подвески**

Поверочный расчет сводится к определению показателей плавности хода гусеничной машины – модуля жесткости рессоры  $m_k$ , периода собственных колебаний корпуса машины  $T_\phi$ , а также живучести – удельной потенциальной энергии  $\lambda$  и максимального давления газа в пневматическом цилиндре  $\rho_m$ .

Применительно к подвеске итогом расчета будет построение характеристики зависимости усилия на опорном катке от его хода  $P_k = f(f_k)$ , уточненной графоаналитическим методом.

Исходными данными для расчета считаются:

- радиусы балансира  $R_b$  и рычага  $R$  от балансира к штоку поршня рабочего цилиндра;
- статическая нагрузка  $P_{kc}$  на опорный каток [1, 3]:

$$P_{kc} = \frac{G_{\Pi}}{2n_k} \approx \frac{0,9G}{2n_k}, \tag{1}$$

где:  $G_{\Pi}$  – подрессоренный вес гусеничной машины;

$G$  – максимальный вес гусеничной машины;

$n_k$  – число опорных катков одного борта.

- ход опорных катков: статический  $f_{kc}$ ; динамический  $f_{kd}$ ; полный  $f_{km} = f_{kc} + f_{kd}$ ;
- площадь поршня рабочего цилиндра  $F_{\Pi}$  и минимальный объем газа в пневматическом цилиндре  $V_{min}$  (при посадке поршня-разделителя пневматического цилиндра на упор);
- показатель политропы сжатия  $\chi = 1,2 - 1,3$ .

Для упрощения решения характеристику можно строить только для значения клиренса.

Полный ход опорного катка разбивается на произвольное число, включающее исходное, статическое и крайнее верхнее положение (рисунок 4).

Для каждого хода опорного катка необходимо найти соответствующее перемещение поршня рабочего цилиндра  $f_{ni}$  и записать его во вторую строку таблицы (рисунок 4), рассчитать давление газа под статической нагрузкой на опорный каток  $P_c$ :

$$P_c = \frac{P_{kc} u_c}{F_{\Pi}}, \tag{2}$$

где:  $P_{kc}$  – статическая сила, действующая на опорный каток при  $f_{kc}$ ;

$F_{\Pi}$  – площадь поршня рабочего цилиндра;

$u_c$  – передаточное число от опорного катка к поршню.



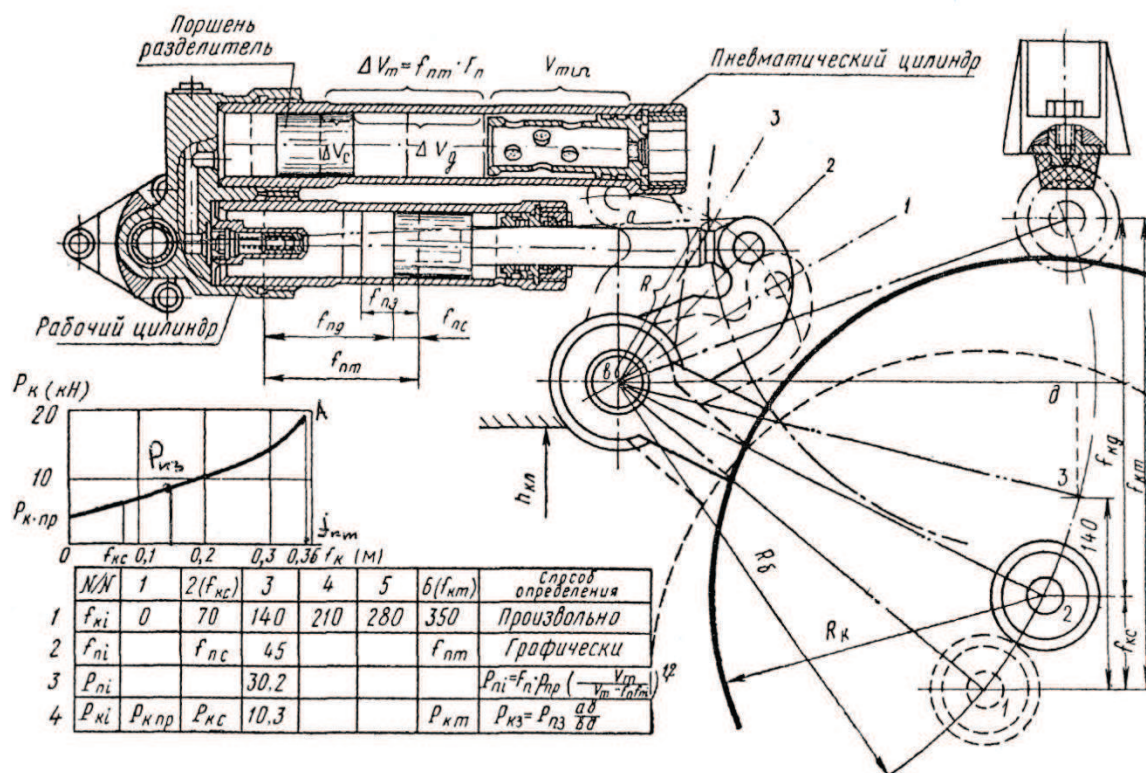


Рисунок 4. Расчетная схема пневмогидравлической подвески

Величина  $u_{ci}$  определяется отношением плеч при каждом положении опорного катка:

$$u_c = \frac{bd_i}{va_i}, \quad (3)$$

где:  $d_i$  и  $a_i$  – проекции положений балансира  $R_6$  и рычага  $R$  к штоку поршня рабочего цилиндра на горизонтальную прямую.

Например, для третьего положения опорного катка (см. рисунок 4):

$$u_3 = \frac{bd_3}{va_3}. \quad (4)$$

По уравнению политропы находим предварительное давление газа  $\rho_{np}$  в пневматическом цилиндре на вывешенной машине, когда балансиры подвески прижаты к нижним упорам:

$$\rho_{np} = \rho_c \left( \frac{V_{max} - F_{п} f_{nc}}{V_{max}} \right)^{\lambda}, \quad (5)$$

где:  $F_{п}$  – площадь поршня;

$\rho_c$  – давление газа в пневматическом цилиндре под статической нагрузкой на опорный каток;

$V_{max}$  – максимальный объем газа в пневматическом цилиндре,

$$V_{max} = V_{min} + F_{п} f_{пmax}, \quad (6)$$

где:  $f_{пmax}$  – максимальный ход поршня рабочего цилиндра.

Затем по уравнению политропы вычисляется усилие на поршне рабочего цилиндра в каждом положении опорного катка:

$$P_{ni} = \rho_{np} F_{п} \left( \frac{V_{max}}{V_{max} - F_{п} f_{ni}} \right)^{\lambda}. \quad (7)$$

Значения  $P_{ni}$  по абсолютной величине, как и предыдущее, записывается в третьей строке таблицы (см. рисунок 2).

Графически по отношению плеч определяются остальные передаточные числа  $u_{ci}$ , а затем вычисляются усилия на опорном катке  $P_{ki}$  и заполняется строка таблицы (см. рисунок 4):

$$P_{ki} = \frac{P_{\pi i}}{u_{ci}}. \quad (8)$$

По данным таблицы (см. рисунок 4) строится характеристика подвески и определяется модуль жесткости рессоры в пределах двойного статического хода опорного катка:

$$m_{к1} = \frac{P_{пз} - P_{ппр}}{2f_{кc}}. \quad (9)$$

Период колебаний корпуса подвески  $T_{\varphi}$  определяется по зависимости [3]:

$$T_{\varphi} = 2\pi \sqrt{\frac{J_y}{2m_{к1} \sum_1^n l_i^2}}, \quad (10)$$

где:  $J_y$  – момент инерции машины относительно её поперечной оси;

$l_i$  – расстояние оси опорного катка от центра тяжести машины;

$m_{к1}$  – модуль жесткости рессоры.

Величина  $T_{\varphi} = 1,1 - 1,5$  с, что обеспечивает высокую плавность хода машины по совокупности дорожных условий.

Пневмогидравлическая подвеска обеспечивает высокую живучесть машины как благодаря принятой компоновке, так и оптимальной удельной потенциальной энергии  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{U_F}{P_{кc}} = \frac{F m_{рк} m_{fk}}{P_{кc}}, \quad (11)$$

где:  $U_F$  – площадь криволинейной трапеции  $OP_{\text{пр}}Af_{к}$ , (рисунок 2) эквивалентна потенциальной энергии подвески опорного катка;

$m_{рк}$  и  $m_{fk}$  – масштабы сил  $P_{к}$  и хода катка  $f_{к}$ .

Вторым показателем живучести является величина максимального давления газа  $\rho_m$ , который служит отправной величиной для последующих расчетов деталей подвески:

$$\rho_m = \rho_{\text{пр}} \left( \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}} \right)^{\chi}. \quad (12)$$

Давление  $\rho_p$ , при котором может произойти разрушение цилиндра, находится по формуле:

$$\rho_p = \frac{\alpha^2 - 1}{2\alpha}, \quad (13)$$

где:  $\alpha$  – отношение наружного диаметра пневмоцилиндра к внутреннему  $D_{\text{в}}$ , величину которого можно принять равной величине диаметра поршня-разделителя  $D_{\text{п}}$  ( $D_{\text{в}} \cong D_{\text{п}}$ );

$\sigma_s$  – максимальное напряжение, равное пределу текучести материала (для стали 12Х  $\sigma_s = 850$  МПа).

Задав запас прочности  $n$  ( $\rho_p = n\rho_m$ ) и подставив его в уравнение (13), получим:

$$D_{\text{в}} = D_{\text{п}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{2n\rho_m}{\sigma_s}}}. \quad (14)$$

### Проектировочный расчет пневмогидравлической подвески

Проектировочный расчет проводится в целях определения основных размеров пневмогидравлической рессоры в предположении, что передаточное число от опорного катка к поршню рабочего цилиндра – величина постоянная ( $u_c = \text{const}$ ).

Рассчитывают основные размеры рабочего цилиндра (площадь поршня  $F_{\text{п}}$  и внутреннюю длину цилиндра  $l_{\text{ц}}$ ); определяют минимальный  $V_{\text{min}}$  и полный  $V_{\text{max}}$  объем рабочего цилиндра (или упругой оболочки ресивера, рисунок 5); вычисляют статическое  $\rho_c$  и минимальное  $\rho_{\text{пр}}$  давление газа.

Известными считаются:

- статическая нагрузка на опорный каток  $P_{кc}$  (1);
- коэффициент динамичности

$$K_d = \frac{P_{км}}{P_{кс}} = 3 \dots 5, \quad (15)$$

где:  $P_{км}$  – максимальная нагрузка на опорный каток;  
 $R_{\sigma}$  – радиус балансира;  
 $f_{кс} = (0,2 \dots 0,3)h_{кл}$  – статический ход опорного катка,  
 $h_{кл}$  – величина клиренса машины;  
 $f_{к\delta} = 0,6 h_{кл}$  – динамический ход опорного катка;  
 $f_{км} = f_{кс} + f_{к\delta}$  – полный ход опорного катка;  
 $\rho_m = 25 \dots 35\text{МПа}$  – максимально допустимое давление газа в пневмоцилиндре;  
 $u_c$  – передаточное число от опорного катка к поршню рабочего цилиндра, считается во всех положениях подвески постоянным и равным  $u_c = R_{\sigma}/R$  ( $R$  – радиус от балансира к штоку поршня рабочего цилиндра).

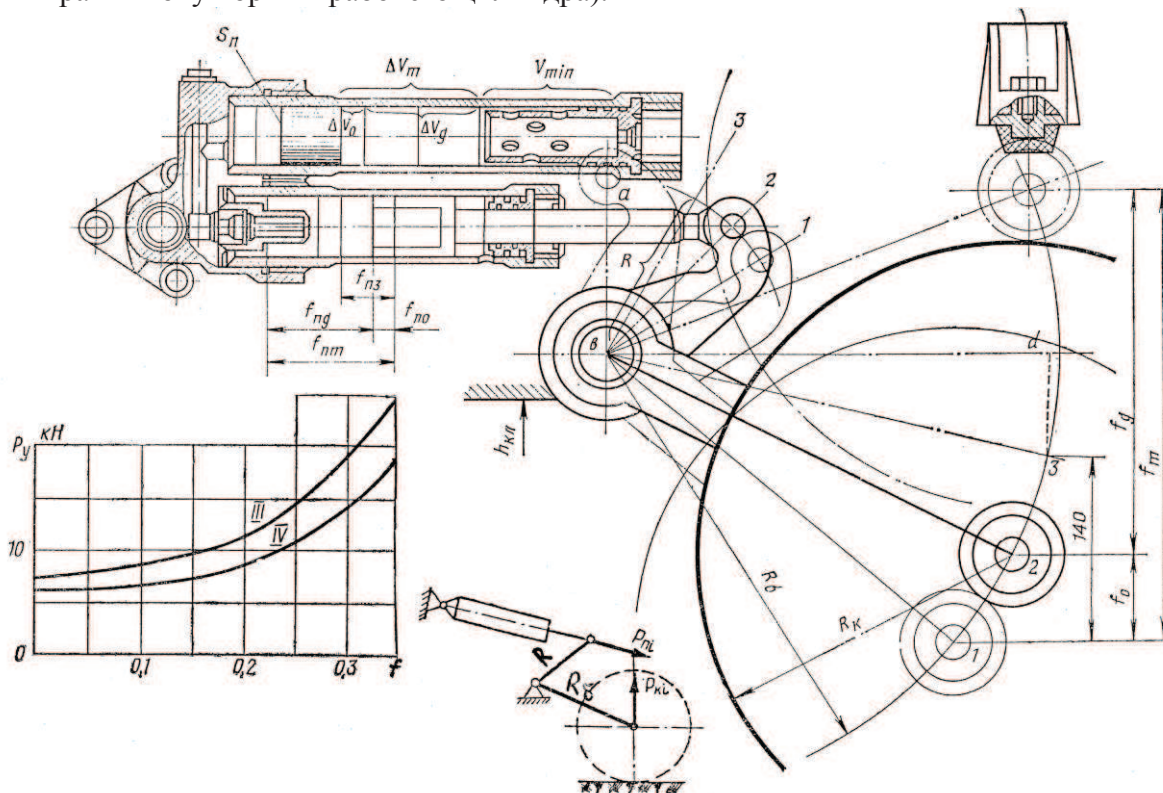


Рисунок 5. Расчетная схема подвески

Проектный расчет ведут в следующей последовательности:

1. Выбирают схему пневмогидравлической подвески (рисунок 3) и исходя из компоновочных соображений назначают передаточное число  $u_c$ .

Выбранная схема подвески (рисунок 1а) благоприятна в компоновочном отношении. Уменьшение передаточного числа  $u_c$  сокращает диаметр рабочего цилиндра, но увеличивает его длину, что положительно влияет на температурный режим рессоры. Подсчитывают радиус рычага  $R$ , жестко связанного с валом балансира.

2. Коэффициент динамичности определяют из условия обеспечения жесткости в статике:

$$C_{f_{кс}} = \frac{P_{уmax} - P_{кс}}{f_{кд}} \approx \frac{(K_d - 1)P_{кс}}{f_{кд}},$$

откуда

$$K_d \approx \frac{C_{f_{кс}} f_{кд}}{P_{кс}} + 1, \quad (16)$$

где:  $P_{уmax}$  – максимальная упругая сила.

Величина коэффициента динамичности согласно уравнению (15) остается в пределах  $K_d = 3 - 5$ .

3. Площадь поршня  $F_{п}$  определяют так, чтобы при максимальной услиии на опорном катке

$P_{км}$ , давление газа в пневматическом цилиндре не превышало бы принятой нормы  $\rho_m$ :

$$F_{\Pi} = \frac{P_{км} u_c}{\rho_m} = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4},$$

откуда:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 P_{км} u_c}{\pi \rho_m}}. \quad (17)$$

4. Внутренняя длина рабочего цилиндра:

$$l_{ц} = l_{\Pi} + \frac{f_{км}}{u_c} + \Delta, \quad (18)$$

где:  $l_{\Pi} \approx D_{\Pi}$  – длина поршня, примерно равная его диаметру;

$\Delta = 0,02 - 0,03$  – запас хода поршня, исключающий удар поршня в торец рабочего цилиндра.

5. Минимальный объем газа в пневматическом цилиндре  $V_{min}$  определяется из условия заданного коэффициента динамичности:

$$k_d = \frac{P_{км}}{P_{кс}} = \frac{P_{пм}}{P_{пс}} = \frac{\rho_m}{\rho_c}, \quad (19)$$

где:  $P_{км}, P_{пм}$  – усилие на опорном катке и в поршне рабочего цилиндра, соответственно;

$P_{кс}, P_{пс}$  – статическая нагрузка на опорный каток и поршень рабочего цилиндра, соответственно;

$\rho_m, \rho_c$  – максимальное и статическое давление газа в пневматическом цилиндре.

В процессе политропического сжатия вычисляется коэффициент динамичности:

$$k_d = \frac{\rho_m}{\rho_c} = \frac{V_{min} + V_{кд}}{V_{min}} = 1 + \frac{V_{кд}}{V_{min}} = 1 + \frac{\frac{F_{\Pi} f_{кд}}{u_c}}{V_{min}},$$

откуда:

$$V_{min} = \frac{\frac{F_{\Pi} f_{кд}}{u_c}}{\sqrt[k_d]{k_d} - 1}, \quad (20)$$

где:  $V_{кд} = \frac{F_{\Pi} f_{кд}}{u_c}$ .

Поэтому полный объем пневматического цилиндра равняется:

$$V_{max} = V_{min} + \frac{F_{\Pi} f_{км}}{u_c}. \quad (21)$$

6. Давление газа  $\rho_c$  при статической нагрузке на опорный каток будет в  $k_d$  меньше максимального  $\rho_m$ :

$$\rho_c = \frac{\rho_m}{k_d}. \quad (22)$$

Минимальное давление газа  $\rho_{пр}$  в пневматическом цилиндре вычисляется также по уравнению политропы [1, 3]:

$$\frac{\rho_m}{\rho_{пр}} = \left( \frac{V_{max}}{V_{min}} \right)^{\chi}; \quad \rho_{пр} = \rho_m \left( \frac{V_{min}}{V_{max}} \right)^{\chi}. \quad (23)$$

Соответственно, предварительное усилие на опорном катке:

$$P_{кпр} = \frac{\rho_{пр} F_{\Pi}}{u_c}. \quad (24)$$

Для выявления оценочных показателей плавности хода и живучести спроектированной подвески строится ее политропическая характеристика:

$$P_{ки} = P_{кпр} \left( \frac{V_{max}}{V_{max} - \frac{F_{\Pi} f_{ки}}{u_c}} \right)^{\chi}, \quad (25)$$

или реальная, считая, что передаточное число от опорного катка к штоку рабочего цилиндра – постоянная величина ( $u_c = const$ ).



Используя значение показателей и подставив их в уравнение (25), на рисунке 5 строим характеристику подвески  $P_k = f(f_k)$  для двух значений клиренса  $h_{кл} = 450$  мм (максимальный) и  $h_{кл} = 420$  мм (нормальный).

### Пневмогидравлическая подвеска боевой машины десанта БМД-1

Подвеска БМД-1, представленная на рисунке 6 [15], включает корпус 5, рабочий цилиндр 10 и пневматический цилиндр 3.

В пневматическом цилиндре установлен поршень-разделитель. Полости за поршнем-разделителем и поршнем рабочего цилиндра заполнены минеральным маслом, которое выполняет функцию жесткого стржня.

Хвостовик корпуса, в котором на резьбе установлен пневматический цилиндр, является упором, на который садится поршень-разделитель при максимальном ходе опорного катка.

Поршень-разделитель, перемещаясь в пневматическом цилиндре сжимает газ в пневмокамере А. В рабочем цилиндре 10 установлен поршень со штоком 8. Со стороны корпуса 5 в рабочем цилиндре установлен амортизатор, включающий корпус 6 и клапан 7. В корпусе предусмотрены постоянно открытые отверстия е; отверстия ж открыты только на прямом ходе опорного катка (вверх).

Корпусом 5 подвеска крепится шарнирно с корпусом машины. Шток поршня рабочего цилиндра соединяется шарнирно через рычаг с балансиром. При наезде на препятствие опорный каток перемещается вверх (прямой ход), поршень рабочего цилиндра через каналы корпуса 5 заполняет полость В пневматического цилиндра минеральным маслом, перемещая поршень-разделитель в полость А; давление газа при этом возрастает с  $\rho_c$  до  $\rho_m$ , т.е. со статического хода опорного катка  $P_{kc}$  до максимального  $P_{км}$ .

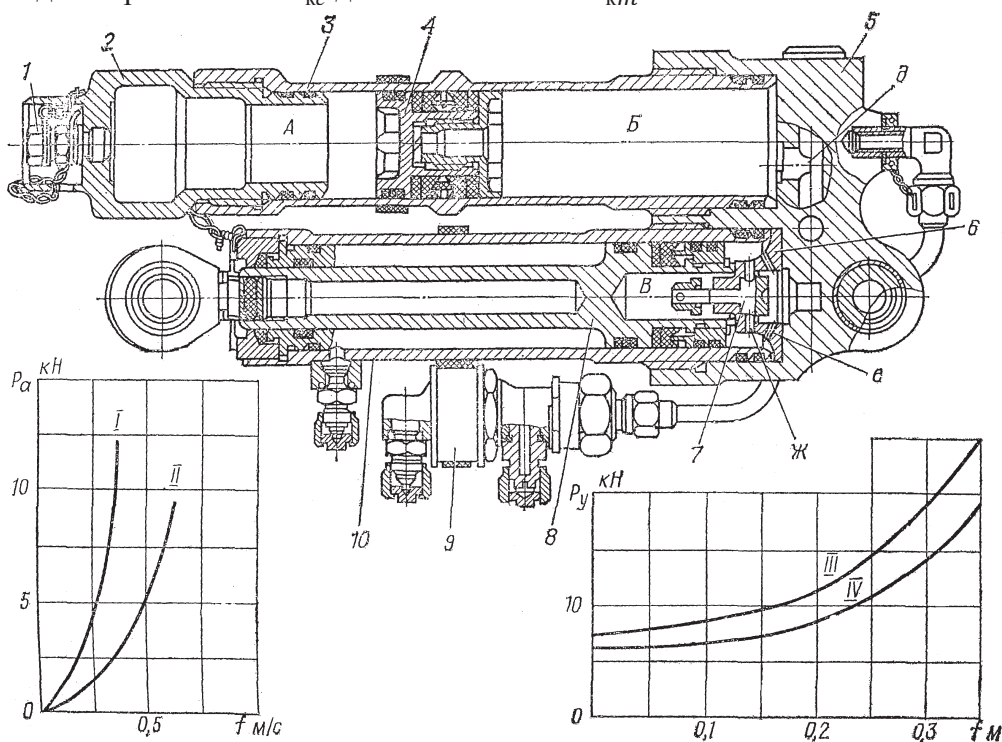


Рисунок 6. Пневматическая подвеска боевой машины десанта БМД-1

На обратном ходе опорного катка, клапан амортизатора 7 закрывается, скорость хода опорного катка снижается, тем самым уменьшается колебательный процесс машины.

### Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
2. Проектирование ходовых систем тракторов/ В.М. Шарипов, Л.А. Дмитриева, А.И. Сергеев и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 82 с.
3. Конструкция и расчет танков и БМП/ Под общ. ред. В.А. Чобитка. – М.: Военное издательство, 1984. – 375 с.



4. Тракторы. Конструкция/ В.М. Шарипов, Д.В. Апельинский., **Л.Х. Арустамов** и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
5. Тракторы и автомобили/ В.М. Шарипов, М.К. Бирюков, Ю.В. Дементьев и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Издательский дом «Спектр», 2010. – 351 с.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Разработка адаптивных законов управления двухуровневым демпфированием в подвеске быстроходных многоосных колесных машин // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – №1 (72). – С. 28-33.
7. Метод выбора рациональных параметров системы поддрессоривания быстроходных гусеничных машин / **В.А. Савочкин**, В.М. Шарипов, И.А. Смирнов и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – №3. – С. 12-18.
8. Золотаревская Д.И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора с амортизаторами на передней подвеске // Тракторы и сельхозмашины. 2014. №1. – С. 8-11.
9. Золотаревская Д.И. Оценка влияния скорости колесного трактора и других факторов на его колебания // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №2. – С. 21-25.
10. К вопросу об оптимизации системы поддрессоривания быстроходной гусеничной машины / **В.А. Савочкин**, В.М. Шарипов, И.А. Смирнов, С.М. Шишанов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – №3(21). – Т.1. – С. 79-90.
11. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В., Никитенко А.Н. Применимость различных схем динамической системы колесного трактора при расчетной оценке его вибронагруженности // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №1. – С. 20-25.
12. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В. Результаты экспериментальных исследований кинематических возбуждений машин от с.-х. профилей пути // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №9. – С. 34-38.
13. Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю., Сергеев А.И. Теоретические исследования колебаний колесного трактора при работе в тяговом режиме // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №3. – С. 17-20.
14. Лысов А.М. Выбор подвески гусеничного с.-х. трактора треугольной компоновочной схемы тягового класса 5-6 // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – №3. – С. 26-29.
15. Стрелков А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с.

### **Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды**

д.т.н. проф. Лагерев А.В., к.т.н. Лагерев И.А.  
Брянский государственный университет им. акад. И.Г.Петровского  
8 (4832) 64-81-17, [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru)

*Аннотация.* Сформулирована и решена задача условной нелинейной технико-экономической оптимизации размещения и высоты промежуточных опорных конструкций при проектировании линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды.

*Ключевые слова:* метро канатное, оптимизация, конструкция промежуточная опорная, станция посадочная, канат, стоимость

Канатное метро, представляющее собой дальнейшее развитие подвесных канатных дорог, является эффективной альтернативой традиционным видам наземного общественного транспорта [1]. Это скоростной городской транспорт, так как проектная скорость движения составляет 40 – 60 км/ч, что в 1,5 – 2 раза выше средней скорости движения традиционного транспорта. Канатное метро уже начали активно использовать как общественный транспорт для урбанизированной среды в Европе, Азии и Латинской Америке [2].

Значительную составляющую в общую стоимость строительства канатного метро, включая расходы на проектно-конструкторские, изыскательские, строительно-монтажные