

Инж. Кроль А.А.

K-83

629.43

K83

Конструкции самолетов

Вып. 5

Амортизация шасси самолета

=====
=====
=====

ПЕРЕСЫЛК 20 12

180

Научно-техническая
библиотека
"ХАИ"


kn0003814

ПЕРЕСЫЛК 20 13 р.

1938 г.
г. Харьков

БИБЛИОТЕКА
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО
ЦЕНТРА

3814

Амортизация шасси

Назначение амортизации шасси (пневматика и амортизаторы) - поглощать энергию удара при посадке или при пробеге (разбеге) самолета. Энергия поглощается за счет усадки пневматика δ и сжатия амортизационной стойки S (рис. 215)^{*)}

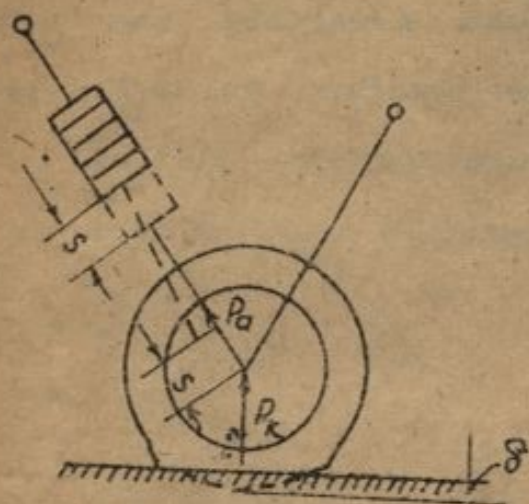


Рис. 215

Нормы прочности определяют безопасную энергию A , которую должна воспринимать амортизация самолета при динамическом приложении силы (эксплуатационная работа амортизации).

Если P_K - сила, приходящаяся на колесо при посадке (рис. 215), а L - путь силы P_K за счет хода

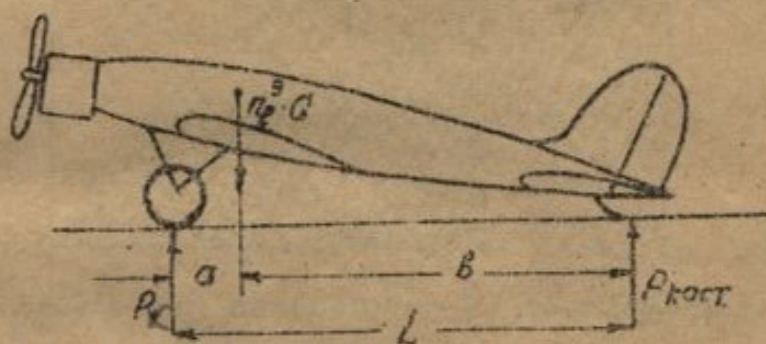


Рис. 216

амортизации (т.е. усадки пневматика и деформации амортизатора), то работа A амортизации может быть выражена как:

$$A = C \cdot P_K \cdot L \cdot m$$

*) При расчете самолета на удар при посадке, обычно, учитывается только смягчающее действие пневматиков и специальных амортизирующих устройств, хотя все сильно деформирующиеся части самолета работают как амортизаторы, смягчая передачу ударных нагрузок от шасси к более удаленным элементам конструкции и поглощая часть энергии удара. Пренебрежение этим обстоятельством объясняется как малостью поглощенной доли энергии, так и трудностью учета ее при расчете.

где C - коэффициент, учитывающий закон изменения, $P_k = f(L)$,
 m - число колес.

Очевидно, что чем больше ход амортизации L , тем меньше значение силы P_k , способной развить работу A .

Амортизация, способная поглотить эксплуатационную работу при небольших значениях силы (за счет больших деформаций) носит название мягкой.

Из двух амортизаторов I и II (рис. 217), поглощающих одинаковую энергию A , более мягким будет амортизатор II, ибо

$$P_{II} < P_I$$

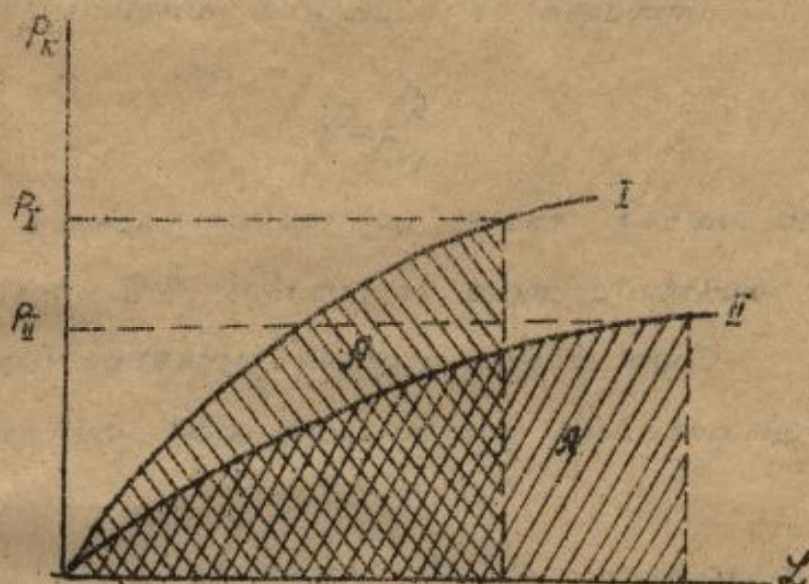


Рис. 217

Нормы прочности разбивают на две группы:

1. Самолеты, шасси которых оборудованы стандартными пневматиками размером не менее чем 1350×300 мм или баллонетовыми колесами с безопасным обжатием больше 160 мм, и самолеты, имеющие посадочную скорость $V_{\text{пос.}}$ меньше 90 км/час, какие бы пневматики на них не стояли.

Для них

$$A = 0,4 G \text{ (кг) км-метр} \quad (1)$$

где G - полный вес самолета.

2. Самолеты, не обладающие перечисленными выше особенностями.

Для них

$$A = 0,00064 \frac{ce}{U_{\text{пос}}^2} (\text{кг}) \cdot \text{м} \cdot \text{м} \quad (2)$$

где $U_{\text{пос}}$ - посадочная скорость самолета в м/сек.*)

При максимальной безопасной перегрузке ход амортизатора S должен быть не менее величины

$$S_{\text{мин}} = (160 + 0,25 \delta_0 - \delta_{\text{max}}) \varphi_{\text{мин}} [\text{мм}] \quad (3)$$

где δ_0 - обжатие пневматика на стоянке в мм,

δ_{max} - обжатие пневматика при максимальной безопасной перегрузке n_E^3 ,

φ - среднее значение коэффициента передачи.

Вообще

$$\varphi = \frac{P_k}{P_{\text{ам}}}$$

($P_{\text{ам}}$ - усилие в амортизационной стойке, P_k - сила, действующая на колеса - см. рис. 215) зависит от геометрических соотношений шасси и, следовательно, от хода амортизации.

Соображения, поясняющие эту разбивку на две категории, следующие.

На основании обработки данных о перегрузках при пробеге самолета после посадки было найдено, что за среднюю высоту препятствия (кочки) можно принять 160 мм. Самолеты, снабженные пневматиками размером 1350x300 мм или большими, могут пройти над такими препятствиями, не перегружая амортизации, ибо возможная усадка пневматика больше высоты кочки (160 мм). Иначе говоря, колесо может "обжать" кочку, не передавая удара на ось колеса.

Для этой группы самолетов количество энергии, которую должна поглотить амортизация, определяется не из условий пробега, а из условий парашютирования и в формуле (1)

*) В случае наличия щитков-закрылок берется при закрытых щитках, но не более 35 м/сек.

Входит вес самолета и высота парашютирования, равная 0,4 м, *) $V_{\text{пос}}$ же не введена. (Для упрощения расчетной формулы не учтено то обстоятельство, что $V_{\text{пос}}$ определяет подъемную силу, поддерживающую самолет при парашютировании, и поэтому влияет на количество кинетической энергии падения A , которое должна поглотить амортизация).

Для самолетов с малыми пневматиками случай пробега по неровностям аэродрома является расчетным для определения энергии A . Вертикальная составляющая скорости самолета, которую он получает при пробеге по неровностям, будет пропорциональной скорости пробега, т.е. $V_{\text{пос}}$. Энергия A в этом случае пропорциональна массе самолета и квадрату вертикальной составляющей скорости, а следовательно и $V_{\text{пос}}^2$ [форм.(2)]. Так как для амортизации самолетов с малой $V_{\text{пос}}$ пробег по аэродрому, вследствие малой скорости, не является расчетным то для них работа находится по форм.(1). Минимальный допустимый ход амортизации S_{min} (3) дан из того условия, что переход через стандартное препятствие (160 мм) должен происходить за счет обжатия пневматика и деформации амортизационной стойки (Рис. 212). Пневматик способен сжаться на величину $(\delta_{\text{max}} - 0,25 \delta_0)$, где 0,25 - коэффициент, учитывающий, что 0,75 веса самолета уравновешивается подъемной силой крыльев.

Вертикальное перемещение оси по отношению к фюзеляжу должно быть не менее

$$h_{\text{min}} = 160 - (\delta_{\text{max}} - \delta_0)$$

*) 0,4 м - условная высота парашютирования. В действительности энергии A соответствует много большая высота парашютирования, ибо работу производит не весь вес самолета, а разность между весом и подъемной силой крыла

$$Y - \Delta G = G - Y \approx 0,25 G$$

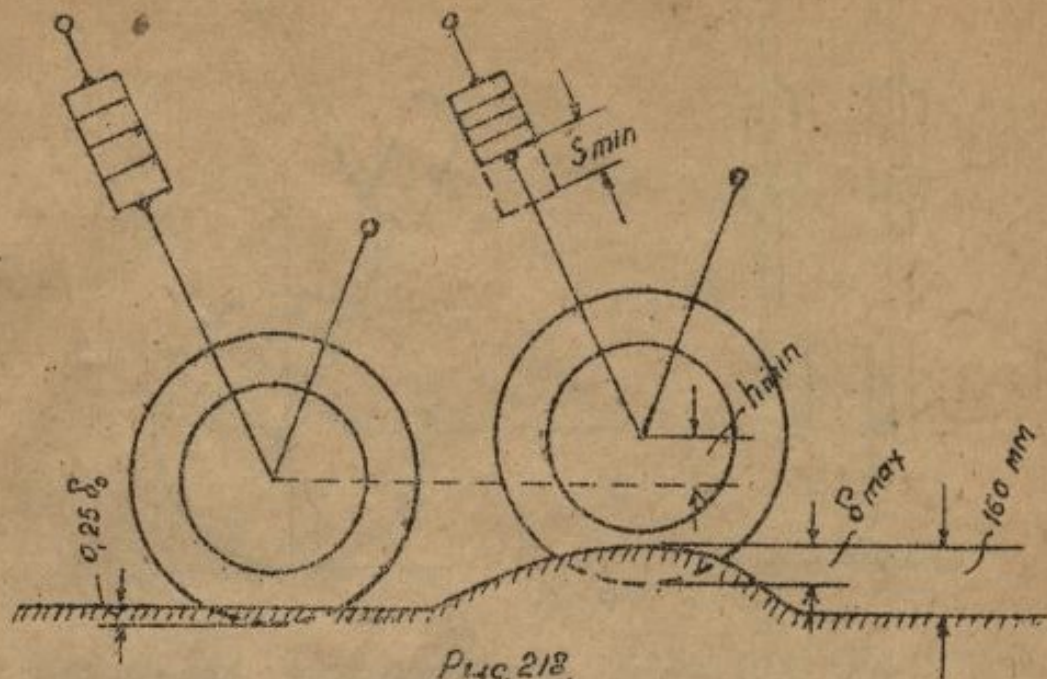


Рис. 218.

минимальное допустимое укорочение амортизационной стойки S_{min} получается умножением h_{min} на коэффициент передачи φ *)

Энергия A распределяется между пневматиками и амортизаторами, причем, если энергия, поглощенная пневматиками при максимальной безопасной перегрузке, больше $\frac{A}{2}$, то амортизаторы все же должны быть рассчитаны на восприятие половины всей энергии (из условия установки самолета на лыжи).

Коэффициент передачи.

При проектировании шасси и расчете амортизации приходится устанавливать соотношение между нагрузкой на колесо P_k и усилием в амортизаторе $P_{ам}$.

Под коэффициентом передачи φ мы будем понимать отношение

$$\frac{P_k}{P_{ам}} \quad (\varphi = \frac{P_k}{P_{ам}})$$

Очевидно, что для шасси, изображенного на рис. 219, $\varphi < 1$ ибо $P_{ам} < P_k$

*) См. следующую главу

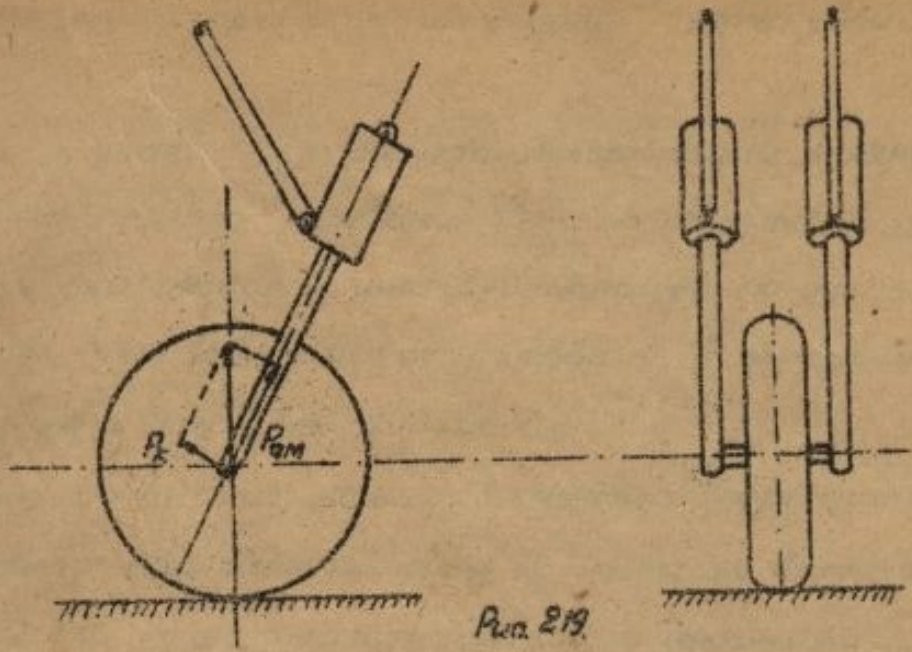


Рис. 219

Для шасси же изображенного на рис 220 - $\psi < 1$. Чем меньше коэффициент передачи шасси (т.е. чем больше сила, действующая по амортизационной стойке $P_{ам}$ при данном усилии на колесо P_k), тем меньше будет ход амортизатора, необходимый для поглощения амортизатором его доли энергии.

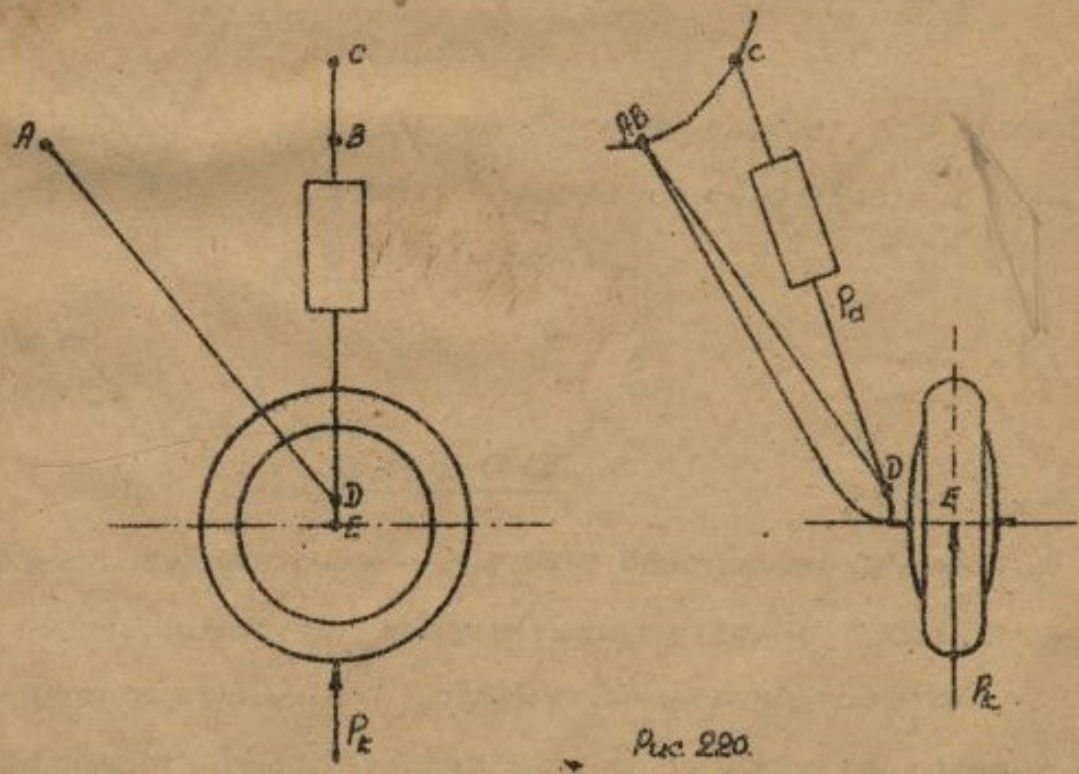


Рис. 220

Во многих конструкциях с амортизационной стойкой наклонной по отношению к силе, действующей на колесо, (например, в конструкции, показанной на рис. 220) соотношение между P_k и $P_{ам}$ будет меняться при укорочении стойки, вследст-

бие получающегося при этом изменения стержневой схемы шасси ψ

В таких случаях для расчета амортизации нужно иметь значение коэффициента передачи $\psi = \frac{R_k}{R_{ам}}$ в частности, при стоянке ψ_0 и при максимально действующей нагрузке ψ_1 .

Покажем, что коэффициент передачи ψ связывает не только силы, но и деформации шасси.

Составим уравнение начала возможных перемещений, вычисляя работу вертикальной силы R_k на малом вертикальном перемещении оси колеса по отношению к фюзеляжу Δx и усилия в амортизационной стойке $R_{ам}$ на малом укорочении стойки - приращении хода амортизации ΔS (рис. 221)

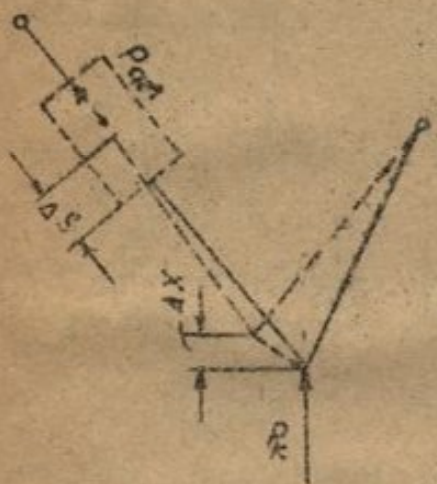


Рис. 221.

$$R_k \cdot \Delta x - R_{ам} \cdot \Delta S = 0$$

Работа $R_{ам}$ входит с отрицательным знаком (усилия противодействуют деформации).

Из уравнения следует, что коэффициент передачи связывает и силы и перемещения

$$\psi = \frac{R_k}{R_{ам}} = \frac{\Delta S}{\Delta x} \dots \dots (4)$$

Колеса

Из вышеизложенного ясно, что безопасная энергия A должна восприниматься пневматиками колес и специальными амортизирующими устройствами - амортизаторами. Таким образом выбор амортизации состоит из подбора колес и подбора амортизаторов.

Остановимся подробнее на выборе колес для самолета

^{*)} При работе амортизатора шасси рис. 219, геометрическая схема шасси остается неизменной ($\psi = const$).

Согласно классификации ЦАГИ колеса могут быть разбиты на 3 класса

I - нормальные колеса ($\psi = 8-4.5$)

II - полубаллоны » ($\psi = 4-3$)

III - баллоны » ($\psi = 2.5-2.25$)

Здесь $\psi = \frac{D}{d}$ - отношение диаметра колеса "D" к диаметру поперечного сечения покрышки "d" (рис 222).

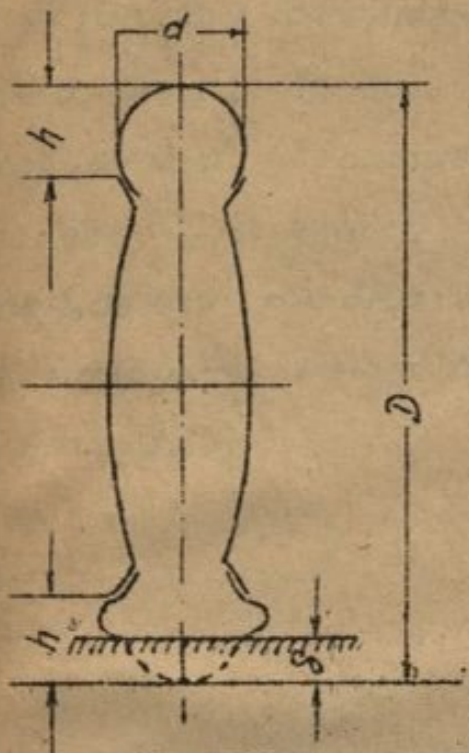


Рис 222

Согласно старым стандартам различие этих типов колес заключается не только в отношении ψ , но и в принятых для каждого класса колес давлениях:

Для колес I класса

$$p = 3.5 - 4.5 \text{ атм.}$$

Для колес II класса

$$p = 2 - 2.5 \text{ атм.}$$

Для колес III класса

$$p = 0.8 - 1.5 \text{ атм.}$$

При сравнении колес различных классов с учетом рекомендуемого для них старыми стандартами давления, мы получим следующие выводы:

1. Рабочая нагрузка на колесо (при стоянке) определяется уравнением:

$$P = \mu \cdot F \cdot p,$$

где p - внутреннее давление воздуха в колесе,

F - опорная поверхность (площадь контакта) аэрошины с землей (при усадке) (δ) равной 25% от действующей высоты покрышки h (рис 222)

μ - коэффициент $\cong 1.05$

Два колеса I и II класса, имеющие одинаковые диаметры

Д, при усадке $\delta = 0,25h$ будут различаться друг от друга как давлением p , так и площадью следа F . В результате рабочая нагрузка для этих колес будет, примерно, одинакова (например: нормальная аэрошина размером 700×100 высокого давления при $3,5$ атм. дает допустимую рабочую нагрузку на колесо 550 кг, а полубаллон размером 700×150 дает эту же нагрузку при 2 атм.).

2. Так как абсолютная величина усадки у колеса II-го класса много больше (в связи с большим диаметром покрышки d и большей действующей высотой h), чем у колеса I-го класса (при той же силе P_3), то и работа, поглощаемая пневматиком II-го класса при эксплуатационной нагрузке много больше таковой для колеса I-го класса (рис. 223).

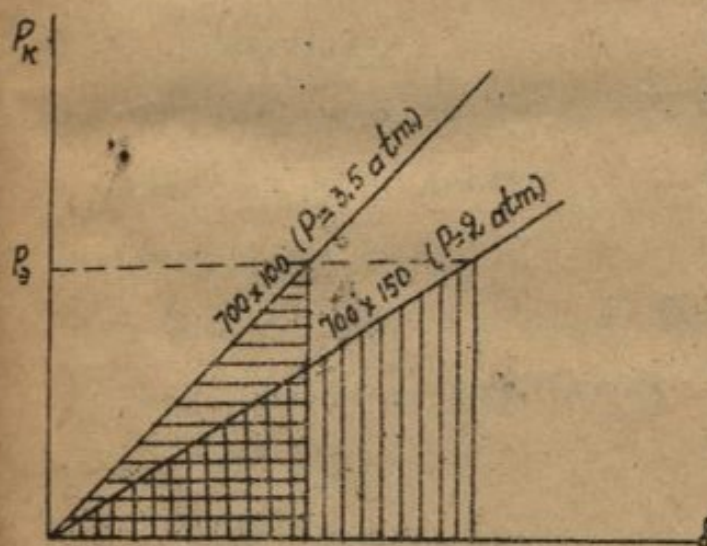


Рис. 223

Таким образом, амортизирующие свойства колеса II класса безусловно выше чем I-го.

3. В связи с большей площадью контакта у колеса II-го класса, повышается проходимость (Большая опорная поверхность не допускает проваливания в грунт).

4. В отношении габаритов — преимущество остается на стороне I-го класса. Для убывающей массы это обстоятельство оказывается решающим и вынуждает конструктора отдавать предпочтение колесам с аэрошинами высокого давления.

Но совершенно ясно, что эксплуатация колес II-го

класса при повышенном давлении воздуха в камере (до 3-4 атм.), дает этим колесам преимущество в отношении и грузоподъемности и габаритов.

На такую эксплуатацию и рассчитаны современные колеса II-го класса.

Связанная с этим некоторая потеря амортизирующих свойств *) - восполняется амортизаторами.

Таким образом, все преимущества оказываются на стороне II-го класса. Колеса I-го класса следует рекомендовать для массы убирающихся в бок при тонком профиле крыла (рис. 224).

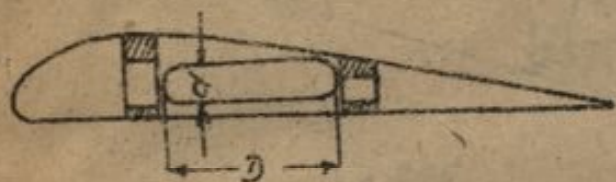


Рис 224

В этом случае решающим фактором оказывается толщина колеса d .

(Однако, и в этом случае

колесо I-го класса имеет тот

недостаток, что за счет большего диаметра D (по сравнению с колесом II-го класса, заставляет широко раздвигать лонжероны)

Что касается колес III-го класса, то эксплуатация их на низких давлениях невозможна из-за громадных габаритов.

При эксплуатации же их на высоких давлениях - к ним применимы все методы, сделанные для колес II-го класса.

Следует отметить лишь следующие их недостатки:

1. Большой вес.

2. Невозможность разместить тормоз внутри колеса

(покрышка сидит непосредственно на втулке колеса

*) Ибо при повышении давления в колесе, той же силе соответствует уже меньшая усадка.

см. фиг. 111). Тормоза выносятся в реборду, что еще более увеличивает, и без того очень большую, ширину колеса**)

3. Невозможность посадки с простреленным пневматиком

При посадке самолета с одним простреленным пневматиком, колесо I-го или II-го класса будет катиться на ободу. Реборда же колеса III-го класса настолько мала, что в большинстве случаев крыло каснется земли раньше чем реборда (рис. 225).

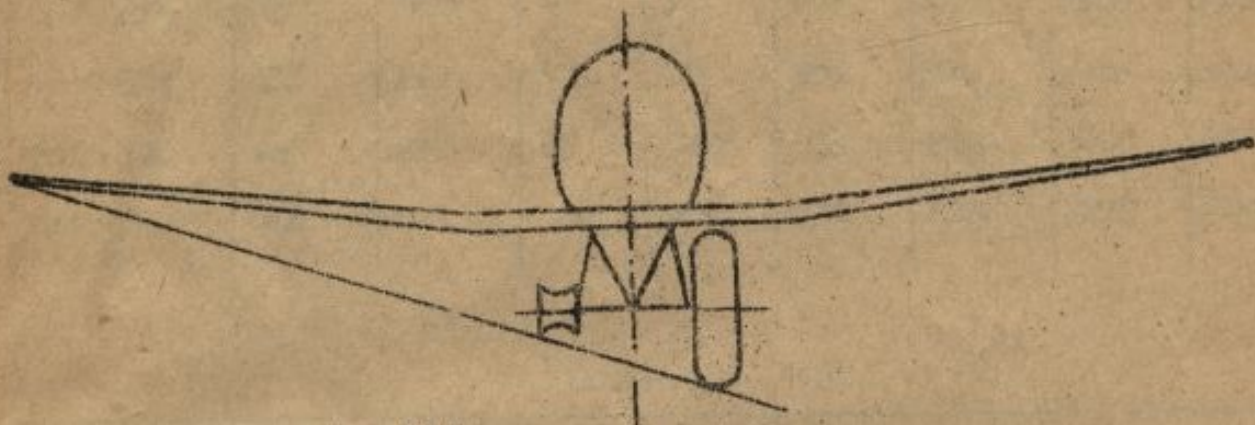


Рис. 225.

Это обстоятельство делает колеса III-го класса непригодными для боевых машин.

Все вышесказанное приводит нас к выводу, что наилучшими колесами для массы самолетов являются колеса II-го класса.

Следует отметить, что малые колеса III-го класса до 600 x 250, нетормозные, с усиленными покрышками ($P=3 \text{ атм}$); выгодно применять на хвостовых установках, где при больших нагрузках требуются малые диаметры.

Ниже приводим данные колес I, II и III класса***)

Таблицы см. стр. 12 и 13.

*) Тип Вульфи - см раздел "Управление тормозами" вып. IV.

**) См статью инж. Машкович в Т. В. СР. М-8 за 1937 г.

Таблица №1

D x d в м/м	Высота реборды м/м	Действую- щая вы- сота м/м	Усадка при рабо- чей на- грузке м/м	Площадь контакта см ²	Рабочая нагрузка при кг/см ²			
					1	2	3	4
600x75	12	63	16	92	97	195	290	390
700x100	14	86	21,5	185	135	270	410	540
750x125	16	109	27	218	230	460	690	920
800x150	18	132	33	310	325	650	980	1300
900x200	20	180	45	510	535	1070	1600	2140
1100x250	23	227	57	765	800	1600	2400	3200
1350x360	26	274	68	1020	1135	2270	3400	4500
2000x450	32	418	105	2650	2750	5500	8250	11000

Таблица №2

D x d в м/м	Высота реборды м/м	Действую- щая вы- сота м/м	Усадка при рабо- чей на- грузке м/м	Площадь контакта см ²	Рабочая нагрузка при кг/см ²			
					1	2	3	4
500x125	16	84	20	163	170	340	510	680
600x150	18	124	30	245	255	510	770	1025
700x150	18	132	35	305	320	640	960	1280
750x175	18	157	40	390	420	840	1260	1680
800x200	20	180	45	482	505	1010	1520	2020
850x250	20	205	50	682	610	1220	1840	2440
900x300	20	205	50	720	750	1500	2250	3000
950x325	20	230	60	910	950	1900	2850	3800
1000x350	25	255	65	1135	1190	2380	3560	4750
1200x450	25	275	95	1790	1880	3760	5640	7520
1600x500	25	275	95	2340	2450	4900	7350	9800
1800x700	30	410	110	3440	3000	7200	10800	14400

Таблица №3

D x d м/м	Высота реборды м/м	Действительная высота м/м	Усадка при рабочей нагрузке м/м	Площадь контакта см ²	Рабочая нагрузка при кг/см ²			
					1	2	3	4
200 x 80	10	60	15	52	55	110	165	220
300 x 125	16	82	20	109	115	230	345	460
400 x 150	17	133	33	214	235	470	710	945
450 x 200	18	162	40	314	330	660	990	1320
470 x 210	18	162	40	310	355	710	1070	1450
600 x 250	29	210	55	470	500	1000	1500	2000
900 x 400	30	370	92	1530	1600	3200	4800	6400
1100 x 475	30	445	110	2060	2160	4320	6470	8640
2000 x 900	35	845	210	1500	4700	9400	14000	18800

Примеры колес I, II и III класса показаны соответственно на фиг. 109, 110 и 111.

Диаграмма испытания колеса 1000 x 225 показана на рис. 226.

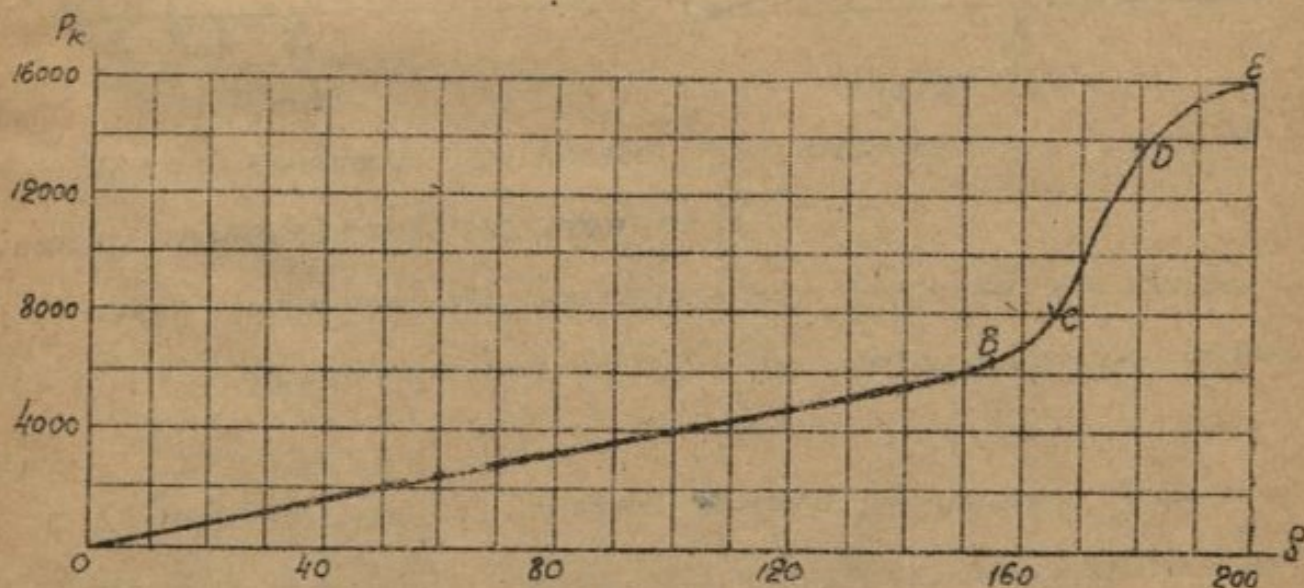


Рис. 226

На диаграмме можно отметить четыре характерных участка:

AB-деформация происходит в основном за счет обжатия пневматика

BC - основная деформация - сжатие сложившейся покрышки.

CD - основная деформация - упругая деформация колеса и покрышки.

DE - Пластическая деформация колеса и покрышки (с последующим разрушением)

При нормальной посадке пневматик работает в пределах участка АВ, близкого к прямой. Работа, поглощаемая пневматиком A_k , выражается площадью под кривой АВ.

Обычно в справочниках даются диаграммы $P_x = f(\delta)$ и $A_k = f(\delta)$ (рис. 227 и 228).

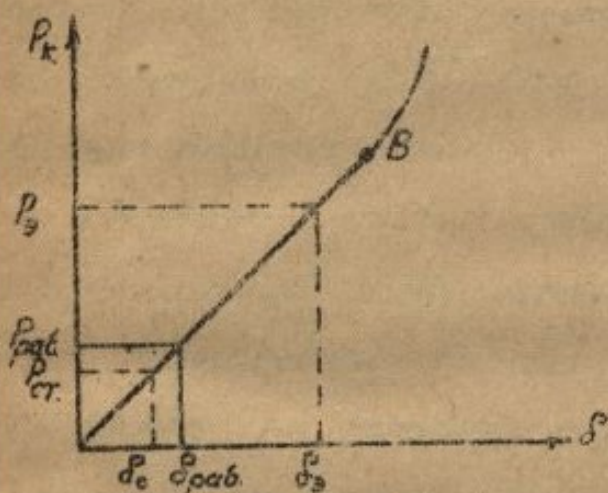


Рис. 227

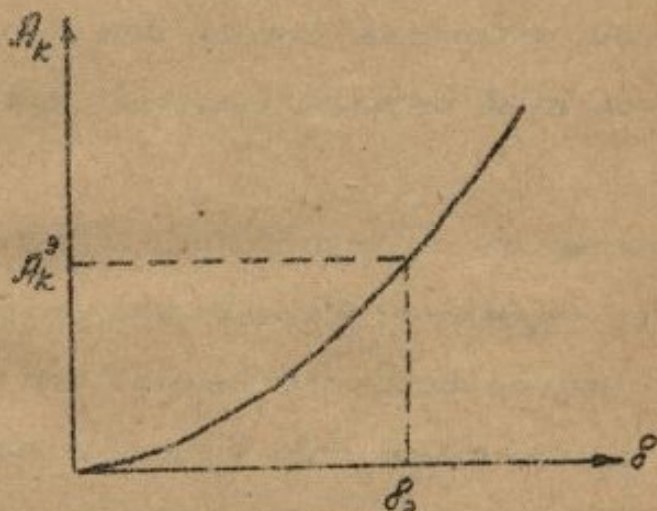


Рис. 228

Имея нагрузку на колесо при стоянке $P_{ст}$, находим усадку пневматика на стоянке δ_0 .

Имея значение эксплуатационной нагрузки на колесо $P_3 = \pi_E^3 \cdot P_{ст}$ находим соответствующую максимальную усадку δ_3 .

(Очевидно, что P_3 должна лежать в пределах участка АВ кривой $P_k = f(\delta)$. Этому соответствует, приблизительно, усадка $\delta_3 \leq 0,7d$).

Зная δ_3 по диаграмме $A_k = f(\delta)$, находим работу, поглощаемую колесом при эксплуатационной перегрузке A_k^3 .

(Если диаграммы $A_k = f(\delta)$ для данного колеса в справоч-

нике не дано, можно построить ее, имея кривую $P_k = f(\delta)$ (планиметрируя соответствующие площади). Если отсутствуют обе кривые, можно с достаточной степенью точности, принять закон изменения $P_k = f(\delta)$ линейным и построить диаграмму, проведя прямую через две известные точки:

$$P=0, \quad \delta=0; \quad P=P_{\text{рав}}, \quad \delta=\delta_{\text{рав}}$$

Рабочую нагрузку на колесо и соответствующую ей усадку имеем из таблиц 1, 2, 3.

По построенной, таким образом, диаграмме $P_k = f(\delta)$ - строим диаграмму $A_k = f(\delta)$

Разность между безопасной энергией по нормам (A) и работой, поглощаемой колесами при данной эксплуатационной перегрузке ($2A_k^2$) (при двух колесах) должна быть поглощена амортизаторами.

(В связи с частыми ошибками, допускаемыми при расчете амортизации, особо отмечаем, что вычитать следует работу, поглощаемую колесами при данной эксплуатационной перегрузке, на которую рассчитывается вся амортизация, а, отнюдь, не максимальную работу, которую способно поглотить колесо вообще)

Часто считают, что если колеса на самолете заменить большими (того же класса), от этого, амортизация станет мягче

Такое утверждение в корне не верно, ибо колесо большего размера (того же класса), способное воспринять большую энергию вообще (по сравнению с колесом меньшего размера), воспримет при одной и той же перегрузке $P_{\text{э}}$, работу A_k^2 меньшую (т.к. одному и тому же значению $P_{\text{э}}$ у него соответствует меньшая деформация $\delta_{\text{э}}$ (см. рис. 229).

В результате работа, приходящаяся на долю амортизаторов,

увеличится.

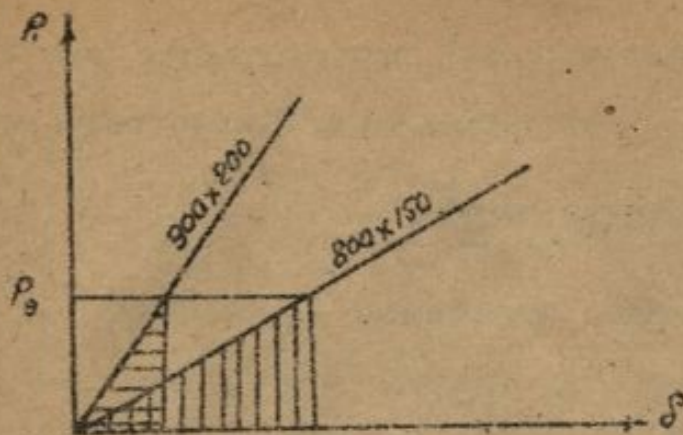


Рис. 229

должится до $\delta'_3 > \delta_3$. При этом сила P'_3 будет больше P_3 (см. рис. 230), (а отсюда $\Pi_E^{a'} > \Pi_E^a$).

(Посадка самолета будет более жесткой).

Типы амортизаторов.

Амортизаторы могут быть разбиты на три группы:

1. Резиновые.
2. Масляные.
3. Пневматические.

Каждая из этих групп имеет свои разновидности. Так, например: резиновая амортизация бывает шнуровая и пластинчатая; масляная амортизация обычно выполняется как комбинированная — масляно-пневматическая, масляно-резиновая, масляно-пружинная и т.п.

Критериями, определяющими сравнительные качества амортизаторов, являются:

1. Удобство и надежность в эксплуатации
2. Вес
3. Габариты
4. Быстрота затухания колебаний самолета при посадке.

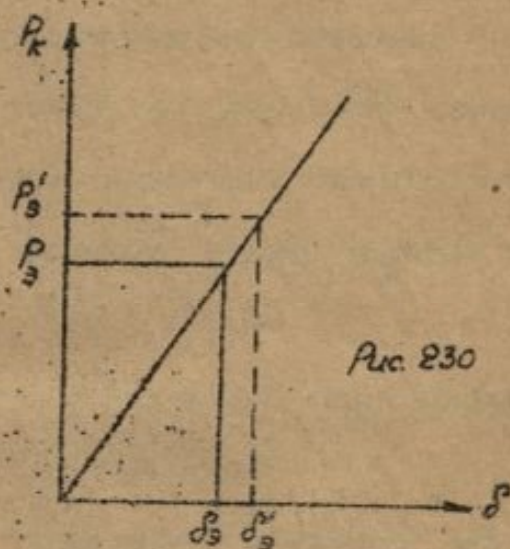


Рис. 230

5. Ход амортизатора (коэффициент полноты диаграммы)

6. Простота в производстве

Резиновая амортизация.

Одним из основных недостатков резиновой амортизации является потеря ее амортизирующих свойств при низких температурах. Если полет самолета совершался при температурах ниже -20°C , амортизирующая способность резины уже сильно понижена. При более низких температурах резина становится хрупкой и крошится. Следствием является необходимость частой смены ее (резины)

Вообще резина подвержена порче от действия солнечных лучей, сухого воздуха, попадания масла и пыли и т.п.

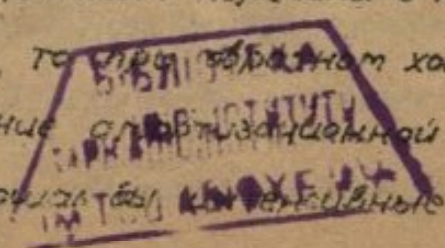
Шнуровая амортизация в отношении срока службы еще менее выгодна, чем пластинчатая.

Таким образом, резиновые амортизаторы мало надежны и неудобны в эксплуатации.

Недостатком резиновых амортизаторов являются также большой вес и большие габариты последних (в связи с малыми удельными нагрузками, допускаемыми для резины).

Рассмотрим, чем определяется быстрота затухания колебаний самолета.

При рабочем ходе на деформирование амортизатора затрачивается энергия удара. На рис. 231 (диаграмма связи между усилием в амортизаторе $P_{ам}$ и деформацией S) эта энергия соответствует вертикально-заштрихованной площади. Если бы вся затраченная энергия целиком перешла в потенциальную энергию деформации, то при обратном ходе последняя пошла бы на распрямление амортизационной стойки, вследствие чего самолет совершил бы обратные



колебания.

Постепенное затухание колебаний самолета связано с трением в механизме шасси и, в основном, с наличием гистерезиса амортизационного устройства.

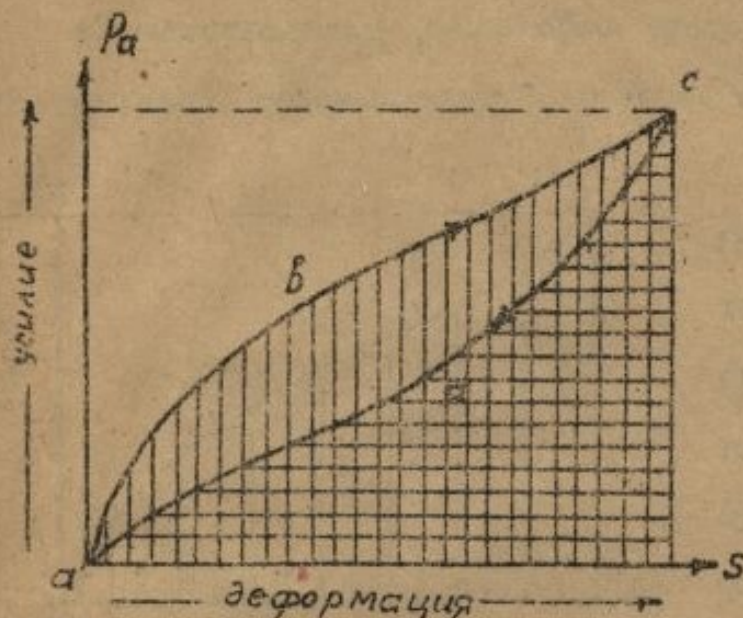


Рис. 231

Это явление проявляется в том, что часть энергии удара при прямом ходе переходит в тепловую и обратная кривая $P_{ам}$ проходит ниже кривой прямого хода. Количество потенциальной энергии деформации, возвращенное стойке в этот период, изображается горизонтально-заштрихованной площадью на рис. 231.

Образовавшаяся на диаграмме петля $ABCa$ - петля гистерезиса - представляет долю энергии удара, переходящую в тепловую энергию за время одного колебания самолета. Для оценки явления гистерезиса служит коэффициент гистерезиса:

$$\eta = \frac{\text{площадь петли гистерезиса}}{\text{площадь, образованная кривой прямого хода}} \quad (5)$$

Чем больше коэффициент гистерезиса, тем меньше колебания (подпрыгивание) самолета при посадке *).

Шнуровая амортизация имеет коэффициент гистерезиса меньше, чем пластинчатая.

Пластинчатая амортизация дает довольно хорошее затухание колебаний, однако, по сравнению с масляной амортизацией имеет тот недостаток, что величина гистерезиса

* Подпрыгивание самолета может быть также уменьшено применением обратной амортизации. Об этом см. ниже.

при данном коэффициенте перегрузки является величиной практически постоянной^{*)}, в то время как в масляной амортизации конструктор может увеличивать работу гистерезиса по своему усмотрению.

К недостаткам резиновой амортизации относится также малый коэффициент полноты диаграммы.

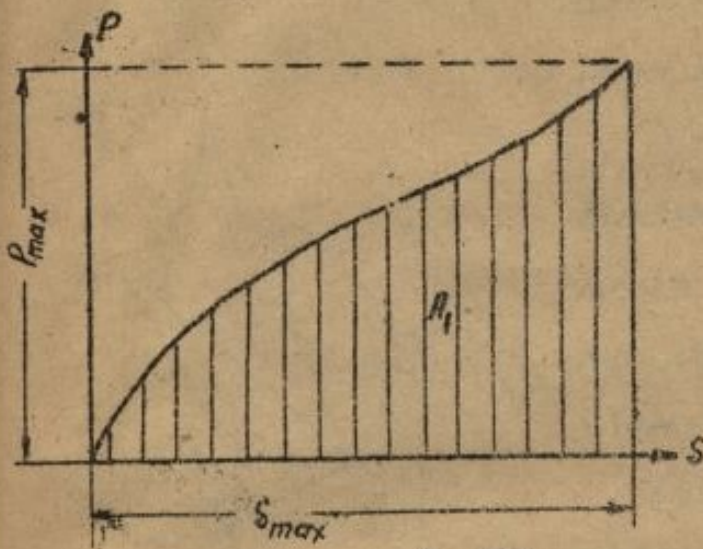


Рис. 232

Под коэффициентом полноты диаграммы (ω) амортизатора, понимается отношение работы амортизатора A_1 (рис. 232) к произведению $P_{\max} \times S_{\max}$, иначе говоря, отношение заштрихованной площади A_1 к площади паралле-

льника со сторонами P_{\max} и S_{\max} .

$$\omega = \frac{A_1}{P_{\max} S_{\max}}$$

где P_{\max} - максимальное усилие,

S_{\max} - максимальный ход амортизатора.

Отсюда

$$A_1 = \omega P_{\max} S_{\max}$$

При данной работе амортизатора и заданном коэффициенте перегрузки, очевидно, ход амортизатора S_{\max} будет тем больше, чем меньше коэффициент полноты диаграммы ω .

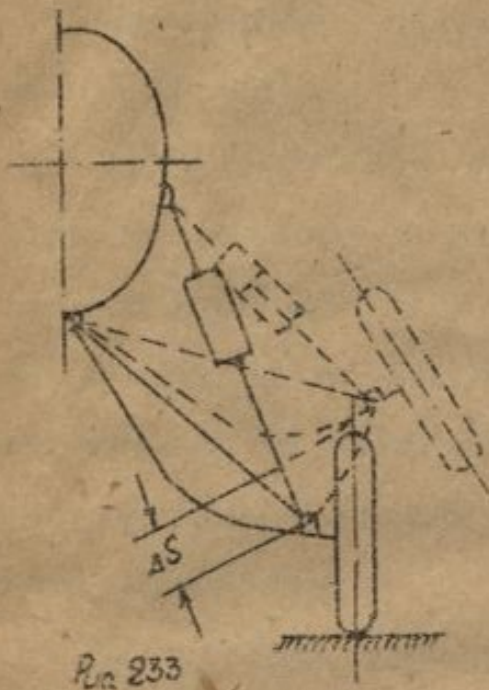
Большой ход амортизатора создает ряд конструктивных неудобств.

1. Большой ход амортизатора требует большой длины

*) Зависимость коэф. гистерезиса от перегрузки показана ниже - в разделе "Воздушная амортизация".

амортизационной стойки (ибо необходимо обеспечить как высоту столба резины, так и свободу перемещений направляющей трубе - см. фиг. 112), что не всегда увязывается с габаритами шасси;

2. При схеме шасси, изображенной на рис. 233 (пирамидальное шасси) большой ход амортизатора ведет к большому наклону колеса.

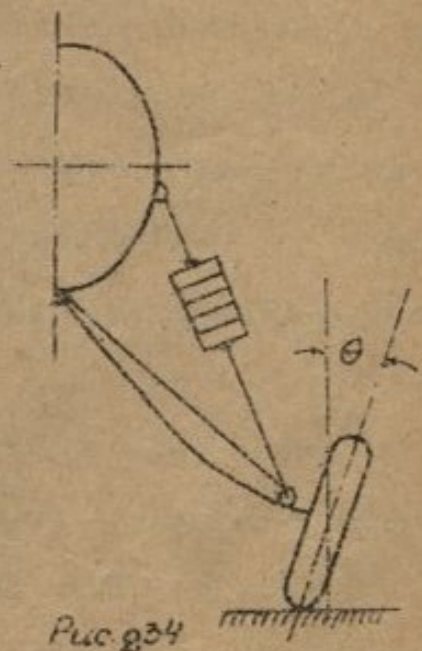


Чтобы избежать такое неправильное положение колеса в момент действия максимальной силы, колесу дается обратный наклон - декарассаж (рис. 234).

(Угол декарассажа θ - угол, образованный плоскостью симметрии колеса, с плоскостью перпендикулярной земле). Однако, чрезмерное увеличение декарассажа не рекомендуется, ибо ведет к невыгодному нагружению колеса при рулении самолета.

Помимо всего сказанного, увеличение бокового перемещения колеса (неразрывно связанное при такой схеме шасси с увеличением хода амортизатора), ведет к большому износу покрышек.

3. В схемах шасси имеющих $\varphi \neq const$ большой ход амортизатора, сильно искажая геометрическую схему шасси, в большинстве случаев, уменьшает φ и ведет, тем самым, к увеличению силы $P_{макс}$, т.е. утяжеляет стойку (Уменьшение φ ведет часто к возрастанию усилий,



действующих и на другие стержни шасси).

Коэффициент полноты диаграммы пластинчатого резинового амортизатора колеблется в пределах 0,25-0,35 (в то время, как для масляного амортизатора он достигает значения $\omega = 0,85$).

Коэффициент полноты диаграммы шнурового амортизатора выше ($\omega = 0,5-0,6$).

Преимущество пластинчатой, перед другими видами, амортизации - простота в производстве. Это является единственным обоснованием того, что она еще не окончательно вытеснена масляными и пневматическими амортизаторами, а имеет применение на некоторых (обычно спортивных) самолетах, конструкторы которых не рассчитывают на солидную производственную базу.

Шнуровая амортизация требует большой тщательности при наматывании.

Большое внимание должно уделяться правильной намотке шнура, т.е. такой намотке, при которой все витки могли бы работать в одинаковой степени. Неправильная намотка, загружая одни витки амортизатора и разгружая другие, может вызвать быстрый износ и обрыв шнура. Перематка шнура требует квалифицированного работника, не всегда имеющегося на аэродроме. Это усложняет эксплуатацию самолета.

Пример шасси с шнуровой амортизацией показан на рис. 113. Ось шасси имеет на концах кронштейны для намотки амортизационного шнура. На подкосах шасси, ниже оси, для той же цели жестко укреплены вторые кронштейны. В косынках, связывающих подкосы шасси, имеются направляющие прорезы для перемещения оси.

Благодаря всем перечисленным недостаткам, шнуровая амортизация применяется теперь очень редко. Поэтому в дальнейшем мы, говоря о резиновой амортизации, будем подразумевать только пластинчатые амортизаторы.

Пример такого амортизатора показан на фиг. 112. Резиновые пластины A , отделенные друг от друга дюралевыми прокладками B (толщина прокладок $\delta = 1-1.5$ мм), сжимаются между двумя траверсами C и D жестко связанными (сваренными) одна с подвижной (E), другая с неподвижной трубой (F).

Телескопические трубы E и F одновременно являются направляющими. Болты G ограничивают обратный ход амортизатора, обеспечивая его предварительную затяжку.

Если амортизатор не имеет предварительной затяжки, т.е. начинает деформироваться под влиянием любой силы отличной от нуля, то самолет при рулении реагирует качением на приложение к колесу даже очень маленьких сил. Желательно же, чтобы при обегании колесом небольших препятствий, центр тяжести самолета не перемещался (т.е. самолет не качался). Поэтому амортизаторы стягиваются предварительной силой $P_{предв} = 0,8 P_{ст}$, где $P_{ст}$ - сила, действующая на амортизатор при стоянке самолета.

Увеличение предварительной затяжки ведет к излишней жесткости амортизации при рулении).

Обратная амортизация.

Благодаря наличию избыточной энергии в конце обратного хода, в момент возвращения амортизации в положение, соответствующее предварительной затяжке, на стяжные болты (G) передается удар, вызывающий сотрясение всего самолета. Поясним это подробнее.

К концу прямого хода имеет место равенство:

$$A_0 + \beta G \xi_{\max} - A_k - A_{ам} = 0 \quad (6)$$

где A_0 - живая сила самолета при посадке

G - вес самолета

β - коэффициент, учитывающий подъемную силу крыльев равный по нормам 0,25.

Нормами, следовательно, принимается, что за счет наличия значительной подъемной силы крыла при пробеге самолета ($\beta \approx 0,75 G$), на амортизацию передается только 25% веса самолета.

ξ_{\max} - перемещение центра тяжести самолета при полном ходе амортизации,

A_k - работа, поглощенная пневматиками колес,

$A_{ам}$ - работа, поглощенная амортизаторами.

$$(A_0 + \beta G \xi_{\max} = A \text{ норм прочности})$$

Таким образом, к концу прямого хода избыточная энергия равна нулю и, соответственно, скорость деформации амортиционной стойки, также равна нулю

При обратном ходе амортизации энергия затрачивается на поднятие центра тяжести самолета, причем колесо и амортизатор - возвращают энергию, поглощенную ими при прямом ходе.

Энергия, отданная колесом, равна энергии, поглощенной им при прямом ходе

$$A_k^1 = A_k$$

Энергия, отданная амортизатором, равна разности между энергией, поглощенной ею при прямом ходе и работой гистерезиса:

$$A_{ам}^1 = A_{ам} - A_{гист}$$

к концу обратного хода имеет место неравенство:

$$A'_k + A'_{ам} - \beta G \sum_{\max} > 0 \quad (7)$$

Благодаря наличию избыточной энергии - скорость деформации (распрямления) амортизатора к концу обратного хода не равна нулю. Отсюда - удар траверсы о стяжные болты.

Для смягчения обратного удара у концов стяжек ставятся резиновые прокладки, или специальная обратная амортизация из круглых резиновых пластин K (рис. 235).

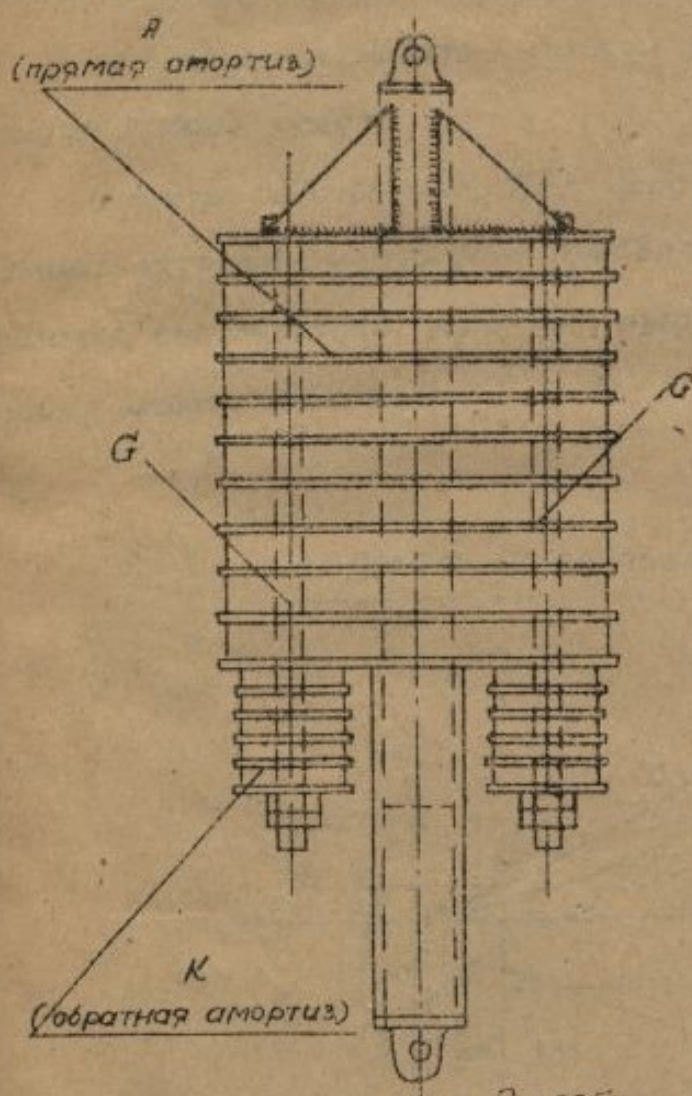


Рис. 235

Диаграмма совместной работы прямой и обратной амортизации изображена на рис. 236

$S_{пр}$ - усадка прямой амортизации за счет предварительной затяжки

$S'_{предв}$ - усадка обратной амортизации при предварительной затяжке

(При затягивании стяжных болтов силой $P_{предв}$, прямая и обратная амортизация, получают соответственно усадки $S_{пр}$ и $S'_{пр}$)

(Кривая $D'S$ представляет собой отображен-

ную кривую $D'S$).

S - ход амортизатора при посадке.

При распрямлении - ход амортизатора может быть больше ($S_1 > S$), за счет дополнительного сжатия обратной амортизации.

Как видно из диаграммы, при обратном ходе амортизации затрачивается работа A' на сжатие обратного амортизатора.

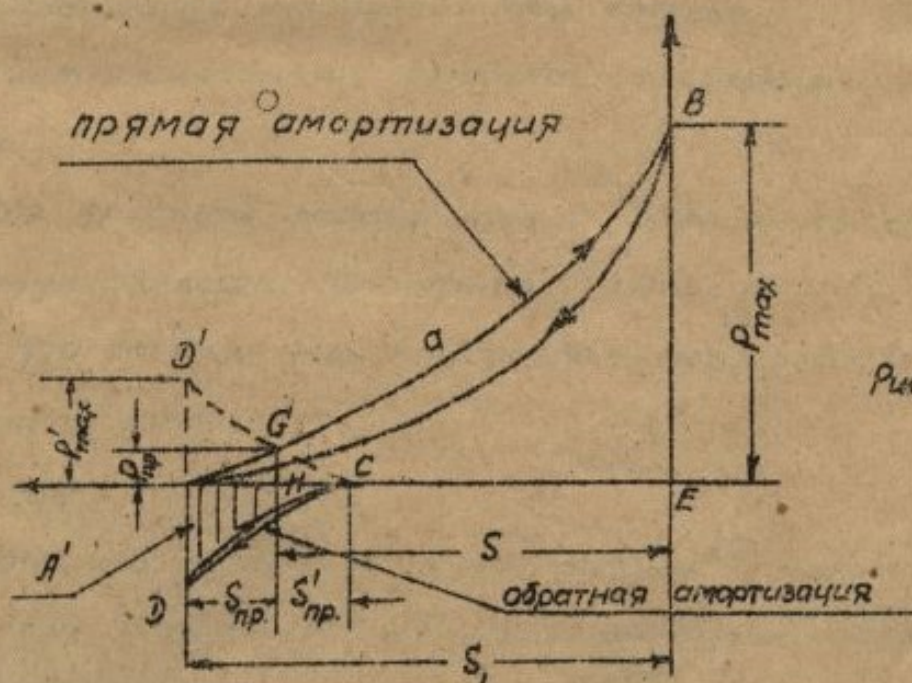
Следовательно, к концу обратного хода, вместо неравенства (7) будем иметь:

$$A'_k - A_{ам} - \beta G \int_{\max} - A' \geq 0 \quad (8)$$

Обычно, поглотить всю избыточную энергию обратной амортизацией не удается (уравнение (8) остается неравенством), но удар смягчается.

Не следует забывать, что при прямом ходе обратная амортизация отдает работу.

Вместо работы HG и BEH (рис. 236), поглощаемой простым амортизатором (имеющим предварительную затяжку $R_{пр}$), амортизатор, снабженный обратной амортизацией, поглотит при посадке работу CG и BEC .



(Работа $HGCH$ прямой амортизации пойдет на поглощение работы, отданной обратным амортизатором).

Обратная амортизация применяется редко, т.к. усложняет конструкцию и увеличивает вес амортизатора.

Расчет резиновой амортизации

Приступая к расчету амортизации необходимо:

1. Определить долю веса, приходящуюся на колесо G_k
2. Найти работу амортизации по нормам A_n .
3. Задав коэффициент перегрузки π_E^B , определить максимальную эксплуатационную нагрузку на колесо

$$P_3 = \pi_E^B \cdot G_k$$

4. Исходя из схемы шасси определить коэффициент передачи φ_0 (на стоянке):

$$\varphi_0 = \frac{P_{ст}}{P_{ам ст}}$$

где $P_{ст} = G_k$ - нагрузка на колесо при стоянке самолета

5. Ориентировочно, задавшись ходом амортизатора $S^*)$, определить коэффициент передачи φ для деформированного шасси.

6. Подобрать колеса, исходя из тех соображений, чтобы сила, приходящаяся на колесо при стоянке ($P_{ст}$), была равна, или немного меньше допускаемой рабочей нагрузки на колесо.

7. Имея графики работы колеса, определить работу поглощаемую колесом при данной перегрузке A_k^B .

Имея эти данные, мы приступаем непосредственно к подбору амортизатора.

Для этого:

8. Задав сорт и форму резины $^{**})$, находим соответствующий график (рис. 237), выражающий удельное давление (кг/см^2) и удельную работу ($\frac{\text{кгсм}}{\text{см}^3}$) в функции отно-

*) Задавшись по данным статистики высотой столба резины H и учитывая то обстоятельство, что резина может работать до $S \leq 50\%$, задаемся $S \approx 30-35\% H$ (остальные $[15-20\%] H$ взяты предварительной затржкой).

***) Усадка резины при данной силе зависит от формы пластинок.

сительного сжатия резины.

Заметим, что предлагаемые в справочниках диаграммы являются результатом статических испытаний резины, что не соответствует условиям работы амортизации на шасси.

Результаты динамических испытаний пластинчатой амортизации показали, что характер диаграммы σ - ϵ зависит от скорости деформации, причем, чем больше скорость деформации, тем выше лежит кривая σ - ϵ .

Для обычных, в практике, скоростей деформации, динамический коэффициент повышения напряжения $\lambda \approx 1,15$.

Учитывая это обстоятельство, при расчете следовало бы пользоваться перестроенными графиками σ - ϵ и W - ϵ с ординатами σ и W , увеличенными в 1,15 раз, т.е. иначе говоря, увеличивать масштаб σ и W в 1,15 раз. Однако, это изменение σ и W в одно и то же число раз, приводит к тому, что результат расчета (σ - W , удельная работа, соответствующая данному напряжению резины), изменяется ничтожно мало (изменение получается лишь за счет неэквидистантности кривых σ - ϵ и W - ϵ). Расчет же значительно усложняется. Поэтому рекомендуем для целей практики пользоваться непосредственно диаграммами стат. испытаний резины.

9. Определяем усилие по амортизационной стойке на стоянке

$$P_{ам.ст.} = \frac{P_{ст.}}{\varphi_0}$$

10. Задавшись удельным давлением на резину при стоянке $\sigma_{ст.} = 17 \text{ кг/см}^2$, находим необходимую площадь амортизаторных пластин.

$$F = \frac{P_{ам.ст.}}{\sigma_{ст.}} = \frac{P_{ам.ст.}}{17}$$

Задаваться $\sigma_{ст} = 17 \text{ кг/см}^2$ следует из тех соображений, что $\sigma_{ст} > 17 \text{ кг/см}^2$ запрещено нормами прочности (т.к. ведет к преждевременному износу резины), а $\sigma_{ст} < 17 \text{ кг/см}^2$ ведет к утяжелению амортизатора (почему - будет рассмотрено ниже)

В случае, если резина на заводе раскраивается из листа, полученная площадь F и будет действительной площадью пластин (ибо конструктор сам дает чертеж резиновой пластины).

Если же конструктор предполагает пользоваться готовым сортаментом резиновых пластин, то необходимо найти по сортаменту ближайшее $F_1 \gg F$, и весь дальнейший расчет проводить на F_1 .

При вычерчивании пластин, равно как и при подборе резин по сортаменту, следует иметь ввиду следующее обстоятельство:

Увеличение поперечных размеров при сжатии резины может вызвать трение пластин о направляющую трубу (ε на фиг. 112)

Во избежание этого необходимо оставлять зазор Шиммарев *) дает для ориентировочного определения зазора Δ , между резиной и направляющей трубой следующую формулу:

$$\Delta_1 = 0,2 (D - d) \dots$$

здесь d - диаметр отверстия в резиновой пластине,

D - наружный диаметр пластины (при некруглой пластине - ширина ее).

Попутно укажем, что зазор между резиной и обтекателем может быть найден по формуле $\Delta_2 = 0,3 (D - d)$

*) Расчет деталей самолета

Это обстоятельство следует иметь в виду при вычерчивании прокладок (B) и траверс (C и D), к которым прилегает обтекатель.

11. Находим эксплуатационную нагрузку на амортизатор $P_{ам.} = \frac{P_3}{\varphi_1}$

12. Определяем эксплуатационное удельное давление на резину $B_3 = \frac{P_{ам.}}{F}$ и по диаграмме (рис. 237) находим соответствующее удельное сжатие.

Например, удельному давлению $B_3 = 48 \text{ кг/см}^2$ соответствует на диаграмме (рис. 237) $\epsilon = 0,445$ (44,5%).

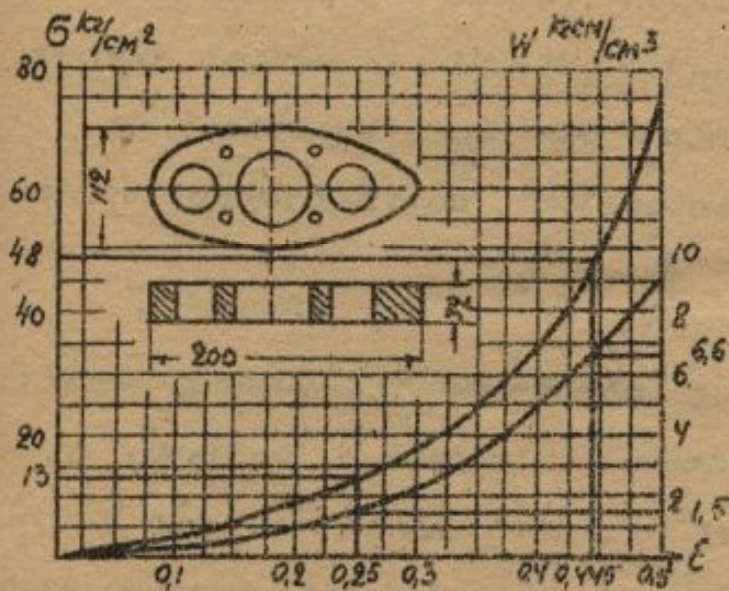


Рис. 237

Нормами (во избежание преждевременного износа резины) дается $\epsilon \leq 0,5$ (50%)

Если полученное $\epsilon > 50\%$, то мы будем вынуждены уменьшить начальное давление (взяв $B_{ст.} < 17 \text{ кг/см}^2$) с тем, чтобы увеличив, таким образом, пло-

щадь пластин F понизить значение B_3 , а следовательно и ϵ .

13. Определяем удельную работу сжатия резины при давлении B_3 (т.е. соответствующую найденному значению ϵ)

На рис. 237 относительному сжатию $\epsilon = 0,445$ соответствует удельная работа $W_3 = 6,6 \frac{\text{кг см}}{\text{см}^3}$.

14. Однако, при посадке самолета 1 см^3 резины поглощает работу меньшую, нежели W_3 , ибо часть работы поглощена при предварительной затяжке.

Определяем удельную работу, поглощенную при предварительной загрузке $W_{предв}$

Усилие предварительной загрузки принимаем $P_{предв} = 0,8 P_{ам.ст.}$

Следовательно, удельное давление

$$B_{предв} = 0,8 B_{ст.}$$

$$\text{При } B_{ст.} = 17 \text{ кг/см}^2 \quad B_{предв} = 0,8 \cdot 17 = 13,6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

По диаграмме выбранной резины определяем $W_{предв}$

На рис. 237 удельному давлению $13,6 \text{ кг/см}^2$ соответствует $\epsilon \approx 0,25$ и $W_{предв} = 1,5 \frac{\text{кг.см}}{\text{см}^3}$

15. Определяем работу, поглощенную 1 см^3 резины при посадке самолета $W'_3 = W_3 - W_{предв}$.

16. Определяем полную работу, приходящуюся на долю одного амортизатора при посадке:

$$A_{ам}^3 = \frac{A_H}{2} - A_K^3$$

(такая формула справедлива, если в системе шасси самолета имеется 2 колеса и 2 амортизатора).

В общем случае, при „m“ колесах и „n“ амортизаторах, работа, приходящаяся на долю одного амортизатора

$$A_{ам}^3 = \frac{A_H - m A_K^3}{n}$$

17. Необходимый объем резины очевидно определится из условия:

$$V [\text{см}^3] = \frac{A_{ам}^3 [\text{кг.см}]}{W'_3 \left[\frac{\text{кг.см}}{\text{см}^3} \right]}$$

*) Поясним теперь, почему при выборе начального давления мы стремились к $B_{ст.} = 17 \text{ кг/см}^2$.

При меньшем значении $B_{ст.}$ мы получили бы большую площадь F , а следовательно, меньшее значение $B_3 = \frac{P_{ам}}{F}$

Меньшему B_3 соответствовало бы меньшее значение W_3 . В результате необходимый объем амортизатора V (а, следовательно, и вес его) стал бы больше.

18. Высота столба резины в амортизаторе

$$H = \frac{V}{F} \text{ (см)}$$

19. Число пластин

$$c = \frac{H}{b}$$

где b - толщина пластин

20. Ход амортизатора S_2 может быть найден умножением высоты столба амортизатора H на относительное сжатие резины при посадке $S_2 = H (\epsilon_2 - \epsilon_{пр})$

Очевидно, в общем случае, $S_2 \neq S_1$, т.е. ход амортизатора получится не равным тому, которым мы задавались в п.5

Как следствие, действительный коэффициент передачи при заданном P_E^3 , $\varphi_1' \neq \varphi_1$.

Но при изменении коэффициента передачи (φ_1' вместо φ_1) изменится и сила, действующая по амортизатору, ($P_{ам}^{3'}$ вместо $P_{ам}^3$), а следовательно, и работа ($A_{ам}^{3'}$ вместо $A_{ам}^3$).

Но при замене работы $A_{ам}^3$ новой работой $A_{ам}^{3'}$, сумма работ колес и амортизаторов не будет равна энергии по нормам A_n . В частности, например, если $A_{ам}^{3'} < A_{ам}^3$, то к моменту достижения заданной перегрузки P_E^3 останется избыточная энергия, которая продолжит ход амортизации. В результате увеличится коэффициент перегрузки ($P_E^{3'}$ вместо P_E^3)

В связи с этим необходим поверочный расчет амортизации, целью которого является выяснение действительного коэффициента перегрузки, имеющего место при посадке самолета с подобранным ранее амортизатором *

До начала поверочного расчета следует проверить, достаточен ли ход амортизации для обегания стандартной кочки [по формуле (3)].

* Амортизация, работающая при условии $\varphi = const$. (см. например, рис 219) в поверочном расчете не нуждается.

$$S_{min} = (160 + 0,25 \delta_0 - \delta_{max}) \cdot \varphi_1$$

Усадки пневматиков δ_0 и δ_{max} соответствующие усилиям $P_{ст}$ и P_3 , находим по диаграмме колеса.

Поверочный расчет резиновой амортизации.

Поверочный расчет резиновой амортизации заключается в построении совместной диаграммы работ колеса и амортизатора.

Для построения такой совместной диаграммы, необходимо знать зависимость между работой колеса и амортизатора - соответственно любой усадке пневматика.

Расчет может быть сведен в таблицу №4.

Таблица №4.

Коэффициент перегрузки Π_E^3	Нагрузка на колесо P_k	Усадки пневматика δ	Коэффициент передачи φ	Усилие по амортизатору $P_{ам} = \frac{P_k}{\varphi}$	Работа амортизатора $A_{ам}$	Работа амортизатора при посадке $A'_{ам}$
1	2	3	4	5	6	7
0,8				$P_{предв.}$	$A_{предв.}$	0
1	$P_{ст.}$	δ_0	φ_0	$P_{ам.ст.}$		
2						
3						
4						

Проследим последовательность расчета:

Графа 1. Задаемся различными коэффициентами перегрузки, начиная от $\Pi_E^3 = 0,8$ (предварительная затяжка амортизатора) до $\Pi_E^3 = 4$ *)

Графа 2. Имеем соответствующие нагрузки на колесо. Очевидно $n=1$ будет соответствовать $P_k = P_{ст}$.

*) Значения $\Pi_E^3 > 4$ нежелательны, т.к. ведут к слишком жесткой посадке

Графа 3 По диаграмме колеса (рис. 237) ищем соответствующие величины усадок пневматика δ .

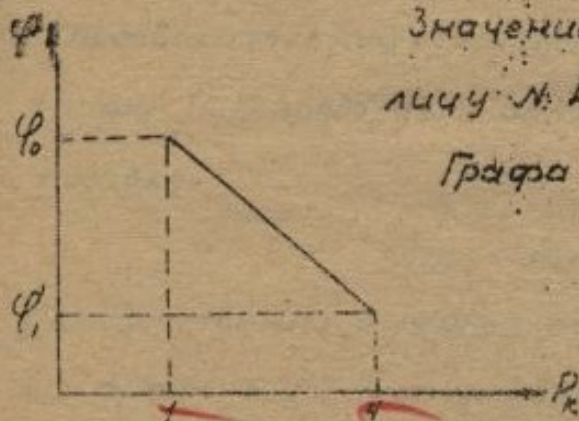
Графа 4. Нам известно два значения коэффициента передачи φ

Перегрузке $\Pi_E^2 = 1$ соответствует $\varphi = \varphi_0$.

Перегрузке Π_E^3 (которой мы задавались при подборе амортизатора) соответствует $\varphi = \varphi_1$.

Закон изменения φ (от φ_0 до φ_1) нам неизвестен. Однако, стремясь наиболее точно построить диаграмму совместных работ, мы должны стремиться учесть непрерывное изменение φ .

Задаемся линейным законом изменения φ в функции от нагрузки на колеса и строим диаграмму $\varphi - P_k$ (рис. 238)



Значение φ из рис. 238 записываем в таблицу № 4.

Графа 5. Деля P_k на соответствующие значения φ , получаем величины сил, действующих по амортизационной стойке.

Рис 238

Графа 6 Для определения работы $A_{ам}$,

поглощаемой амортизатором при данной силе $P_{ам}$, следовало бы идти таким путем: 1) зная $P_{ам}$ найти $\sigma = \frac{P_{ам}}{F}$; 2) зная σ - найти W (по рис. 257), 3) зная W - найти $A_{ам} = W \cdot \gamma$

Но, вместо того, чтобы для каждой точки проводить три операции, проще перестроить диаграмму амортизатора рис (237) в координатах $P_{ам} = \sigma \cdot F$ (кг) и $A_{ам} = W \cdot \gamma$ (кг.см)

Для этого, очевидно достаточно изменить масштаб давлений в отношении F , и масштаб работ в отношении γ

На рис. 239 (стр. 34) приведена перестроенная диаграмма рис. 237 для случая $F = 80 \text{ см}^2$; $\gamma = 4000 \text{ см}^3$.

Пользуясь этой диаграммой, мы, зная значение $P_{ам}$, находим непосредственно $A_{ам}$.

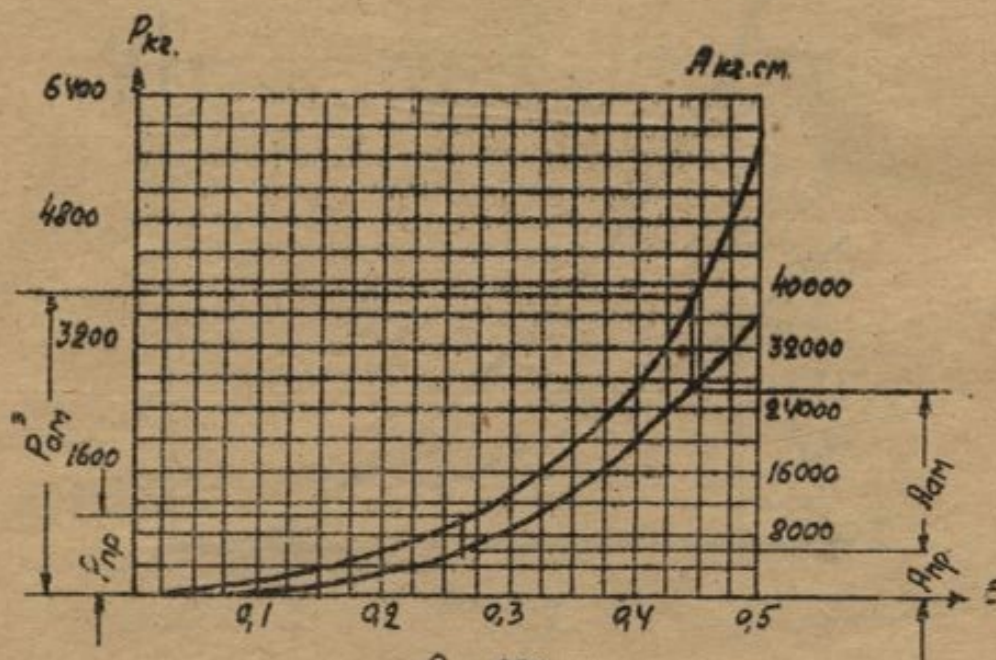


Рис. 239

В первой строке, соответственно $P_{предв}$, мы получим работу предварительной затяжки $A_{предв}$.

Графа 7. Определяем работу, поглощаемую амортизатором при посадке.

$$A'_{ам} = A_{ам} - A_{предв}$$

Соответственно в первой строке имеем $A'_{ам} = 0$

Из граф 3 и 7 мы имеем работу амортизатора при посадке в функции от усадки пневматика.

Так как работа колеса A_k так же дается в функции от усадки пневматика (рис. 228), мы имеем теперь полную возможность совместить эти две диаграммы.

Для этого переносим диаграмму работы колеса (рис. 228) на диаграмму совместной работы (A_k на рис. 240, стр. 35)

Затем проводим на рис. 240 ординаты соответственно значениям δ_x в таблице №4 и на каждой из них отстраиваем соответствующие значения $A_{ам}$ (прибавляя их к значениям A_k)

Таким образом, ординаты рис. 240 выражают суммарную работу колеса и амортизатора.

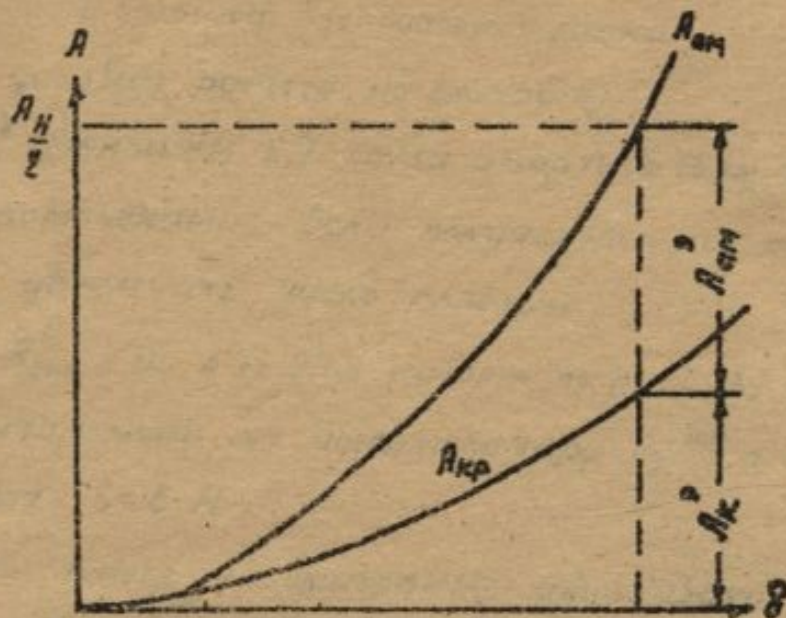


Рис. 240

Если теперь на суммарной кривой засечь точку, соответствующую безопасной энергии по нормам прочности A_k , мы получим эксплуатационную работу колеса A_k^3 , амортизатора $A_{ам}^3$ и соответствующую им усадку пневматика δ_2 . Такой способ построения пригоден для случая, когда на каждое колесо имеется один амортизатор. Если на каждое колесо приходится по два амортизатора - колесо заключено в амортизационной раме, то очевидно при построении суммарной диаграммы работ, следует к ординате, равной A_k , приставить ординату, равную $2A_{ам}$.

Зная усадку колеса δ_2 , соответствующую эксплуатационной перегрузке, находим теперь по диаграмме усилий колеса (рис. 227) значение P_2^1 и определяем окончательно

$$n_E^3 = \frac{P_2^1}{P_{ст}}$$

Желательно иметь эксплуатационную перегрузку n_E^3 в пределах $n_E^3 = 2,7 - 4$.

При большем значении n_E^3 амортизация получается

слишком жесткой. В результате имеем:

1. жесткую посадку
2. большой вес шасси с узлами

(из условий расчета по случаю E)

При n_E^3 меньшем 2,7 сами амортизаторы получатся слишком громоздкими. Если полученная из расчета $n_E^3 > 4$, необходимо увеличить число пластин.

Имея $A_{ам}^3$ (из рис 240) найдем по рис. 239 соответствующий относительный ход амортизатора ϵ_3 ^{*)}, а отсюда ход амортизатора $S = E \cdot H$

Если мы теперь по диаграмме амортизатора (рис. 239) найдем $R_{ам}^3$ (соответственно ϵ_3) и возьмем отношение $n_{E.ам}^3 = \frac{R_{ам}^3}{R_{ам.ст}}$, то полученное значение коэффициента перегрузки амортизационной стойки $n_{E.ам}^3$ не равно полученному выше коэффициенту перегрузки n_E^3

$$n_{E.ам}^3 \neq n_E^3$$

Ясно, что причиной этого неравенства является изменение коэффициента передачи φ ^{*)}

Изменение φ , связанное с амортизацией любого типа особенно значительно при резиновой амортизации, благодаря большому ходу последней (вследствие малого коэффициента полноты диаграммы)

(Масляная амортизация, благодаря большому коэффициенту полноты диаграммы, имеет сравнительно, малый ход, а отсюда и малые пределы изменения коэффициента φ)

*) Для этого на рис 239 от ординаты $A_{пр}$ откладываем найденную эксплуатационную работу амортизатора $A_{см}^3$

$$*) \quad n_E^3 = \frac{P_3}{P_{ст}}, \quad n_{E.ам}^3 = \frac{R_{ам}^3}{R_{ам.ст}} = \frac{\varphi_0 \cdot P_3}{\varphi_1 \cdot P_{ст}}$$

Очевидно, что равенство $n_{E.ам}^3 = n_E^3$ возможно лишь при условии (справедливы ст. 37-38)

Поэтому расчет масляной амортизации проводят на

$\varphi_{\text{ср}} = \frac{\varphi_0 + \varphi_1}{2} = \text{const}$ и проверочного расчета с целью определения $\Pi_E^{\text{э}'}$ не делают, считая, что $\Pi_E^{\text{э}'} = \Pi_E^{\text{э}}$

предварительно заданному)

Ясно, что при этом всегда

$$\Pi_{E \text{ ам}}^{\text{э}} = \Pi_E^{\text{э}}$$

То коэффициент перегрузки для амортизатора получается равным коэффициенту перегрузки для колеса^{*)}

Воздушная амортизация

Простейшая схема воздушного амортизатора представлена на рис 241 (стр 38)

При сокращении амортизатора под влиянием сил P , воздух в полости A цилиндра сжимается.

Так как полное сокращение амортизатора происходит в очень короткий промежуток времени (0,1-0,3 сек) можно считать, что сжатие воздуха будет адиабатическим²⁻³⁾

В амортизаторе такого типа энергия почти полностью аккумулируется, не переходя в тепло и коэффициенты

$$\varphi_0 = (\varphi_1)$$

Следует отметить, что коэффициент эксплуатационной перегрузки шасси правильнее будет принимать $\Pi_{E \text{ ам}}^{\text{э}}$ (а не $\Pi_E^{\text{э}}$), ибо усилия, передающиеся на узлы крепления шасси, являются функцией φ и определяются скорее $\Pi_{E \text{ ам}}^{\text{э}}$ (характеризующим отклонение сил, действующих по стержням шасси), нежели $\Pi_E^{\text{э}}$ (полученное как отношение сил, действующих на колесо)

*) Примерный расчет разнорыбного амортизатора - см нашу работу "Примерный расчет самолета на прочность" Вып. IV, изд. ХАЦ.

**) Английская фирма Блекберн принимает при расчете амортизаторов, что сжатие воздуха происходит по политропе с показателем $\Pi = 1,1$ ($PV = \text{const}$). Соображения, приведшие фирму к такому выводу, нам неизвестны)

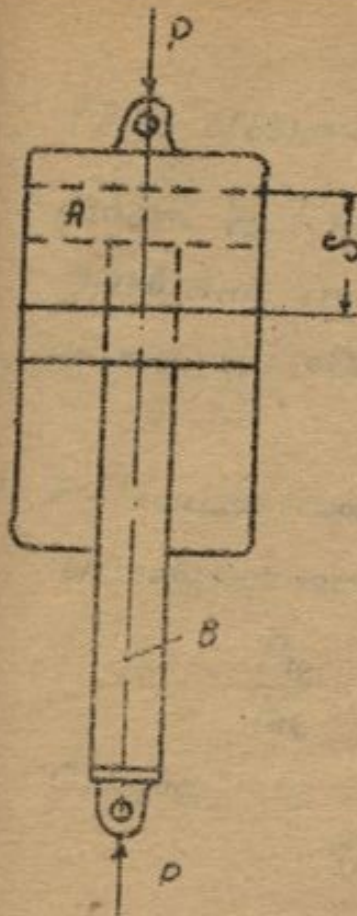


Рис. 241

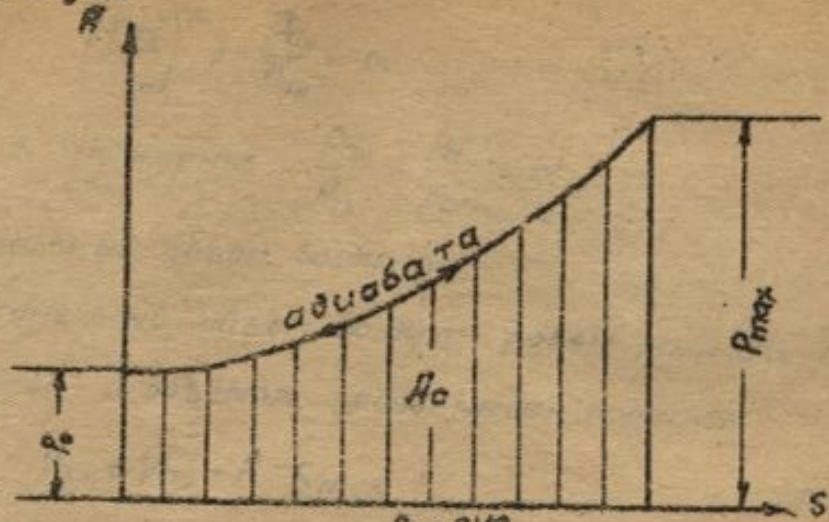


Рис. 242

Диаграмма работы амортизатора показана на рис. 242. Предварительной затяжке в таком амортизаторе соответствует начальное давление воздуха в полости А.

Очевидно, что в эксплуатации такой тип амортизатора неприменим из-за сильного подпрыгивания самолета и медленного затухания колебаний.

Вторым недостатком такого амортизатора является малое значение коэффициента полноты диаграммы.

Найдем коэффициент полноты диаграммы, ограниченной адиабатой (рис. 227). Работа воздуха при адиабатическом процессе сжатия выражается формулой

$$A_0 = \frac{P_{ак} \cdot V_{ак}}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{P_{а0}}{P_{ак}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (9)$$

Здесь $P_{а0}$ - начальное ^{давление} ~~давление~~ воздуха

$P_{ак}$ - конечное " " "

$V_{ак}$ - конечный объем воздуха (в конце хода сжатия) в полости А (рис. 240)

κ - коэффициент адиабаты равный 1,4

Кроме того для адиабатического процесса имеем условие:

$$\left(\frac{V_{a_k}}{V_{a_0}}\right)^k = \frac{P_{a_0}}{P_{a_k}} = \alpha \quad (10)$$

(Если обозначить отношение $\frac{P_{a_0}}{P_{a_k}} = \frac{P_{a_0}^0}{P_{a_m}^0} = \alpha$)

(Здесь V_{a_0} - начальный объем воздуха)

Очевидно, что конечный объем воздуха равен разности между начальным объемом и объемом, пройденным поршнем

$$V_{a_k} = V_{a_0} - F \cdot S_{\max} \quad (11)$$

где F - площадь поршня.

Из совместного решения уравнений (10) и (11), имеем:

$$\frac{P_{a_0}}{P_{a_k}} = \left(\frac{V_{a_0} - F \cdot S_{\max}}{V_{a_0}}\right)^k = \left(1 - \frac{F}{V_{a_0}} S_{\max}\right)^k = \alpha \quad (12)$$

Откуда

$$S_{\max} = \frac{V_{a_0}}{F} (1 - \alpha^{1/k}) \quad (13)$$

Коэффициент полноты диаграммы

$$\omega_a = \frac{L_a}{P_{a_m}^0 \cdot S_{\max}} = \frac{L_a}{P_{a_k} \cdot F \cdot S_{\max}}$$

Подставляя сюда значение L_a из уравнения (9) и значение S_{\max} из (13), получим:

$$\omega_a = \frac{\alpha^{1/k} - \alpha}{(k-1)(1 - \alpha^{1/k})} \quad (14)$$

Прикинем численное значение ω_a

Пусть коэффициент перегрузки $n_e^0 = \frac{P_{\max}}{P_{\text{статорики}}} = 3,5$

Предварительная затяжка $P_0 = 0,8 P_{\text{ст}}$

Тогда

$$\alpha = \frac{P_{a_0}}{P_{a_k}} = \frac{P_0}{P_{\max}} = \frac{0,8}{3,5} = 0,229$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1,4} = 0,715$$

$$\omega_a = \frac{0,229^{0,715} - 0,229}{(1,4-1)(1 - 0,229^{0,715})} = 0,465$$

При столь малом коэффициенте полноты диаграммы, амор-

тизатору придется давать очень большой ход.

На фиг. 114 представлен пневматический амортизатор фирмы Фауди (Германия).

Поршень на фиг. 114 показан в крайнем нижнем положении. На рис. 243 - в промежуточном положении.

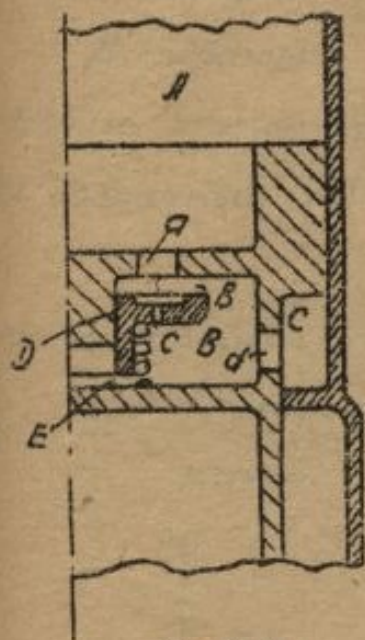


Рис. 243

Принцип работы такого амортизатора заключается в следующем: при сокращении амортизатора, воздух в полости А сжимается. Одновременно часть его под повышенным давлением перетекает через отверстия "а" и кольцевой зазор "б" во внутреннюю полость поршня В, а оттуда, через сверления "с", в кольцевую полость между поршнем и цилиндром С (клапан Д) отжимается избыточным давлением воздуха - в полость А).

Сжатие воздуха в полости А практически не зависит от количества воздуха, перешедшего через сравнительно большие отверстия "а" и кольцевой канал "б".

Вся энергия, поглощенная амортизатором при прямом ходе (в виде энергии сжатия воздуха), полностью аккумулируется и возвращается при обратном ходе. Т.е. работа гистерезиса при прямом ходе практически равна нулю.

Этот тип амортизатора рассчитан на получение значительной работы гистерезиса при обратном ходе поршня. Для этой цели и введен клапан Д.

При обратном движении поршня воздух, из камеры С, выжимается в В, а оттуда, через маленькое отверстие "с" в клапане Д, переходит в полость А (клапан закрывается под действием повысившегося давления в полости В и пружины Е).

Ввиду малости отверстий „о“, скорости проходящего через них воздуха - повышаются (при данной скорости движения поршня), сопротивление растет пропорционально квадрату скорости, на преодоление его затрачивается значительная кинетическая энергия, переходящая затем в тепловую, - работа гистерезиса при обратном ходе поршня.

Диаграмма работы амортизатора показана на рис. 244. Усилие в амортизационной стойке, соответствующее ходу ψ (обратный ход амортизатора).

$$P' = P_a - P'_{\text{дин}}$$

где P_a - адиабатическое давление воздуха в полости А,

$P'_{\text{дин}}$ - противодействие за счет протекания ~~масла~~ ^{воздуха} через канал „с“.

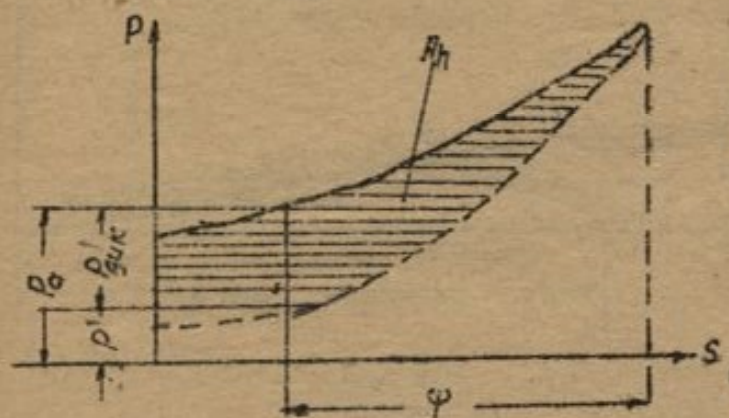


Рис. 244

Работа гистерезиса равна A_h (рис. 244)

Коэффициент гистерезиса:

$$h = \frac{A_h}{A_{\text{ам}}} \quad (15)$$

Очевидно, чем выше коэффициент гистерезиса, тем скорее гасятся колебания

самолета при посадке.

Однако, чрезмерное увеличение гистерезиса ведет к другой неприятности - малой скорости распрямления стойки. При рулежке амортизатор не успевает распрямиться на дистанции от кочки до кочки и встречает вторую кочку не будучи готовым к восприятию полной работы (не имея в запасе полного хода).

В самом деле, при данной величине хода S , скорости обратного движения поршня меньше скоростей прямого хода, благодаря уменьшению энергии за счет гистерезиса.

Чем больше величина гистерезиса, тем меньше скорость обратного движения поршня.

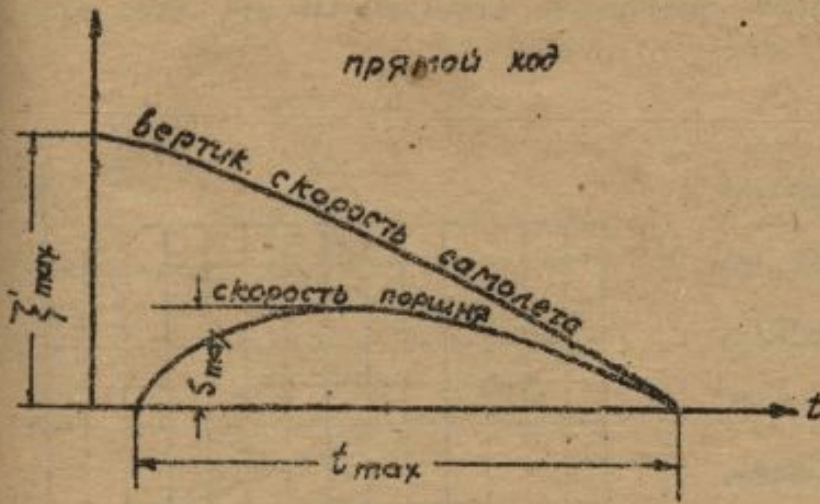


Рис. 245

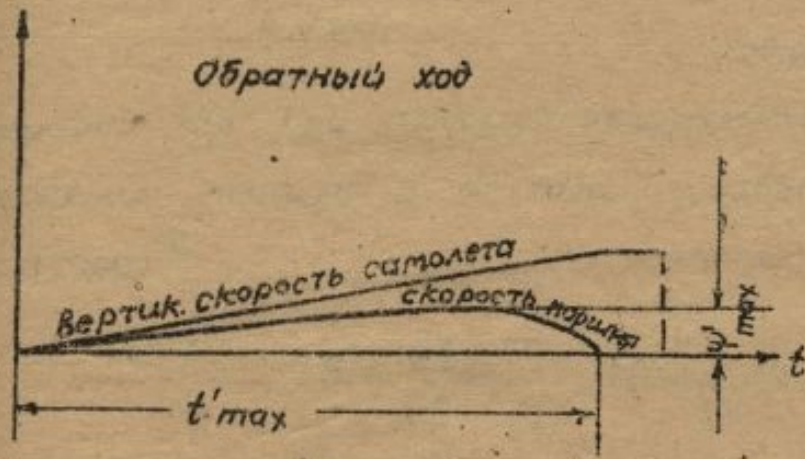


Рис. 246

(Диаграммы скоростей прямого и обратного хода даны на рис. 245 и 246)

Из сказанного следует, что работа гистерезиса должна выбираться в определенных пределах.

Нижний предел коэффициента гистерезиса h' определяется тем условием, чтобы подпрыгивание самолета при посадке (обратный удар амортизации)

было не больше, чем при резиновой пластинчатой амортизации, т.е., чтобы коэффициент гистерезиса пневматического (или гидравлического) амортизатора был не меньше такого для резиновой амортизации при том же коэффициенте перегрузки.

На рис. 247 представлена зависимость где $h = f(n)$ где $n = \frac{P_{max}}{P_0}$ (P_0 усилие предварительной затяжки).

Если $P_0 = m \cdot P_{ст.}$ (рекомендуется брать $m = 0,8$)

$$То \quad n = \frac{P_E^3}{m} \cdot \frac{P_{ст.}}{P_{ст.}} = \frac{P_E^3}{m} \quad (16)$$

В частном случае при $m = 1$ ($P_0 = P_{ст.}$) будем иметь $P_E^3 = n$

Задаваясь определенным коэффициентом перегрузки n_E^3 и коэффициентом m , находим величину „ n “, а затем по рис. 243 минимальное значение коэффициента гистерезиса „ h “.

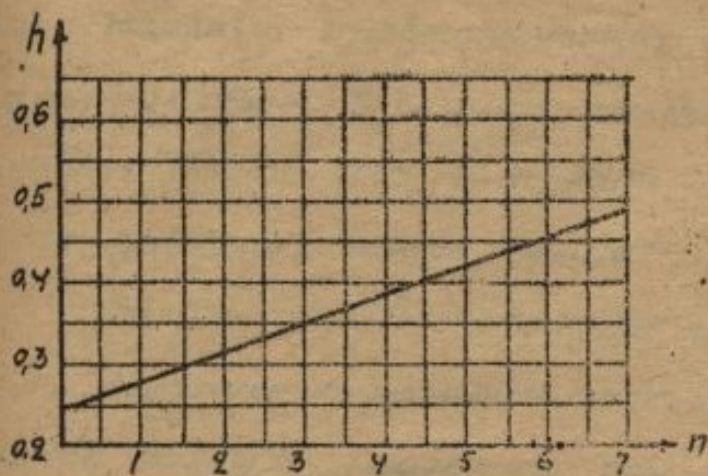


Рис. 247.

Верхний предел значения „ h “ регламентируется нормами прочности наложением условия, чтобы полное время одного колебания амортизатора было не более 0,8 сек.

Определение времени

хода (прямого или обратного)

производится при помощи диаграммы зависимости скорости движения поршня S' от хода S (известной из расчета амортизатора)*)

Имеем:

$$S' = \frac{ds}{dt} \quad dt = \frac{1}{S'} ds$$

Время полного хода

$$t = \int_0^s \frac{1}{S'} ds \quad (17)$$

легко может быть переделано планиметрированием площади по кривой $\frac{1}{S'} = f(S)$.

Амортизатор Фрауди, в связи с большим гистерезисом при обратном ходе и малом коэффициенте полноты диаграммы, имеет большой ход поршня и сравнительно большое время распрямления стойки.

Отрицательной чертой всех воздушных амортизаторов является также то обстоятельство, что в случае утечки воздуха, амортизатор совершенно выбывает из строя.

*) Расчет будет приведен ниже для масляного амортизатора.

это предъявляет большие требования к уплотнению, как в смысле их изготовления, так и в смысле эксплуатации.

В результате производство и эксплуатация пневматических амортизаторов значительно сложнее масляных или масляно-пневматических (в масляно-пневматическом амортизаторе, в случае утечки воздуха, будет работать масло. Кроме того, благодаря наличию масла, уплотнения работают много лучше *)

Положительные свойства такой амортизации: мягкость при рулении и независимость от температуры окружающего воздуха (масло же при температуре $t \approx -40^\circ$ - густеет).

Последнее качество особенно важно для высотных самолетов.

Масляные амортизаторы.

Ряд преимуществ масляного амортизатора (относительно малый его вес, большой коэффициент полноты диаграммы и возможность влиять на закон кривой усилий по ходу поршня, малые габариты, большой гистерезис, долговечность и сравнительная простота в эксплуатации) являются причиной того, что этот тип является преобладающим среди всех видов амортизаторов **)

Принцип работы, собственно, масляного амортизатора, состоит в том, что при сокращении амортизатора, под влиянием действующей на него силы при ударе самолета о землю, поршень проталкивает масло через узкое отверстие (см. рис. 248)

*) В связи с этим в воздушные амортизаторы также заливают масло. Получается уплотняющее масляное кольцо.

***) Только Германия применяет преимущественно воздушные амортизаторы.

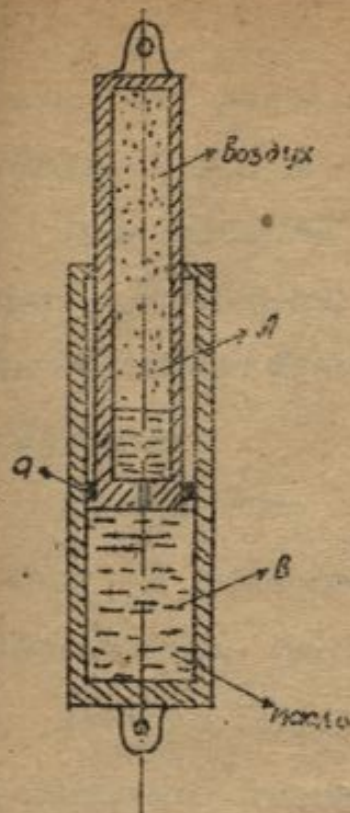


Рис. 248

При этом затрачивается работа на сообщение частицам масла кинетической энергии и на трение частиц масла о стенки отверстия, переходящая затем в тепловую (гистерезис). Так как работа маслом не аккумулируется, то для возвращения поршня в первоначальное положение, применяются дополнительные пружинящие устройства (рекуператоры): воздух, резина, пружина.

Роль рекуператора - возвращение поршня в исходное положение и поглощение работы при малых скоростях поршня амортизатора, когда работа масла практически равна нулю (ибо сила сопротивления протеканию масла пропорциональна квадрату скорости его движения).

По типу рекуперов.

масляные амортизаторы могут быть разбиты на масляно-резиновые, масляно-пружинные и масляно-пневматические.

Пример конструкции масляно-резинового типа представляет амортизатор Сцилла, показанный на фиг. 115 полностью сжатым ^{*)}

В полете амортизатор под влиянием сжатой резины и веса колеса, связанного с головкой Е, раздвигается; поршень С со штоком Д, укрепленным в головке Е, опускаются до упора (ограничитель А упирается в коробку уплотнения В). Траверса М, опускаются, скатываясь по внешней поверхности масляного цилиндра Л.

Верхняя (F) и нижняя (G) полости цилиндра Л

^{*)} Сверху показан амортизатор в распрямленном состоянии.

полностью заполнены маслом. Уплотнение достигается коробками В и К.

При посадке поршень СДЕ движется вверх. Давление масла в верхней полости (F) при этом повышается, клапан R закрывается и масло проталкивается через узкое отверстие.

Кроме того, поршень СДЕ, поднимаясь, убирается в борт Q траверсы М и поднимает последнюю. Траверса, поднимаясь, сжимает резину.

Работа амортизатора при прямом ходе складывается из энергии торможения масла и энергии сжатия резины.

При обратном ходе поршня С, клапан R открывается и торможение отсутствует, чем достигается быстрота распрямления стойки.

Клапан R представляет собой^{*)} плоский стальной диск "а", свободно лежащий в выточке седла. Он имеет в центре маленькое рабочее отверстие и по периферии несколько крупных отверстий.

При сжатии амортизатора, клапан, под действием давления масла в верхней полости (F) цилиндра L, прижимается к седлу и масло вынуждено протекать только через узкое отверстие.

При обратном ходе амортизатора клапан отжимается от седла и масло перетекает из нижней полости (G) в верхнюю (F) через широкие отверстия.

Движение клапана в седле ограничивается стопорным кольцом "В".

Посадка штока С в головке Е и уплотнительных коробок В и К в цилиндре Z тугая.

^{*)} Ввиду отсутствия у нас данных о клапане амортизатора Scyella на фиг. 115 показан клапан, примененный на амортизаторе самолета Вульфи 1-1АБ

Недостатком амортизатора Сцилла является сложность его в производстве.

На самолете Вульфи У-198 амортизатор такого же типа оформлен конструктивно более просто. Схема амортизатора Вульфи показана на фиг 116.

Внутри клепаной ноги 10 имеется ползун 9, в котором закреплены цилиндр масляного амортизатора 2 и ось колеса 11.

Кроме того, сверху на площадках ползуна лежат два пакета резиновых пластин 4.

На ноге шасси укреплены направляющие ползуна 5, упоры для резиновых пакетов 3 и поршень масляного амортизатора 1.

Поршень крепится одним болтом к стенкам ноги и перекладине 6, установленной с внутренней стороны.

В днище поршня имеется клапан (описанный выше), тормозящий прямой ход и обеспечивающий свободное протекание масла при обратном ходе амортизатора.

На фиг. 116 нога изображена перед посадкой в вытущенном виде.

В полете, под влиянием веса колес, нога полностью распрямляется.

При посадке сначала начинает работать масло, а затем, когда пакеты 4 подойдут к упорам 3, включается в работу резина.

При стоянке самолет упирается на резину и уровень масла поднимается до контрольного отверстия 7. Давление в воздушной камере при стоянке равняется атмосферному. Отверстие 8 служит для заливки масла и закрывается пробкой также, как и контрольное отверстие 7.

Контрольное отверстие 7 служит для проверки необходи

ного и предупреждения излишнего количества масла при заливке, когда оба отверстия открываются.

Конструктивное оформление амортизатора Вульфи показано на фиг. 117 (справа - консольная нога шасси с собранным в ней амортизатором).

Недостатком такого типа амортизатора является то обстоятельство, что при рулежке самолета он распрямляется только на величину хода резины.

Таким образом, обеспечивая мягкость при посадке, он жесток на рулежке. Это обстоятельство позволяет применять такой тип амортизатора только на самолетах, снабженных пневматиками большого диаметра.

Жесткость шасси при рулежке компенсируется на самолете Вульфи У-1АБ баллонетовыми колесами (III класс) размером 762 x 330.

Пример масляного пружинного амортизатора показан на рис. 249

Поршень А упирается днищем G в пружину С, утопленную в масле, наполняющем цилиндр В. На стойке вес самолета воспринимается пружиной.

В днище G поршня имеется большое отверстие для свободного перетекания масла. Внутри поршня А укреплена диафрагма D с диффузором

Через диффузор D проходит игла E, укрепленная нижним концом в цилиндре В, а верхним связанная с диафрагмой F.

При сжатии амортизатора, поршень

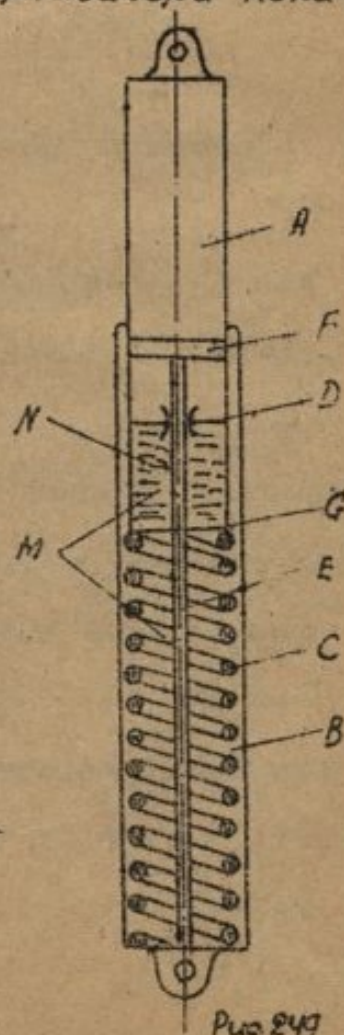


Рис 249

днищем G сжимает пружину. Одновременно, диафрагма D поршня выжимает масло через диффузор из нижней полости (M) в верхнюю (N). Масло и пружина начинают работать одновременно.

При обратном ходе масло также через диффузор выжимается из верхней полости N , (между диафрагмами D и F) в нижнюю (M). Торможение обратного хода маслом здесь необходимо, ибо пружина, имеющая ничтожно малый коэффициент гистерезиса, содействует подпрыгиванию самолета при посадке.

На рис. 248 показана схема работы масляно-пневматического амортизатора. При сжатии амортизатора, масло, через узкое отверстие „а“, выжимается поршнем из полости B в полость A . Перетекшее в полость A масло, сжимает находящийся там воздух. Предварительная затяжка осуществляется накачиванием в амортизатор воздуха под давлением (начальным) $P=20-60$ атм.

Таким образом, масло даже на стоянке находится под давлением.

Ознакомившись с конструкцией различных типов амортизаторов, дадим анализ положительных и отрицательных сторон каждого из них.

Масляно-резиновые и масляно-пружинные амортизаторы имеют то большое преимущество перед масляно-пневматическими, что не требуют тщательного уплотнения, ибо вес самолета воспринимается пружинами или резиной и масло не находится все время под давлением. Давление в масляном резервуаре появляется только в момент удара при посадке, или толчке при рулежке, т.е. на весьма короткое время (0,1-0,3 сек.)

(Хорошее уплотнение - основная задача при конструиро-

вании масляно-пневматического амортизатора, цбо и, находящееся под давлением, масло и, особенно, воздух склонны к утечке).

Однако, в весовом отношении они (особенно масляно-пружинные) значительно уступают масляно-пневматическим.

Кроме того, в масляно-резиновом амортизаторе мы не избавлены от применения дефицитной, у нас, резины и от всех связанных с ней неудобств (ненадежность работы амортизатора при температуре ниже -20°C , больших габаритов амортизатора и проч.).

Широкому распространению масляно-пружинного амортизатора препятствует трудность изготовления надежных пружин такого размера, чтобы они могли выдержать вес самолета, а также опасность поломки их, т.к. из-за соображений экономии веса приходится заставлять работать пружины с большим напряжением.

Все это вместе взятое приводит к тому, что на данном этапе развития масляно-пневматический амортизатор занимает господствующее положение по сравнению с другими типами.

Вид диаграммы усилий по ходу поршня масляно-пневматического амортизатора дан на рис. 250.

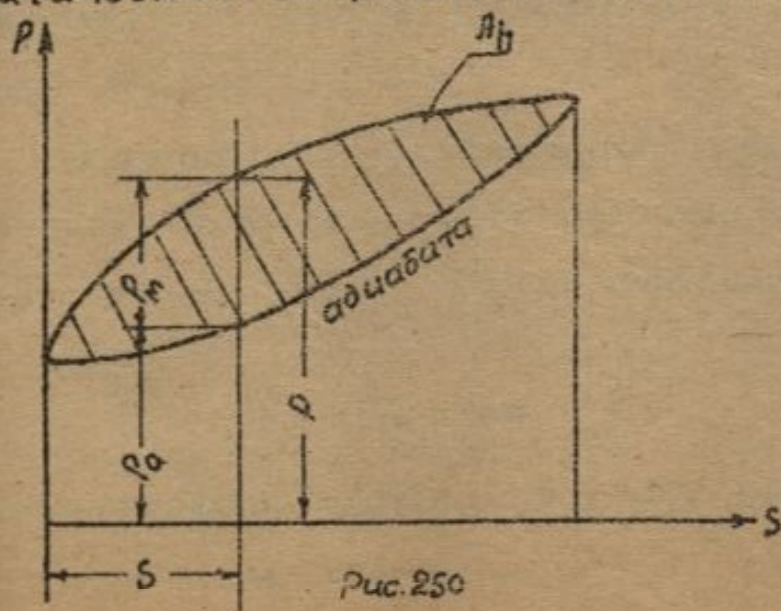


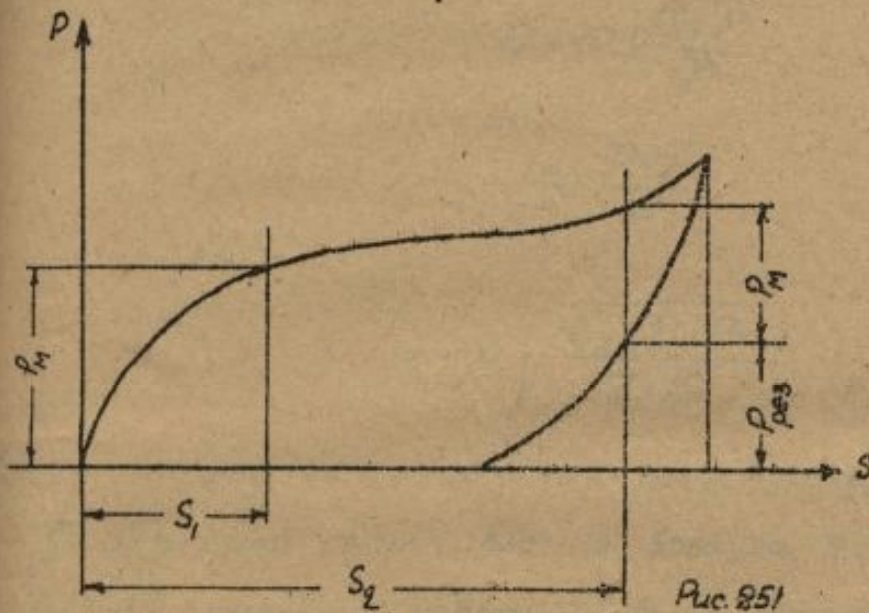
Рис. 250

Здесь P - полная сила сопротивления амортизатора, соответствующая ходу, S поршня, P_0 - сила сопротивления воздуха в амортизаторе (при адиабатическом процессе сжатия)

$P_m = P - P_a$ - сила сопротивления масла, протекающего через узкие отверстия.

Диаграмма масляно-резиньвого, или масляно-пружинного амортизатора, отличается лишь тем, что вместо адиабаты сжатия воздуха, на ней должна быть нанесена кривая усилий по ходу $P-S$ для резины или пружины.

Если резина вступает в работу в конце хода (как, напр, на самолете Вульфи), то диаграмма, очевидно, будет иметь вид, показанный на рис. 251.



Масляно-пневматические амортизаторы применяются двух типов: с постоянным (рис. 248) и с переменным отверстием (рис. 252).



Преимуществом первого типа является чрезвычайная простота в производстве и в эксплуатации. Крупным его недостатком - невозможность влиять на диаграмму усилий по ходу поршня.

В амортизаторе второго типа профилированная игла регулирует площадь отверстия для протока масла. Т.к. по уравнению сплошности

$$S' \cdot F = \mu \cdot V \cdot f \quad (18)$$

где V - скорость протекания масла через отверстие, f - сечение отверстия.

S' - скорость движения поршня амортизатора,

F - площадь поршня (минус площадь иглы),

μ - коэффициент истечения,

то при данной скорости поршня S' , регулирование площади сечения для потока масла равноценно регулированию скорости протекания масла V .

Скорость же протекания связана с силой сопротивления амортизатора системой уравнений:

$$V = \omega \sqrt{\frac{2g \cdot \rho}{\gamma}} \quad (19)$$

$$\rho = \frac{P - P_a}{F} \quad (20)$$

Откуда

$$V = \mu \sqrt{\frac{2g (P - P_a)}{\gamma \cdot F}} \quad (21)$$

Здесь P - сила сопротивления амортизатора (см. рис. 250)

P_a - сила сопротивления воздуха в амортизаторе,

$\rho = \frac{P - P_a}{F}$ - разность давлений, вынуждающая масло протекать через каналы $\cdot \frac{P''}{F}$

γ - весовая плотность масла.

Таким образом, регулируя скорость протекания масла, мы можем влиять на силу сопротивления масла ($P_M = P - P_a$) или, иначе говоря, на вид диаграммы усилий по ходу поршня (рис. 250).

В связи с этим преимуществом, на сегодня, в подавляющем большинстве случаев применяются амортизаторы с переменным отверстием (из рассмотренных нами выше амортизаторов: резиновые - с постоянным отверстием, пружинный - с переменным).

Различия амортизаторов по типу диаграмм

Выше рассмотренные амортизаторы отличаются друг от друга тем, что масляно-резиновые тормозятся на прямом ходу, масляно-пружинные на прямом и обратном ходу.

Масляно-пневматический амортизатор, показанный на рис. 248 также тормозится на прямом и обратном ходу.

Рассматривая в дальнейшем только масляно-пневматические амортизаторы, разберем подробнее влияние торможения на качество амортизатора.

Масляно-пневматические амортизаторы можно разделить на амортизаторы:

1. с основным торможением на прямом ходу.
2. с торможением на обратном ходу,
3. смешанного типа.

Пример первого типа изображен на фиг. 118. Воздух в нем сжимается через посредство масла, или, другими словами, воздух будет сжатый только тогда, когда масло уже пройдет через диффузор и поглотит часть энергии (игла регулирует скорость протекания масла). Кроме того, амортизатор снабжен, так называемым обратным клапаном С, который открывается тогда, когда давление в верхней части становится больше, чем в нижней, т.е. когда поршень будет совершать обратный ход, давая большое отверстие для протока масла назад и, следовательно, позволяя амортизатору скорее принять положение, в котором он может воспринять следующие толчки*)

Рассмотрим преимущества и недостатки такого амор-

*) Поясним кратко фиг. 118. Канал в иле К служит для контроля уровня масла в амортизаторе. Если масло покрывает иглу, то при вывинчивании пробки Е, из клапана потечет масло.

Ухо F крепится к узлу на крыле (или фюзеляже). Ухо G связано с осью колеса. К уху К' крепится подкос шасси.

гизатора (с торможением только при переднем ходе)

Выше мы показали, что время распрямления стойки тем больше, чем больше работа гистерезиса при обратном ходе.

Работа гистерезиса при прямом ходе поршня (A_h , на рис. 250), уменьшая (так же, как и работа гистерезиса при обратном ходе) скорость движения поршня S' , одновременно, уменьшает и ход поршня S , т.к. увеличивает коэффициент полноты диаграммы ω . В результате время распрямления стойки даже уменьшается.

Таким образом, амортизатор первого типа (с торможением только при переднем ходе) имеет перед амортизатором второго типа (с торможением при обратном ходе) следующие преимущества:

1. Быстрота распрямления стойки.
2. Малый ход амортизатора в связи с большим коэффициентом полноты диаграммы ($\omega \approx 0,85$)

Однако, такой тип амортизатора имеет существенный недостаток: жесткость при рулежке самолета. Объясняется это следующим:

Как указывалось при рассмотрении норм прочности на амортизацию, живая сила при рулежке самолета равна живой силе при посадке

Если принять, что при $A = \frac{\pi V^2}{2} = \text{const}$ масса падающего тела m будет уменьшаться, то скорость V будет возрастать. Этот случай может иметь место при ударе колес самолета о кочку, когда сила приложена к оси колеса, а ч.т. самолета в первый момент можно рассматривать как неподвижный. Следовательно, во время рулежки возможно увеличение вертикальной скорости колеса, а следовательно, и скорости поршня амортизатора. В амортизаторах первого типа, где

масло вступает в работу в самом начале хода амортизатора, такое увеличение скорости поршня поведет к резкому возрастанию силы амортизатора (т.к. согласно формул (21) и (18), сила сопротивления масла пропорциональна квадрату скорости поршня).

Такое резкое повышение силы сопротивления амортизатора при неизменной безопасной энергии (которая должна быть поглощена амортизацией), неизбежно ведет к повышению перегрузки. Поясним это примером:

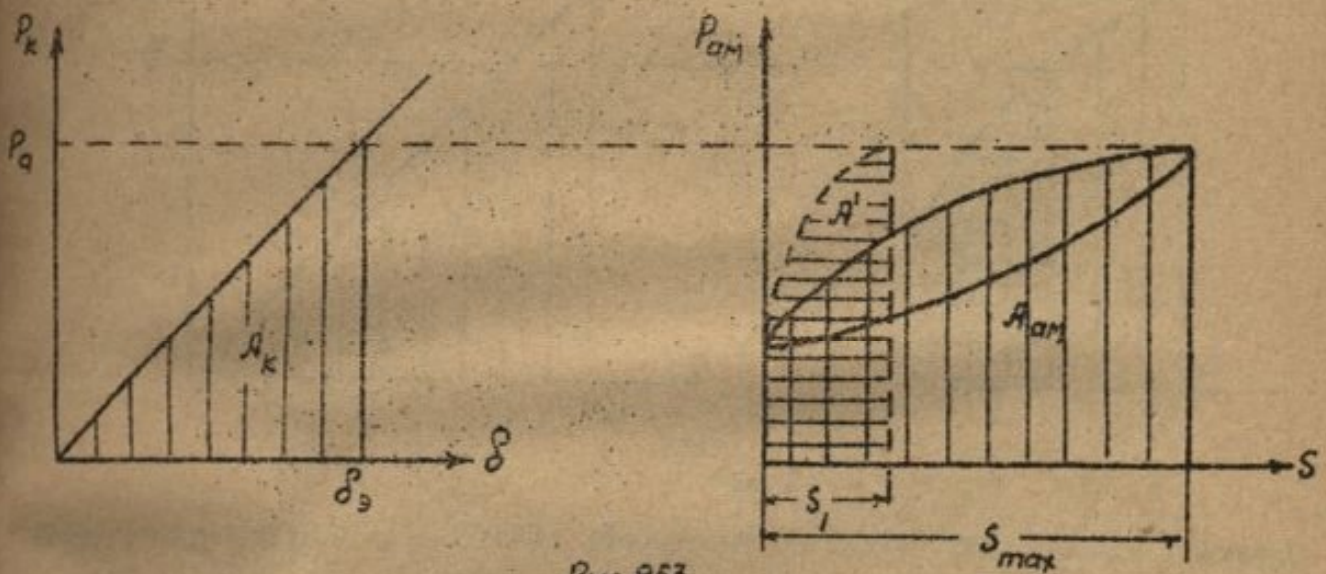


Рис. 253

При эксплуатационной нагрузке на колесо P_3 , амортизация поглотит работу $A = A_k + A_{ам}$ ^{*)}, равную безопасной энергии по нормам, ибо с таким расчетом и подбирается амортизация.

Повышение скорости поршня при ударе о кочку поведет к резкому возрастанию сил сопротивления масла, а следовательно, и полной силы сопротивления амортизатора. Кривая силы сопротивления в функции от хода амортизатора пойдет так, как это показано пунктиром на рис. 253.

*) Вертикально заштрихованная площадь на рис. 253 коэффициент передачи для простоты принят равным единице, т.е. в каждый момент хода колеса и амортизатора $P_k = P_{ам}$.

и к моменту, когда сила достигает значения $P=P_3$ (при ходе S_1 амортизатора) будет поглощена энергия $A'=A_k+A_{am}$. Работа A_{am}^* , как это ясно из рис. 253, меньше работы A_{am} , а отсюда и полная работа, поглощенная амортизацией A' меньше той, которую она должна поглотить по нормам (A). В связи с оставшейся избыточной энергией, ход амортизатора продолжается до тех пор, пока амортизация поглотит работу A^{**} (рис. 254). При этом сила, действующая на колесо

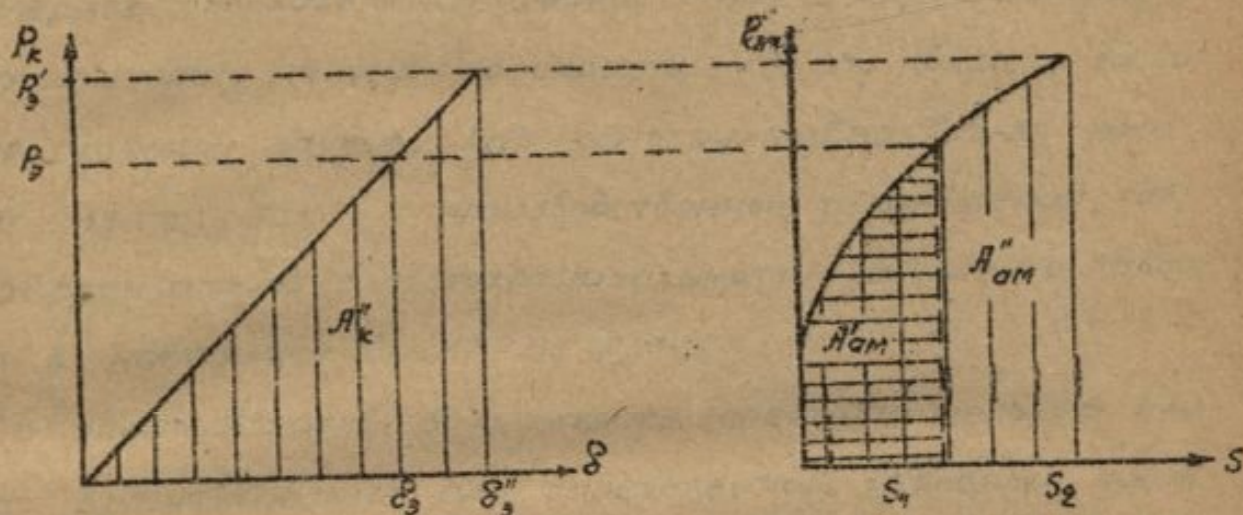


Рис. 254

и амортизатор P_3' , будет больше эксплуатационной нагрузки при посадке. Коэффициент перегрузки $n_E' = \frac{P_3'}{G_k}$ будет больше $n_E^3 = \frac{P_3}{G_k}$.

Может случиться, что максимальное обжатие пневматика наступит до поглощения полной безопасной энергии (пневматик полностью сплющивается). Очевидно, с этого момента колесо нужно рассматривать как твердое тело, так, что дальнейшая амортизация удара может происходить только за счет стойки и тогда перегрузка резко возрастает. Отсюда ясно, что возрастание перегрузок при

^{*}) Горизонтально заштрихованная площадь на рис. 253.

^{***)} $A = A_k'' + A_{am}''$. Ход колеса S_3'' ; ход амортизатора - S_2

рулежке самолета, снабженного амортизатором I-го типа^{*)}, является функцией диаметра пневматика.

Исследование амортизации показало, что оно особенно опасно для самолетов с пневматиками менее 300x200.

Избежать повышения перегрузки в амортизаторе такого типа можно, устройв там предохранительный клапан, отрегулировав его таким образом, чтобы он открывал достаточно большие отверстия для масла, тем самым уничтожая чрезмерное сверхдавление между одной и другой камерой в амортизаторе; но нужно сказать, что это является достаточно сложной задачей как конструктивно (из-за недостатка места), так и с производственной точки зрения, так что амортизаторы с предохранительными клапанами такого типа в настоящее время не делают.

В эксплуатации встречались предохранительные клапана, выпускающие при определенном давлении, часть воздуха в атмосферу. Пример такого клапана показан на фиг 121.

Выполнить его конструктивно (по условиям места) проще, но кроме малой его эффективности^{**)} - это клапан имеет еще существенные недостатки:

1. Выпускная часть воздуха клапан делает амортизатор в следующий момент менее работоспособным.

2. Необходима частая проверка воздуха в амортизаторе.

3. Клапан явится источником утечки воздуха при нормальной работе амортизатора (за счет возможной неплотности прилегания клапана, деформации пружины при толчках и т.п.).

^{*)} С торможением только на переднем ходу.

^{**)} Резкое повышение давления создает масло, клапан же перепускает воздух в атмосферу.

В результате перечисленных серьезных дефектов такой клапан не может быть признан рациональным и устанавливать его на амортизаторах не следует.

Амортизаторы второго типа строит фирма Gliss в Америке (фиг. 122).

Диаграмма работы амортизатора Gliss дана на рис. 255.

В таком амортизаторе клапан работает в обратном направлении.

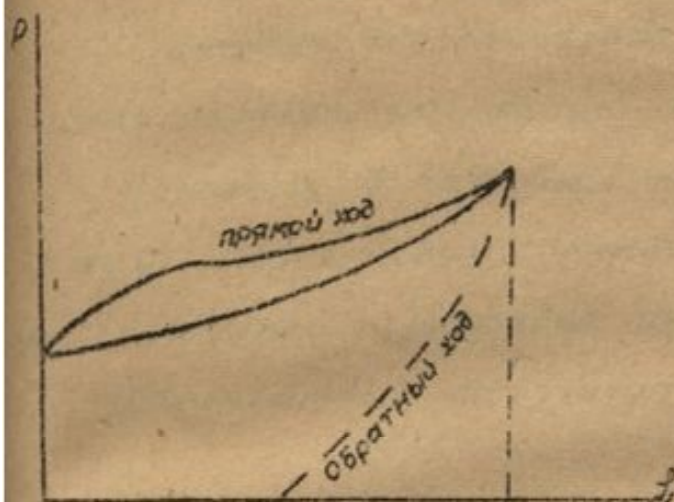


Рис 255

Он открывается при переднем ходе и при этом открывает такое большое отверстие, что масло переливается из нижней камеры в верхнюю почти без торможения и поглощения энергии происходит за счет сжатия воздуха. Диаграмма переднего хода близка к адиабате. Таким образом при переднем ходе

происходит почти чистое потенцирование энергии и рассеивать ее, превращая в тепло, приходится на обратном ходу.

Это достигается тем, что клапан закрывается, оставляя очень узкое отверстие, через которое масло может протечь обратно *).

Недостатки такого типа амортизатора:

1. Большой ход (малый коэффициент полноты диаграммы $\omega \approx \omega_a$)

2. Медленное распрямление стойки.

Зато он обладает тем важным преимуществом, что форма его кривой почти не зависит от скорости поршня

* Аналогично выше рассмотренному воздушному амортизатору Фаули

и, следовательно, исключена возможность повышения перегрузки при ударе о кочку.

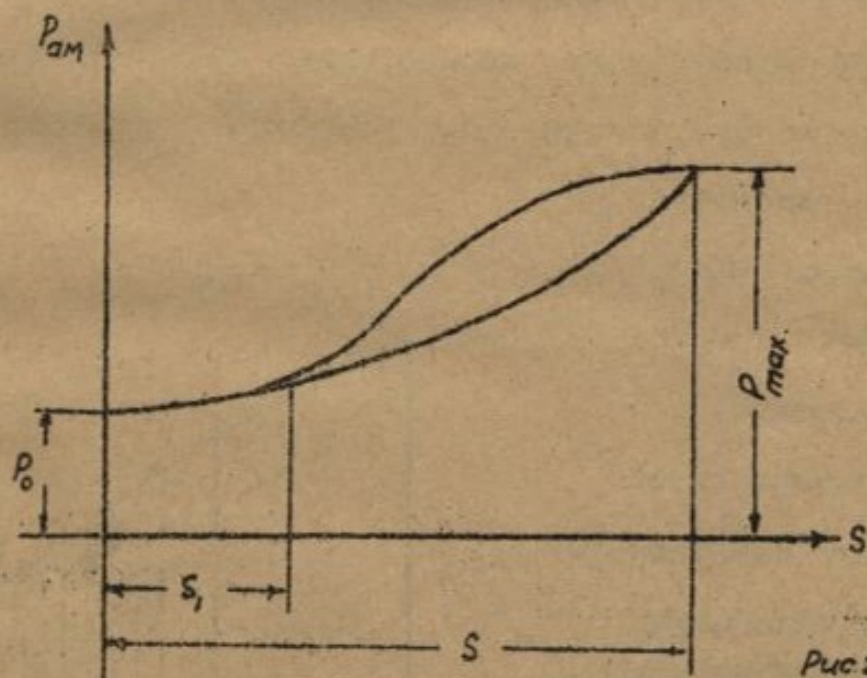
Такой амортизатор очень мягок при рулежке.

Перечисленные качества (время возвращения в исходное положение, полнота диаграммы) заставляют нас для самолетов весом более 2500 кг., снабженных пневматиками 900×200 и более, рекомендовать первый тип. Для самолетов меньшего тоннажа - второй.

Примером амортизатора третьего типа (смещанного) может служить английский амортизатор Vickers (фиг. 123*)

Поршень В заполнен маслом, в цилиндре А находится воздух. Конический плунжер С при сжатии амортизатора выжимает масло из поршня В.

Диаграмма амортизатора Виккерс дана на рис. 256.



В отличие от амортизаторов первого типа, воздух в цилиндре А сжимается, в основном, непосредственно поршнем и, лишь частично, перетекающим в цилиндр маслом * *)

* *) На фиг. 123 амортизатор показан в положении, соответствующем концу обратного хода.

*) Большая часть масла, выжимаемого плунжером, уходит в боковую камеру „в“ (см. ниже)

Во время хода S_1 плунжера с (при сокращении амортизатора) масло свободно перетекает в цилиндр, не создавая дополнительного сопротивления. Только при дальнейшем увеличении хода амортизатора, благодаря сужению кольцевого сечения для прохода масла „а“, в работу вступает сопротивление масла.

Свободный ход S_1 амортизатора обеспечивает мягкость рулежки, ибо:

1) то обстоятельство, что масло вступает в работу не сразу делает мало вероятным^{*)} повышение перегрузки при ударе о кочку,

2) шасси работает при максимальной перегрузке только в момент посадки, в момент рулежки и в конце разбега.

Большую же часть разбега и рулежки после посадки шасси работает на перегрузках $P < P_E^3$. Если сравнить (рис 257) работу, поглощаемую амортизаторами первого

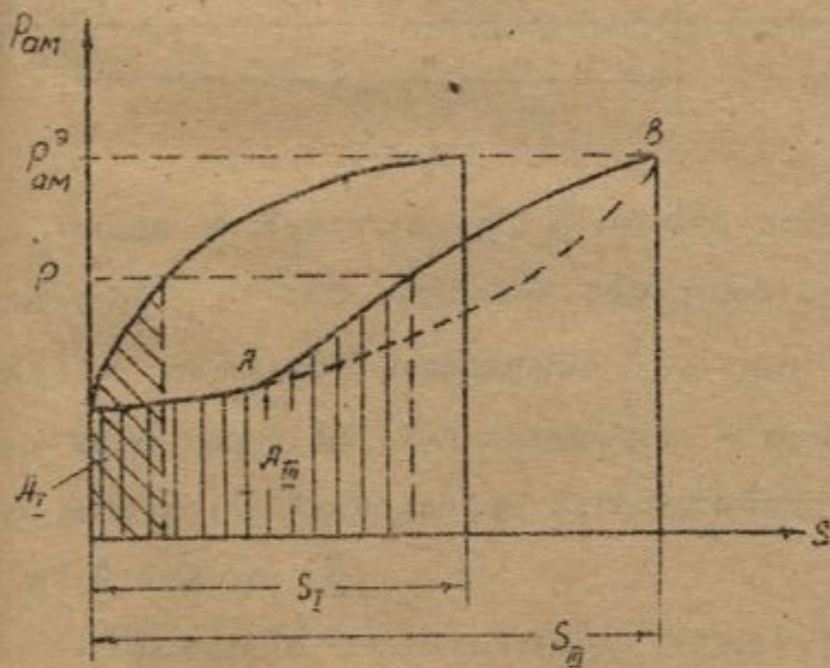


Рис 257

и третьего типа при какой-то силе $P < P_{ам}^3$, станет очевидным, что рулежка и разбег с амортизатором третьего типа будет происходить на много меньших перегрузках, нежели с амортизатором первого типа

(Ибо A_{III} много

^{*)} Однако, возможным (но при большей высоте кочки)

больше A_1 , хотя работы обоих амортизаторов при эксплуатационной перегрузке равны ($A_I^3 = A_{II}^3$).

Однако, как это видно из рис. 257, такой амортизатор имея меньший коэффициент полноты диаграммы, чем амортизатор первого типа^{*)}, имеет и при одинаковой эксплуатационной перегрузке P_E^3 , больший ход $S_{III} > S_I$.

Кроме того, работа гистерезиса при прямом ходе A'_M (см. рис. 258) оказывается недостаточной и для обеспечения необходимого коэффициента гистерезиса h приходится вводить торможение и на обратном ходу (A''_M на рис. 258).

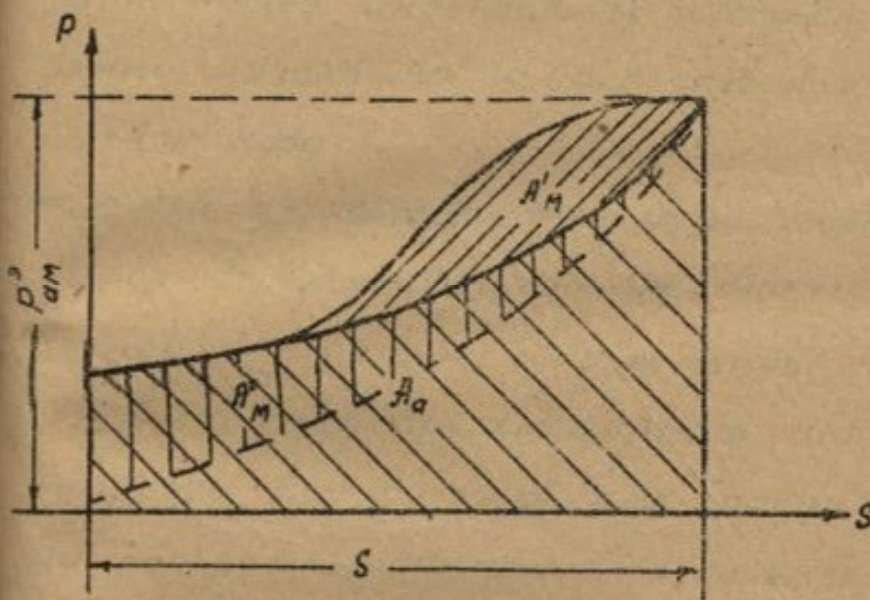


Рис. 258

Достигается это в амортизаторе Викакса при помощи болтов Д и шайбы Е.

Во время прямого хода масло проходит через кольцевые пространства „в“ между болтами Д и отверстиями в поршне, верстиями в поршне,

и через отверстие „а“ в шайбе заполняет кольцеобразную камеру „е“, постепенно образующуюся при перемещении вверх поршня (положение I на фиг. 123). Во время обратного хода шайба прижимается к поршню (положение II) и масло из камеры „е“ выталкивается через узкие отверстия „с“ в болтах Д.

Масло в амортизатор может заливаться через штуцер F. Через тот же штуцер, при ввинченной пробке G и снятом колпачке H может накачиваться воздух.

^{*)} Амортизаторы Викакса имеют коэффициент полноты $\omega \approx 0,7$.

Трубка L и пробка K служит для контроля уровня масла.

Другой амортизатор смешанного типа показан на фиг. 120. Начальный свободный ход достигается тем, что игла A в начале хода не перекрывает диффузор C . Торможение на обратном ходу обеспечивает скользящий клапан B .

В отличие от амортизатора Виллера сжатие воздуха здесь создается только за счет перетекающего в цилиндр масла. Разница с амортизаторами первого типа заключается в менее интенсивном торможении переднего хода (особенно начала его) и, (как следствие) в торможении на обратном ходу.

Для упрощения технологии сборки амортизатора цилиндр выполнен разъемным. Части D и E его стягиваются гайкой F , причем, одновременно, зажимается диафрагма G .

Амортизаторы смешанного типа, обеспечивающие мягкость при рулежке, при, сравнительно, быстром времени распрямления стойки^{*)} и приемлемым, в большинстве случаев, ходом, наиболее удобны в эксплуатации.

Конструктивные схемы амортизаторов

Описав типы принципиально различные, приступим к описанию конструктивных схем.

Имеются две различные схемы: одна, отличающаяся тем, что (фиг. 119 и 121) поршень находится снизу, а цилиндр сверху, и вторая, в которой (фиг. 118) поршень находится вверху^{**)}. В этом случае он является так же и воздушным

^{*)} Торможение на обратном ходу много меньше чем у амортизаторов I-го типа.

^{**)} Все три амортизатора работают с торможением масла только при переднем ходе (I тип).

резервуаром.

Недостатки первой схемы следующие:

1. Минимальная возможная длина его больше, чем длина амортизатора, построенного по второй схеме.
2. Вес тоже больше.
3. Производственно трудно изготовить и поставить диафрагму E , отделяющую воздушную камеру от масляной.^{*)}

Таким образом, как будто, второй тип имеет такие преимущества, что должен совершенно вытеснить первый; но в некоторых схемах шасси (особенно убирающихся), очень удобно крепить подкосы шасси непосредственно к неподвижной части амортизатора, и в этом случае амортизатор второго типа не может быть использован; приходится идти на установку амортизатора первого типа. Приведем пример:

Крепление подкоса к амортизатору второго типа, изображенному на фиг. 118, показано на рис. 259. Очевидно, такая схема шасси будет изменяемой (при ходе амортизатора ΔS точка A переместится в точку A'). Это обстоятельство делает данную схему неудобной для убирающихся шасси.

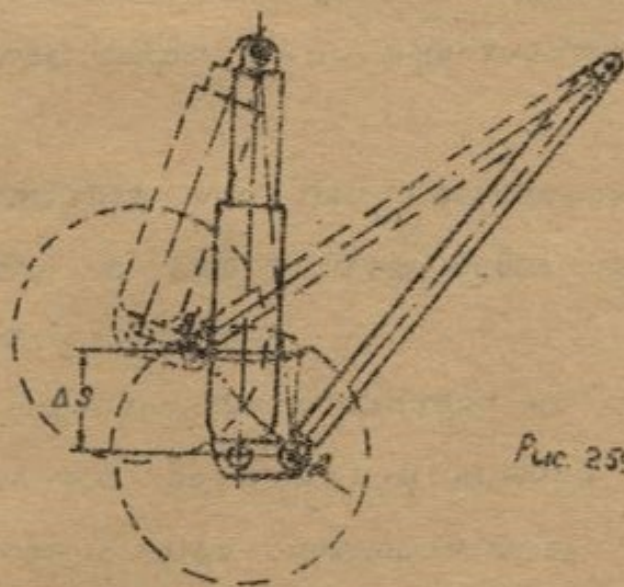


Рис. 259

^{*)} 1166 необходима специальная воздушная камера (над диафрагмой), в то время как в амортизаторе второй схемы таковой является поршень.

Схема убирающегося шасси с амортизатором первого типа, показанным на фиг 119, дана на рис 260.

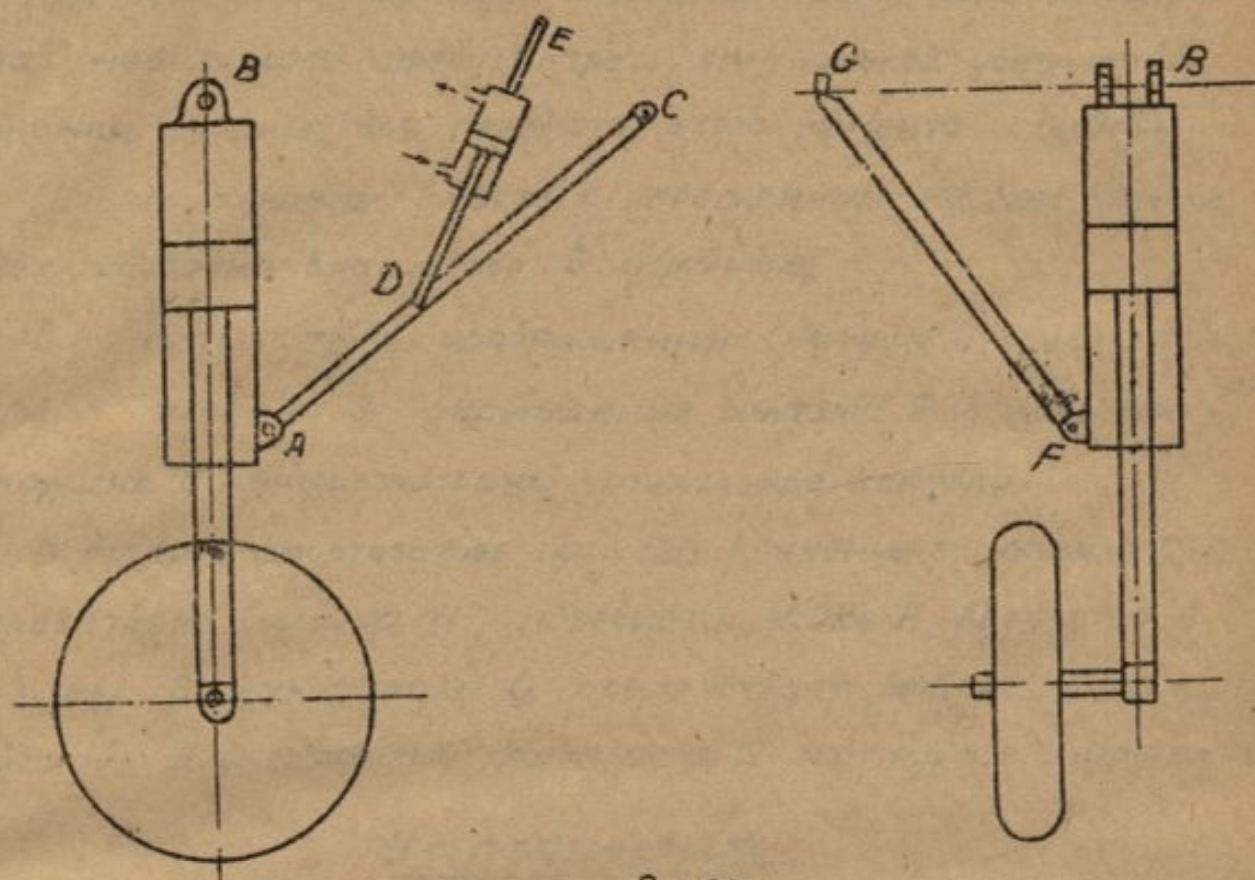


Рис. 260.

Убирание осуществляется подъемником DE ; при пуске в цилиндр подъемника масла, как это показано стрелками, подъемник сокращается и ломает подкос AC . При этом колесо уходит назад.

Подъемник не препятствует работе амортизации, ибо схема шасси при сокращении амортизатора остается неизменяемой.

Следует отметить, что при нагрузке на колесо в такой схеме шасси на амортизатор будут передаваться деформации изгиба и кручения.

В случае работы амортизатора на изгиб, во избежание быстрого износа поршня и цилиндра следует следить за тем, чтобы отношение опорной длины поршня (L - на фиг. 121*) к его диаметру (D) была не меньше 1,5.

*) Упоршней амортизаторов, изображенных на фиг 118 и 119 длина L задается формулой

$$\frac{L}{D} \geq 1.5$$

При действии крутящего момента на поршень амортизатора, необходимо предусмотреть специальное устройство (шпонки, шпильцы) для передачи этого момента цилиндру.

(Иначе поршень, вместе с укрепленным на нем колесом, будет свободно вращаться в цилиндре).

В амортизаторе, изображенном на фиг. 119, для этого служат шпонки G, укрепленные болтами F в цилиндре B.^{*} В поршне C выфрезерованы специальные канавки.

В другом амортизаторе (фиг. 121) кручение от поршня C, посредством шлица a, передается гайке F, ввернутой в цилиндр B. Контргайка G препятствует выворачиванию гайки F. Для гарантии контргайка G контруется шурупом H.

Уплотнения.

Чрезвычайно важный вопрос при конструировании масляно-пневматического амортизатора - обеспечение хорошего уплотнения.

После ряда опытов^{**} наилучшие результаты были получены для манжет, отштампованных из кожи и пропитанных особым составом.

Подобные манжеты (фиг. 124), будучи поставлены в количестве 3-х штук одна за другой, на испытаниях выдержали длительное давление в 50 атм. в течение двух месяцев, (не давая никакой течи, и кратковременное (на статических испытаниях) в 285 атм. в течение 30 мин. Точно так

^{*} Болты F завернуты в шпонки G и цилиндр B. Для увеличения длины резьбы к цилиндру B наварено с до окончательной его обработки шайбы H. Болты F после заворачивания их для обеспечения плотности, дополнительно опрессовываются.

^{**} Л. Гладзе "Конструирование и расчет масляных амортизаторов шасси самолетов". Технические заметки ЦАГИ № 59.

же, находясь под действием смеси, залитой в амортизатор, в течение 6-ти месяцев не показали никаких ухудшений в смысле уплотнений.

Единственным недостатком являются дефицитность и дороговизна кожи, тем более, что получаются сравнительно большие отходы. Поэтому были предприняты поиски менее дефицитных уплотнительных колец.

Сравнительно хорошие результаты дали кольца из прорезиненного полотна (фиг. 125). Кольца изготавливаются горячей прессовкой в оловых, стальной, цементированных формах.

В качестве уплотнений они почти не уступают кожаным, но обладают следующими недостатками: 1) создают черезчур большое трение о стенки цилиндра и 2) несмотря на то, что резина берется маслостойкая, при длительной работе в масле разбухают и размягчаются. Кольца приходится заменять через 6-8 месяцев работы. Но, несмотря на эти существенные недостатки, относительная дешевизна, меньшая дефицитность резины по сравнению с кожей и возможность готовить манжеты фабричным путем, все таки заставляют нас при проектировании амортизатора для массового изготовления рекомендовать применять именно их, а не дорогие кожаные манжеты. При постройке же единичного экземпляра нет смысла изготавливать сравнительно дорогие формы для прессовки, тогда лучше взять кожаные манжеты.

На фиг. 112-120 амортизаторы снабжены кожаными манжетами, на фиг. 121 и 123 - резиновыми.

Следует обратить внимание на манжеты М (фиг. 118)

Давлением масла при сокращении амортизатора кожа прижимается к цилиндру, чем обеспечивается хорошее уплотнение. Постановка таких „открытых“ манжет очень желательна.

В конце уплотнения желательна постановка фетровых колец (фиг. 118-121), впитывающих то масло, которому удалось проникнуть через уплотнение. Такое фетровое кольцо, пропитанное маслом и прижатое к поршню коническими упорными кольцами, представляет хороший дополнительный замок.

Кожанные прокладки Н служат для страгчения обратного удара.

Изготовление амортизаторов

Следует сказать несколько слов о порядке изготовления поршня и цилиндра. Одним из способов является изготовление этих важнейших частей из поковок. Такая конструкция гарантирует абсолютную непроницаемость их, но обработка и материал выходят чрезвычайно дорогими. В связи с этим иногда делают цилиндр и поршень из труб, присоединяя к ним доньшки* и диафрагму. Разумеется, способ присоединения доньшек требует особой предосторожности, в особенности доньшка воздушной камеры. Ни в коем случае нельзя присоединять их на пайке, ни оловом, ни твердыми припоями, - достаточной плотности такой шов не дает, воздух будет утекать, и его придется очень часто подкачивать. Самым надежным будет сварка, при этом не следует допускать дуговую электросварку. Шов, полученный дуговой сваркой

* См. фиг. 126.

Всегда имеет пустоты, газовые включения, через которые возможна утечка воздуха.

Самым лучшим способом является сварка атомным водородом; следующий за ним по надежности - автогенная сварка. Для свариваемых частей надо брать хромомolibденовую сталь или сталь хромансиль, из следующих соображений: нам надо иметь сталь хорошо свариваемую, которая, в то же самое время, после термической обработки, была бы достаточно тверда, чтобы не было заданий при работе. Несвариваемые детали можно делать из нормальной углеродистой стали.

Нужно заметить, что сварку цилиндра или поршня амортизатора следует, из условий поводки при сварке, производить до окончательной обработки их. Из этого соображения не следует сваривать цилиндры амортизаторов с траверсой для образования вилки колеса, ибо тогда, для окончательной обработки цилиндра, необходимо устанавливать на станке всю вилку.

Из этих же соображений мы не могли варить болты F (фиг. 119), а должны были спаять их. (Шпонки устанавливаются при сборке амортизатора и о последующей обработке речи быть не может).

Так как поршень амортизатора должен быть тщательно пригнан по цилиндру (скользящая посадка), то для облегчения работы рационально в средней части поршня выбирать материал, оставляя зазор между поршнем и цилиндром, как это и сделано на фиг. 118 и 119. Длина соприкасающихся участков (.В' и .В'' на фиг. 118) выбирается из условия смятия при изгибе амортизатора. Максимальный ход поршня должен быть предусмотрен на 10%

больше максимально необходимого по расчету.

Зарядка амортизатора.

Количество масла, заливаемого в амортизатор, определяется из того условия, что ^{бы}масло перекрывало диафрагму на 30-40 мм. Делается это для того, чтобы при случайных небольших утечках масла, диафрагма не обмяклась

К жидкости, заливаемой в амортизатор, предъявляются высокие требования: она не должна замерзать при температуре до -50°C , не должна способствовать коррозии стали и дюрала, не должна вредно влиять на кожу и резину. Подходящими по качеству жидкостями является: спирто-касторовая и спирто-глицериновая смеси ^{*)} и трансформаторное масло. В отношении последнего можно сказать, что оно несколько уступает первым смесям по своим свойствам, но дешевле и менее дефицитно.

Начальное давление воздуха в амортизаторе (обезопасивающее предварительную затяжку) выбирается в пределах $P = 20-60$ атм.

При меньших давлениях чрезвычайно сильно раздуваются габариты и увеличивается вес, при давлениях больше 60 атм создаются большие затруднения с уплотнением.

В убирающихся шасси, как правило, следует рекомендовать давление $P = 20-40$ атм.

Дело в том, что воздух в масляно-пневматическом амортизаторе всегда интенсивнее масла пробивается через уплотнения и поэтому он (воздух) отделен от уплотнителя маслом, играющим роль затвора.

В убирающемся же шасси, если амортизатор принимает

*) При чем для летных полетов берется 10% спирта, 90% глицерина; для зимних - 20% спирта, 80% глицерина, для работы в жарких условиях - 50% спирта и 50% глицерина.

горизонтальное положение (рис 261), на уплотнения начинает действовать сжатый воздух, который удерживать от утечки сальником тем труднее, чем больше давление воздуха.

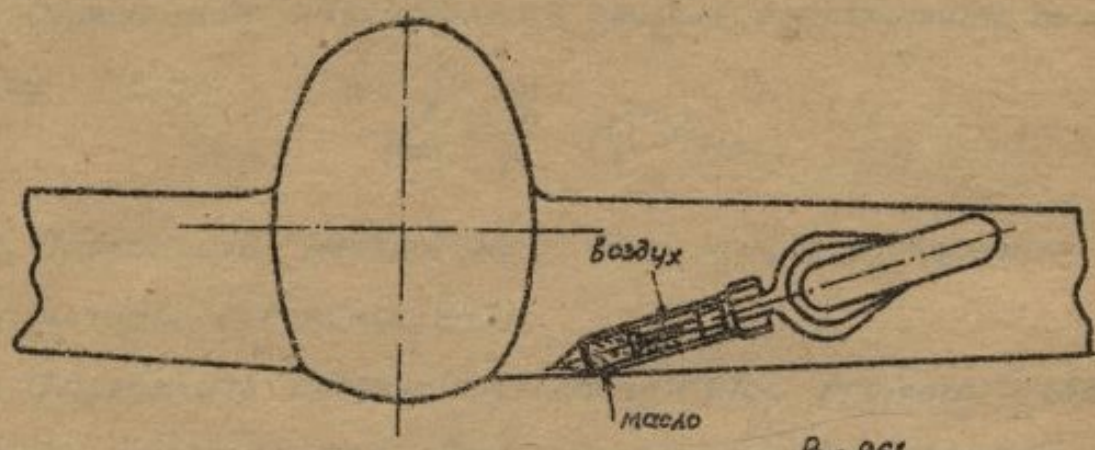


Рис. 261.

В некоторых схемах убирающихся массы, где при убранном масле, амортизатор не „ложится“ (рис. 122) давление, очевидно, может быть принято до 60 атм.

Расчет масляно-пневматического амортизатора.*

Приступая к расчету амортизатора необходимо:

1. Определить вес, приходящийся на колесо G_k и выбрать колесо по сортаменту.
2. Определить работу по нормам A_n .
3. Зайтаться коэффициентом безопасной перегрузки n_E^3 .
4. Определить эксплуатационную нагрузку на колесо

$$P_3 = n_E^3 \cdot G_k$$

5. Определить работу колеса при эксплуатационной перегрузке A_k^3 .

6. Зная число колес и амортизаторов на самолете найти работу, приходящуюся на долю одного амортизатора $A_{ам}^{**}$.

7. Определить стояночное усилие амортизатора как

* Проводим расчет только масляно-пневматического амортизатора. Расчет масляного амортизатора иного типа отличается от ниже приводимого лишь тем, что адиабата сжатия воздуха заменяется диаграммой $P=f(S)$ его рекуператора.

** См. п. 16 расчета резиновой амортизации.

$$P_{ам.ст} = \frac{G_k}{\varphi} \quad *)$$

8. Определить усилие предварительной затяжки $P_0 = 0,8 P_{ам.ст}$

9. Определить максимальное усилие, действующее по амортизатору

$$P_{ам}^3 = \frac{P_k}{\varphi} = \eta_{\varepsilon}^3 P_{ам.ст}$$

10. Определить необходимый коэффициент гистерезиса амортизатора h (по рис. 243).

11. Определить коэффициент гистерезиса прямого и обратного хода амортизатора. Для амортизаторов с торможением на переднем ходу:

$$h_{пр.х} = h \quad h_{обр.х} = 0$$

Для амортизаторов с торможением на обратном ходу можно принять:

$$h_{пр.х} = 0 \quad \text{и} \quad h_{обр.х} = h$$

При расчете амортизатора смешанного типа следует задаться коэффициентом полноты диаграммы $\omega = 0,65 \div 0,7$. Исходя из коэффициента полноты диаграммы можно определить коэффициент гистерезиса прямого хода амортизатора $h_{пр.х}$

В самом деле

$$h_{пр.х} = \frac{A_m}{A_{ам}} = \frac{A_{ам} - A_a}{A_{ам}}$$

(Здесь A_m - работа масла при прямом ходе амортизатора [рис. 258]).

A_a - работа воздуха при адиабатическом сжатии).

Деля числителя и знаменателя на $P_{ам}^3 \cdot S_{max}$

получим:

$$h_{пр.х} = \frac{\omega - \omega_a}{\omega} \quad \text{или} \quad h_{пр.х} = 1 - \frac{\omega_a}{\omega} \quad (22)$$

*) Считая $\varphi = \frac{\varphi_0 + \varphi_{\varepsilon}}{2} = \text{const.}$

[ω_a определяется уравнением (14)]

$$h_{обр.х} = h - h_{пр.х}$$

В дальнейшем расчет прямого хода будем проводить для амортизатора I-го типа

$$(h_{пр.х} = h)$$

Расчет прямого хода

Расчитываем амортизатор с переменным отверстием для протекания масла^{*)}

Известно. $P_0, P_{ам}^3, A_{ам}^3$ и $h_{пр.х}$.

Требуется определить: ход поршня, размеры амортизатора и форму регулирующей иглы.

I. Определение размеров амортизатора

1. Пользуясь формулами (22) и (14), определяем коэффициент полноты диаграммы ω .

$$h_{пр.х} = 1 - \frac{\omega_a}{\omega} = 1 - \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\alpha^{\frac{1}{k}} - \alpha}{(k-1)(1 - \alpha^{\frac{1}{k}})}$$

Известны

$$\alpha' = \frac{P_0}{P_{ам}^3}, \quad k = 1,4; \quad h_{пр.х} = h$$

Определяем ω

2. Определяем ход поршня амортизатора из того условия, что площадь, ограниченная диаграммой $P = f(S)$, должна выражать работу амортизатора (рис. 262)

$$P_{ам}^3 \cdot S_{max} \cdot \omega = A_{ам}^3$$

откуда

$$S_{max} = \frac{A_{ам}^3}{P_{ам}^3 \cdot \omega} \quad (23)$$

*) О расчете амортизатора с постоянным отверстием будет сказано ниже.

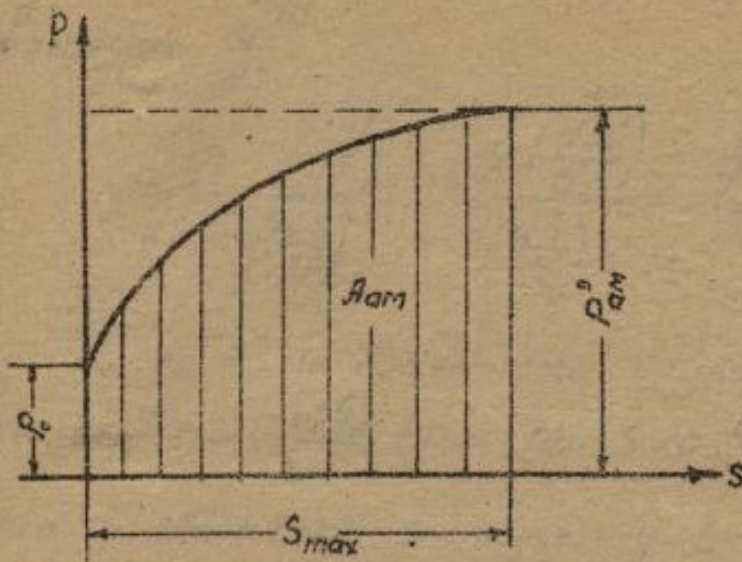


Рис. 262.

3. Имея значения P_0 , $P_{ам}^3$, S_{max} и $A_{ам}^3$ мы можем приступить к построению кривой $P=f(S)$

Может быть два способа построения диаграммы:

а) кривая $P=f(S)$ выражается аналитически (наиболее удобно в таком случае принимать $P=f(S)$ параболой 2-4 степени)

В этом случае весь расчет амортизатора может быть проведен аналитически.

б) Кривая $P=f(S)$ подбирается при помощи логал с соблюдением следующих условий:

1. Площадь, ограниченная кривой, должна быть в масштабе равной $A_{ам}^3$.

2. Кривая должна проходить через точки с координатами $(P_0, 0)$ и $(P_{ам}^3, S_{max})$.

3. На всем протяжении кривой $\frac{dP}{dS}$ должно быть положительным.

4. Кривая не должна иметь резких перегибов.

5. В начальной точке кривая должна быть касательной к вертикальной оси.

$$\frac{dP}{dS} = \infty$$

Поясним пункты 4 и 5

В случае несоблюдения четвертого условия $\frac{dP}{dS}$ будет функцией прерывной (между прочим из этого условия вытекает невозможность получения коэффициента полноты диаграммы, равного единице).

Пятое условие может быть пояснено, если раскрыть выражение $\frac{dP}{ds}$.

$$\frac{dP}{ds} = \frac{\left(\frac{dP}{dt}\right)}{\left(\frac{ds}{dt}\right)} = \frac{\frac{1}{\varphi} \left(\frac{dP_k}{dt}\right)}{\left(\frac{ds}{dt}\right)} = \frac{\frac{1}{\varphi} \left(\frac{dP_k}{d\delta} \cdot \frac{d\delta}{dt}\right)}{\frac{ds}{dt}}$$

Исходя из диаграммы усилия колеса $P_k = f(\delta)$, мы знаем, что $\frac{dP_k}{d\delta} \neq 0$. При $S=0$ $\frac{d\delta}{dt} \neq 0$, т.к. скорость обжатия пневматика к моменту включения в работу амортизатора, равна уже вполне определенной величине, отличной от нуля. (Равной скорости опускания ч.т. самолета в этот момент); в то же время $\frac{ds}{dt} = 0$, ибо поршень не движется, пока усилие в амортизационной стойке не превысит усилия предварительной затяжки.

Следовательно, при

$$S=0, \frac{dP}{ds} = \infty$$

При таком способе построение кривой $P=f(S)$ дальнейший расчет амортизатора проводится графо-аналитически.

Этим способом мы и воспользуемся для дальнейшего расчета амортизатора *)

Зная начальное давление воздуха в амортизаторе, определяем площадь поршня.

$$F = \frac{P}{P_0} \quad (24)$$

(Точнее F - площадь поршня минус площадь иглы).

5. Совместным решением ур-ний

$$\left(\frac{V_{at}}{V_{a0}}\right)^K = \alpha \quad (10)$$

*) Аналитический метод расчета подробно изложен в нашей работе "Примерный расчет самолета на прочность", вып. IV, изд. ХЯЦ

и

$$V_{ак} = V_{a.0} - F \cdot S_{max} \quad (11)$$

находим необходимый начальный объем воздуха в амортизаторе

$$V_{a.0} = \frac{F \cdot S_{max}}{1 - \alpha^{\frac{1}{k}}} \quad (25)$$

Все необходимые величины для определения габаритных размеров амортизатора мы, таким образом, имеем:

Диаметр амортизатора определяется диаметром поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$$

Расстояние от поршня до диафрагмы в амортизаторе первого типа, или высота стояния поршня в амортизаторе второго типа (H_1 - на рис. 263 "а" и "б"), определяется из условия:

$$H_1 = 1,1 S_{max} \quad (26)^{2)}$$

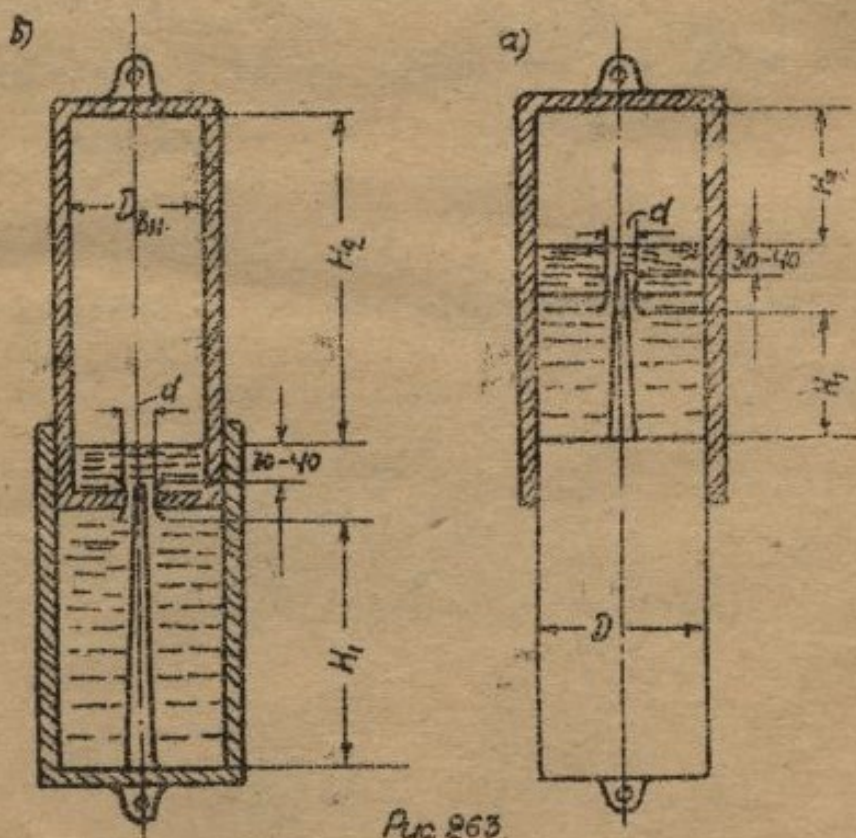


Рис 263.

*) Запас хода (10%) необходим для того, чтобы работоспособность амортизатора не была полностью исчерпана по выполнению им безопасной работы, заданной в нормах.

Высота воздушной камеры H_2 определяется начальным объемом воздуха в амортизаторе V_{a0} .

Довольно часто при проектировании масляно-пневматического амортизатора конструктору приходится сталкиваться с такой задачей;

Высотой шасси максимальная длина амортизатора лимитирована, а остающееся над диафрагмой пространство (высота H_2) не вмещает всего, необходимого по расчету, воздуха,

Простым увеличением диаметра амортизатора помочь нельзя, ибо, связанное с этим, увеличение площади поршня ведет к понижению начального давления воздуха и, как следствие, к увеличению необходимого объема воздуха в амортизаторе. В результате опять необходимый объем воздуха (V_{a0}^H) оказывается больше располагаемого (V_{a0}^P)

Математически это доказывается так:

У амортизатора, изображенного на рис 263а располагаемый объем воздуха

$$V_{a0}^P = F \cdot H_2$$

Пусть необходимый по расчету объем воздуха

$$V_{a0}^H = \frac{F \cdot S_{max}}{1 - \alpha^{\frac{1}{k}}}$$

25.

будет больше располагаемого

$$V_{a0}^H > V_{a0}^P$$

т.е

$$\frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P} > 1$$

Нам необходимо путем каких-либо мероприятий добиться того, чтобы это отношение стало равно единице

$$\left(\frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P} = 1 \right)$$

Подставляя вместо V_{a0}^H и V_{a0}^P их значения, получим:

$$\frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P} = \frac{S_{max}}{H_2 (1 - \alpha)^{\frac{1}{k}}} \quad (27)$$

Т.к. F сократилось, ясно, что увеличение площади поршня на отношение (27) влиять не будет.

Таким образом, мы показали, что простое увеличение диаметра амортизатора не может нам приблизить отношения $\frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P}$ к единице (Для ясности мы весь вывод проводили применительно к амортизатору I-го типа [рис 113])

Для амортизатора II-го типа (рис 263 в)

$$V_{a0}^P = F_{вн} \cdot H_2 = \frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} \cdot H_2$$

и отношение

$$\frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P} = \frac{F \cdot S_{max}}{F_{вн} \cdot H_2 (1 - \alpha)^{\frac{1}{k}}} \quad (28)$$

т.е. площадь поршня не сокращается. Однако, при увеличении диаметра амортизатора, мы получим:

$$\frac{F'}{F_{вн}'} \approx \frac{F}{F_{вн}}$$

и, следовательно,

$$\frac{(V_{a0}^H)'}{(V_{a0}^P)'} = \frac{V_{a0}^H}{V_{a0}^P}$$

(Здесь F' , $F_{вн}'$, $(V_{a0}^H)'$, $(V_{a0}^P)'$ - значения величин при увеличенном диаметре амортизатора)

Таким образом, мы приходим к тому же выводу: увеличение диаметра амортизатора не разрешает задачи.

Из формулы (25) следует, что необходимый начальный объем воздуха в амортизаторе может быть уменьшен путем уменьшения максимального хода амортизатора

S_{max} .

Однако, уменьшение S_{max} требует повышения коэффициента полноты диаграммы ω [см. формулу (23)].

Ясно, что при мало располагаемой высоте мы рассчитываем амортизатор с торможением при переднем ходе с максимально-возможным коэффициентом полноты диаграммы, а потому дальнейшее увеличение ω невозможно.

Необходимо увеличить объем воздушной камеры, не изменяя площади поршня (F) и хода амортизатора (S_{max}).

В амортизаторах с нижним расположением поршня это может быть достигнуто либо увеличением диаметра цилиндра в верхней его части (рис. 264а), либо присоединением дополнительного резервуара воздуха (например приваркой, так называемого „апендикса“ - рис. 264-б).

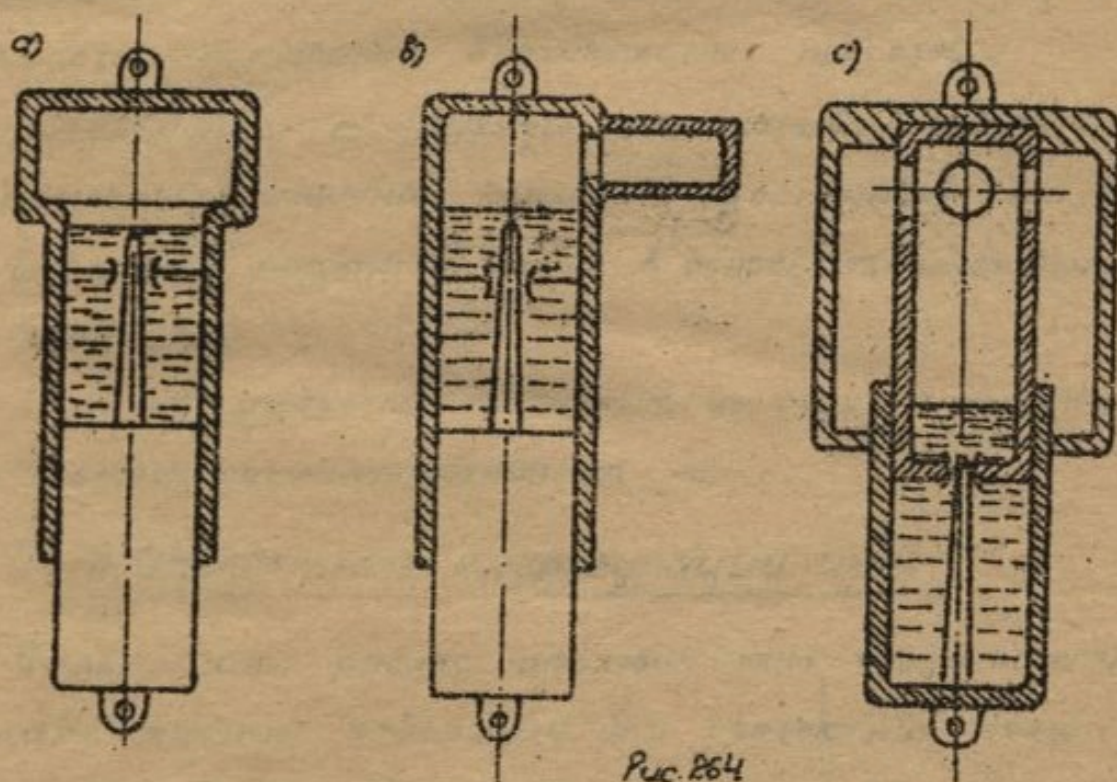


Рис. 264

В амортизаторе с верхним расположением поршня этого можно достигнуть путем заключения поршня в трубу обхватывающую цилиндр и служащую воздушным резервуаром (рис. 264-с).

Разумеется, такое устройство амортизатора следует применять лишь в крайнем случае, ибо оно увеличивает вес, усложняет конструкцию и требует особо тщательного уплотнения.

Амортизатор такого типа показан на фиг. 127.

Круглые отверстия в верхней части поршня, сообщающие две воздушные камеры (рис. 264-с) заменены здесь продольными прорезами J . Это необходимо по следующим соображениям: амортизатор принадлежит убиранию шасси и при складывании последнего занимает горизонтальное положение. При этом масло переливается в дополнительный воздушный резервуар. Необходимо, чтобы при выкладывании шасси, когда амортизатор займет вертикальное положение, масло переливалось назад в цилиндр; это и достигается посредством вертикальных прорезов J .

Превышение „а“ нижнего края канавки над верхней поверхностью зажимного кольца K , обеспечивает наличие уплотняющего масляного кольца в дополнительном воздушном резервуаре.

Цилиндр изготовлен составным из двух частей (F и E) ради возможности облегчения его.

II. Определение конфигурации иглы.

Дальнейший расчет необходим нам, чтобы определить площади сечений отверстий для протекания масла (F), или, иначе говоря, конфигурацию иглы при заданном диаметре диффузора d (рис. 263).

Последовательность расчета будет такова:

исходя из живой силы самолета во время посадки найдем скорость движения поршня амортизатора

$$S' = \frac{ds}{dt}$$

Проводя адиабату сжатия воздуха на диаграмме работы амортизатора (пунктир на рис. 263), найдем силы сопротивления масла $P_m = f(S)$. Находим скорость протекания масла через диффузор $V = f'(P_m)$

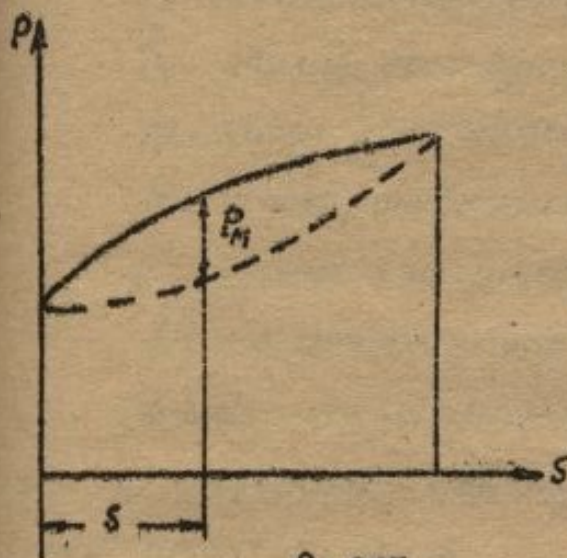


Рис. 265.

Зная скорости протекания масла V и скорости поршня S' , мы сумеем определить необходимую площадь сечения отверстия f .

Продолжаем расчет.

6. Определим энергию удара в момент касания колеса с землей (в начале прямого хода амортизации) A_0 .

т.е. A_0 .

Полная энергия по нормам A_n больше A_0 , т.к. по мере хода амортизации ц.т. самолета, опускаясь на величину \int_{max} , производит дополнительную работу

$$\Delta A = \beta G \cdot \int_{\text{max}}$$

Здесь G - вес самолета.

$\beta = \frac{G - Y}{G}$ - коэффициент, характеризующий разгрузку самолета G_2 подъемной силой крыла Y . Согласно экспериментальным данным $\beta = 0 \div 0,48$. Нормами прочности дается $\beta = 0,85$.

Таким образом:

$$A_0 = A_n - \beta \cdot G \cdot \int_{\text{max}} \quad (28)$$

7. Переходим к определению скоростей опускания ц.т. самолета

Уравнение живой силы для любого участка прямого хода амортизации будет иметь вид:

$$\frac{G}{g} \left(\frac{v}{2} \right)^2 = A_0 + \beta G \int_{\text{max}} - m \int_0^{\delta} P_k d\delta - n \int_0^{\delta} P ds \quad (29)$$

Здесь y - вертикальное перемещение центра тяжести самолета, (считая от момента касания с землей)

y' - скорость опускания центра тяжести самолета

n - число амортизаторов.

P_k - усилие, действующее на колесо

m - число колес самолета.

δ - усадка пневматика

P - усилие в амортизационной стойке

S - ход амортизатора.

Решая это уравнение мы можем найти изменение скорости опускания центра тяжести самолета y' в функции от хода амортизатора S .

$$y' = f(S)$$

Разбивая полный ход амортизатора на участки, сводим расчет в таблицу №5. Разбивку на участки удобно проводить так, как это указано в графе 2 таблицы №5.

В графе 3 записываем абсолютные значения хода амортизатора.

В графе 4 - соответствующие им усилия по амортизационной стойке из диаграммы (рис. 262).

В графе 5 записываем усилия на пневматик

$$P_k = \varphi \cdot P$$

В графе 6 - соответствующие усадки пневматика (из диаграммы колеса $P_k = f(\delta)$ - рис.)

В графе 7 записываем вертикальное перемещение центра тяжести самолета за счет деформации амортизатора.

Исходя из формулы (4) оно равно $\frac{S}{\varphi}$ *)

В графе 8 - опускание центра тяжести за счет усадки

*) Действительно только для случая, когда число амортизаторов равно числу колес. В общем случае $X = \frac{S}{\varphi}$, где $\varphi = \frac{\varphi}{n}$ (n - число амортизаторов на одно колесо) - см. ниже, примерный расчет масляно-пневматич. амортизатора

пневматика δ и деформации амортизатора S

$$\lambda = \delta + \frac{S}{\varphi} \quad (30)$$

В графе 9 заносим работу опускающа центра тяжести

$$A''' = \beta G \cdot \lambda$$

В графе 10 вычислрем работу, поглощенную пневматиками соответственно любой усадке $\delta^{(n)}$ и помножив ее на число колес m записываем результат

$$A' = m \int_0^{\delta} P_k d\delta$$

У моменту включения амортизатора в работу, пневматиками будет поглощена уже работа A_0 .

В графе 11 вычисляем A'' , поглощенную амортизаторами, планиметрируя площадь под кривой $P = f(S)$ и помножая результат на число амортизаторов n

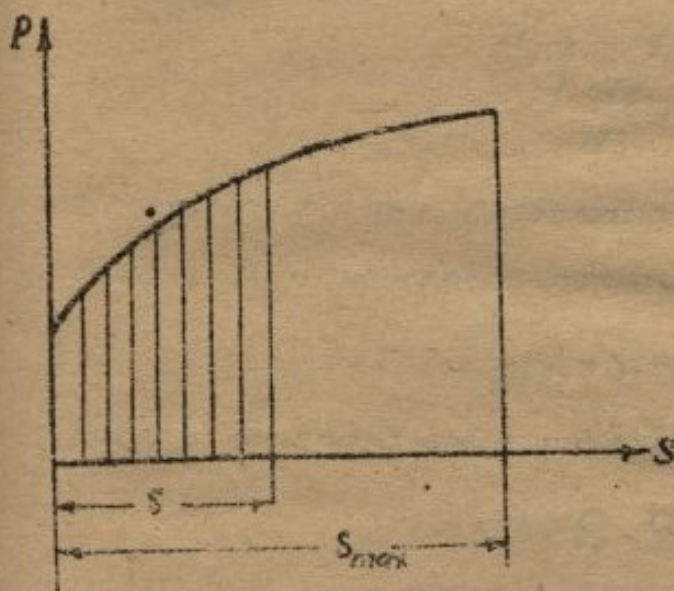


Рис 266.

(например, на рис. 266 заштрихована площадь, представляющая собой, в некотором масштабе, работу, поглощенную амортизатором при ходе S .

$$A'' = n \int_0^S P dS$$

В графе 12 вычисляем непоглощенную, на данный момент, живую силу

$$A = A_0 + A''' - A' - A'' \quad (29')$$

сравнивая уравнения (29) и (29') видим, что

$$A = \frac{G}{g} \left(\frac{\lambda'}{2} \right)^2 \quad (29'')$$

или берем ее непосредственно из диаграммы $A_k = f(\delta)$ (рис.)

В графе 13 записываем значение квадрата скорости опускания центра тяжести самолета $(\dot{y})^2$, найденные из уравнения (29")

$$\dot{y}^2 = \frac{2g\delta}{G}$$

В графе 14 - значение скоростей \dot{y}'

8. Имея скорость опускания центра тяжести самолета \dot{y}' , мы можем определить скорость деформации амортизатора S'

Установим зависимость между S' и \dot{y}'

$$\dot{y} = \delta + \frac{S}{\varphi}$$

откуда

$$\frac{d\dot{y}}{dt} = \frac{d\delta}{dt} + \frac{1}{\varphi} \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{dt} \left(\frac{d\delta}{dS} + \frac{1}{\varphi} \right)$$

т.е.

$$\dot{y}' = S' \left(\frac{d\delta}{dS} + \frac{1}{\varphi} \right)$$

откуда

$$S' = \dot{y}' \frac{1}{\frac{d\delta}{dS} + \frac{1}{\varphi}} \quad (31)$$

Проводим расчет продолжая таблицу №5

Графа 15 - определяем приращения хода поршня ΔS

$$\Delta S_i = S_i - S_{i-1}$$

Графа 16 - определяем приращения усадки пневматика $\Delta \delta$

$$\Delta \delta_i = \delta_i - \delta_{i-1}$$

Графа 17 - вычисляем отношение $\frac{\Delta \delta}{\Delta S}$

Графа 18 - вычисляем $\frac{\Delta \delta}{\Delta S} + \frac{1}{\varphi}$

Графа 19 - определяем скорость деформации амортизатора S' из уравнения (31).

Таким образом закон изменения скоростей движения поршня амортизатора в функции от хода поршня, нами

найден.

Переходим ко второй части расчета - определению изменения скорости перетекания масла в функции от хода амортизатора.

Строим адиабату (рис 265)

Расчет для построения адиабаты сводим в таблицу (см табл. №5)

Первые две строки таблицы, дающие зависимость между отношением давлений и отношением объемов при адиабатическом процессе полностью взяты из справочника Hütte^{*)}

Очевидно, эти две строки дадут нам закон уменьшения объема воздуха в амортизаторе V_a при соответствующем увеличении силы сопротивления воздуха P_a

Согласно формуле (16) отношение максимального усиления амортизатора к минимальному (предварительной затяжки)

$$\pi = \frac{P_{ам}^2}{P_0} = \frac{\pi_\epsilon^2}{\pi}$$

Таблица №6 (имеющая $\frac{P_1}{P_2} \max = 4$) составлена, очевидно, для амортизатора, обеспечивающего эксплуатационную перегрузку

$$\pi_\epsilon^2 = \pi \pi = 4 \cdot 0,8 = 3,2$$

P_1/P_2	1	1,1	1,2	1,3	1,5	2	2,5	3	3,5	4
V_2/V_1	1	1,07	1,206	1,386	1,522	1,641	1,924	2,193	2,449	2,692
P_a	P_0			$1,3 P_0$						$P_{a \max} = P_{ам}^2$
V_a	V_{a0}			$\frac{V_{a0}}{1,386}$						$V_{ak} = \frac{V_{a0}}{2,692}$
S	0			$\frac{V_{a0} - V_{a3}}{F}$						$S_{\max} = \frac{V_{a0} - V_a}{F}$

Таблица №6

*) Табл. Адиабатическое расширение газов * стр 656, год изд 1933

Третья строка представляет собой изменение ординат нашей адиабаты (P_a) от $P_{a0} = P_0$ до $P_{a\max} = P_{am} = n \cdot P_0$

Любое промежуточное значение P_a получается умножением P_0 на отношение P_1/P_2 (ибо отношение сил равно отношению давлений).

$$P_{a1} = P_0 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)_1$$

Четвертая строка представляет соответствующее изменение объема воздуха V_a . Силе P_0 соответствует объем воздуха V_{a0}

$$V_{a1} = \frac{V_{a0}}{\left(\frac{V_2/V_1 \right)_1}$$

Для изменения объема ($V_{a0} - V_{a1}$) на площадь поршня, очевидно, получим соответствующий ход поршня S (строка 5-я таблицы №6), т.е. абсциссы нашей адиабаты. Имеем $P_a = f(S)$, строим адиабату (рис. 265)

ю Продолжаем таблицу №5, занося в нее значение сил сопротивления масла P_m , взятое из рис. 265 (графа 20)

II. Определяем значение проходных отверстий f . Согласно уравнению сплошности, при протекании жидкости через отверстие, имеем:

$$\text{Расход масла } Q = S' \cdot F = \mu \cdot f \cdot V \tag{18}$$

здесь: S' - скорость движения поршня амортизатора

F - площадь поршня

f - площадь отверстия

V - скорость протекания масла, равная

$$V = \sqrt{\frac{2g \cdot P_{\text{масла}}}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2g \cdot P_m}{\gamma \cdot F}}$$

где P_m - давление масла

P_m - сила сопротивления маслу в амортизаторе

$$P_m = P_m \cdot F$$

γ - удельный вес масла, равный для различных смесей

от 0,9 до 1,2² грем³)

μ - коэффициент истечения, представляющий собой отношение действительного расхода масла (Q) к расходу идеальной жидкости при протекании через отверстие в бесконечно тонкой стенке ($V \cdot f$)

$$\mu = \frac{Q}{V \cdot f}$$

Коэффициент истечения μ должен учитывать, во-первых сужение струи по сравнению с площадью отверстия u , во-вторых, уменьшение скорости вытекания по сравнению с теоретической скоростью, т.е

$$\mu = \varphi \cdot \Omega$$

где $\varphi = \frac{V}{\sqrt{2gH}}$ - коэффициент скорости

и $\Omega = \frac{\text{площадь струи}}{\text{площадь отверстия}}$ - коэффициент сжатия струи.

Что касается коэффициента скорости, то при тех больших давлениях, которые получаются в масляных амортизаторах, φ можно с достаточной точностью принять равным единице, так что

$$\mu \approx \Omega$$

Коэффициент истечения, в очень значительной степени зависит от качества обработки отверстия и от его формы.

Вообще же в настоящее время, ввиду недостаточности опытного материала, нельзя дать точного ответа относительно величины μ .

По условиям работы олео-пневматический амортизатор ближе всего подходит к артиллерийским накатникам. Однако, и в артиллерийской литературе по этому вопросу нет единого мнения.

Чернявский („Записки по курсу лафетов“), дает:

$$\mu = 0,58 \div 0,66$$

Дурхляков (Курс „Лафетов“) рекомендует $\mu = 0,87$ *)

Думез **) на основании своих опытов рекомендует формулу

$$P_m = \frac{B \cdot S^{1/2} + C S'}{f^2} \quad \text{***)}$$

Величина $B = 0,05 \frac{\gamma}{g} F^3$, где

γ - удельный вес масла в кг/м³

g - ускорение силы тяжести в м/сек²

F - площадь поршня в см²

Величина

$$C = \frac{\gamma \cdot K_1 \cdot \delta \cdot F^2}{g \cdot K_2}$$

где γ - абсолютная вязкость масла в гр/см.сек.,

K_1 - коэффициент, учитывающий состояние краев отверстия

(для острых кромок $k = 1,2$, для закрученных $k = 0,6$)

K_2 - коэффициент, учитывающий форму сечения (для круг-

лого сечения $K_2 = \frac{1000}{8\pi} \approx 40$)

δ - длина отверстия.

Первый член уравнения $\frac{B S^{1/2}}{f^2}$ представляет собой сопротивление идеальной жидкости при прохождении через отверстие в бесконечно тонкой стенке ***))

*) Щетинков, Исследования олео-пневматической амортизации"

**) Реферат статьи Лпмерито, Гидравлические амортизаторы"

Техника Воздушного флота №7 за 1936 г. Раздел „Работа масла“

Остальными разделами этого реферата пользоваться не рекомендуем, ввиду ряда принципиальных ошибок.

***)) Приводим формулу в принятых нами обозначениях.

****)) В этом нетрудно убедиться подставив значение B и приведя к одной размерности.

$$P_m = \frac{0,05 \gamma \cdot F^3 S^{1/2}}{g \cdot f^2} = \frac{0,05 \gamma F \cdot f^2 \cdot \gamma^2}{g \cdot f^2} = \frac{0,05 \gamma \cdot F \cdot \gamma^2}{g}$$

Здесь γ - выражено в кг/м³

F - в см²

g - в м/сек²

γ - в м/сек.

(см. примеч. на след. стр.)

Второй член правой части уравнения учитывает вязкость масла и тип проходных отверстий и является линейной функцией скорости.

Формула Думеза действительна для скоростей истечения V , не превышающих 40-50 м/сек. (для которых проведено испытание).

При расчете же амортизатора, мы в большинстве случаев сталкиваемся со значительно большими скоростями.

Проведенные расчеты показывают, что при скорости $V=50$ м/сек. относительное влияние второго члена в уравнении Думеза 22-28% (что соответствует $\mu=72-78\%$, т.е. вполне реально).

При скорости же 90 м/сек., это влияние составляет 3-7% что, явно, не реально.

Согласно экспериментам, проведенным в ЦАГИ, у нас принято при расчете масляных амортизаторов брать:

$$\mu = \frac{1}{1,3}, \text{ что и рекомендует.}$$

Продолжаем расчет.

Подставляя значения скорости в уравнение расхода масла, получим:

$$S \cdot F = \mu \rho \cdot \sqrt{\frac{2g P_m}{\gamma F}}$$

Приводим к одинаковой размерности:

$$\gamma \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = \gamma \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] \cdot \frac{1}{1000}$$

$$F [\text{см}^2] = F [\text{м}^2] \cdot 10000$$

$$P_m = \frac{0,05 \cdot \frac{\gamma}{1000} \cdot [F \cdot 10000] V^2}{g} = \frac{0,5 \cdot \gamma \cdot F V^2}{g}$$

Для $P_m = \frac{\rho_m}{\rho}$ находим: $P_m = \frac{\gamma \cdot V^2}{2g}$, т.е. сопротивление идеальной жидкости при прохождении через отверстие в бесконечно тонкой стенке

$$V = \sqrt{\frac{2g P_m}{\gamma}}$$

откуда

$$f = \frac{F}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma \cdot F}{2g}} \cdot \frac{S'}{\sqrt{P_M}} \quad (32)$$

В графу 21 таблицы №5 заносим значения $\sqrt{P_M}$

В графу 22 - $\frac{S'}{\sqrt{P_M}}$

В графу 23 - значения f из формулы (32)^{*}

Примерный вид кривой f в функции от хода поршня S показан на рис. 267.

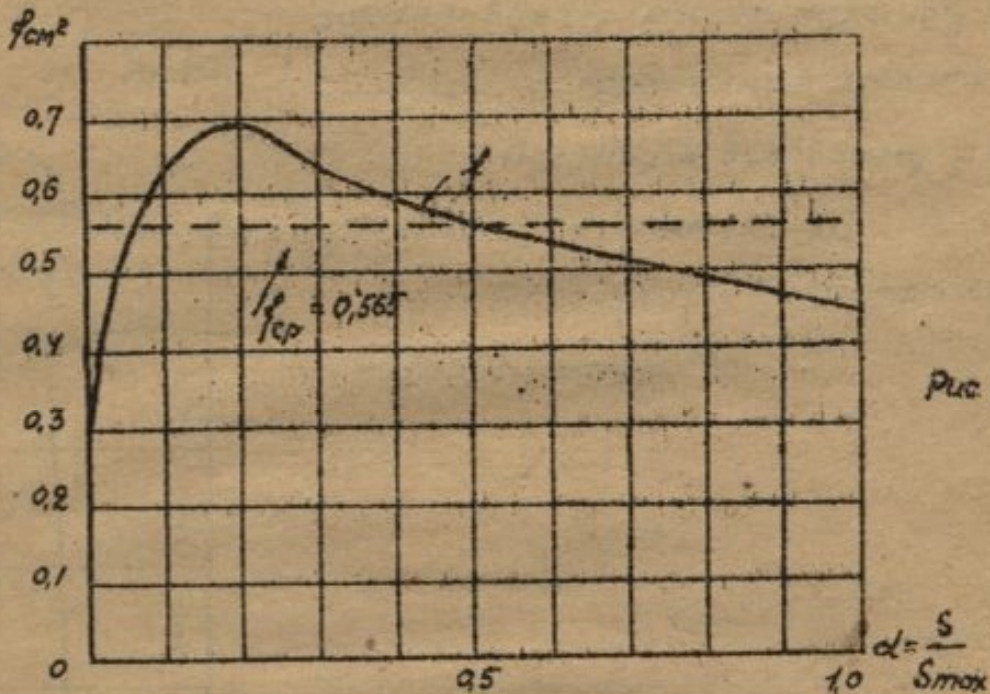


рис. 267

12. Задаемся диаметром диффузора d_0 и определяем диаметр иглы из условия:

$$\frac{\pi d_{иглы}^2}{4} = \frac{\pi d_0^2}{4} - f \quad (\text{рис. 268})$$

$$d_{иглы} = \sqrt{d_0^2 - \frac{4f}{\pi}} \quad (33)$$

В графу 24 заносим значения $\frac{4}{\pi} f$

* При $S=0$ и $S=S_{max}$ имеем $S'=0$ и $P_M=0$.

В результате в этих точках получаем по формуле (32) $f=0$

Для того, чтобы избежать необходимости раскрытия этой неопределенности мы и вычисляем f при $S=0,02S_{max}$ и $S=0,98S_{max}$. Значения f при $S=0$ и $S=S_{max}$ могут быть теперь найдены экстраполяцией.

В графу 25 - значение $d_0^2 = \frac{4}{\pi} f$

В графу 26 - d иглы из формулы (33)

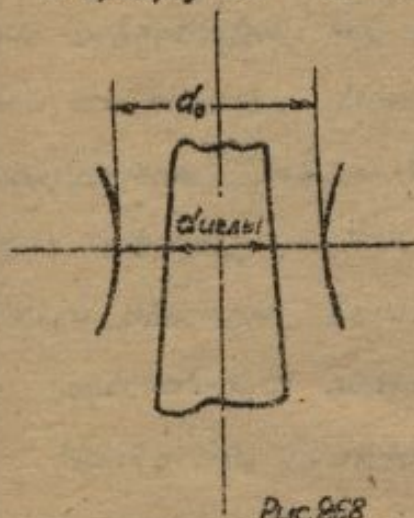


Рис. 258

Получив d иглы = $f(S)$ мы можем вычертить иглу. Пример построения показан на рис. 269 (индексы при d соответствуют номерам точек в таблице № 5).

Определением конфигурации иглы заканчивается расчет масляного амортизатора с переменным отверстием.

Построить диаграмму $\frac{1}{S} = f(S)$

можно по формуле (17)

Определить время прямого хода амортизатора

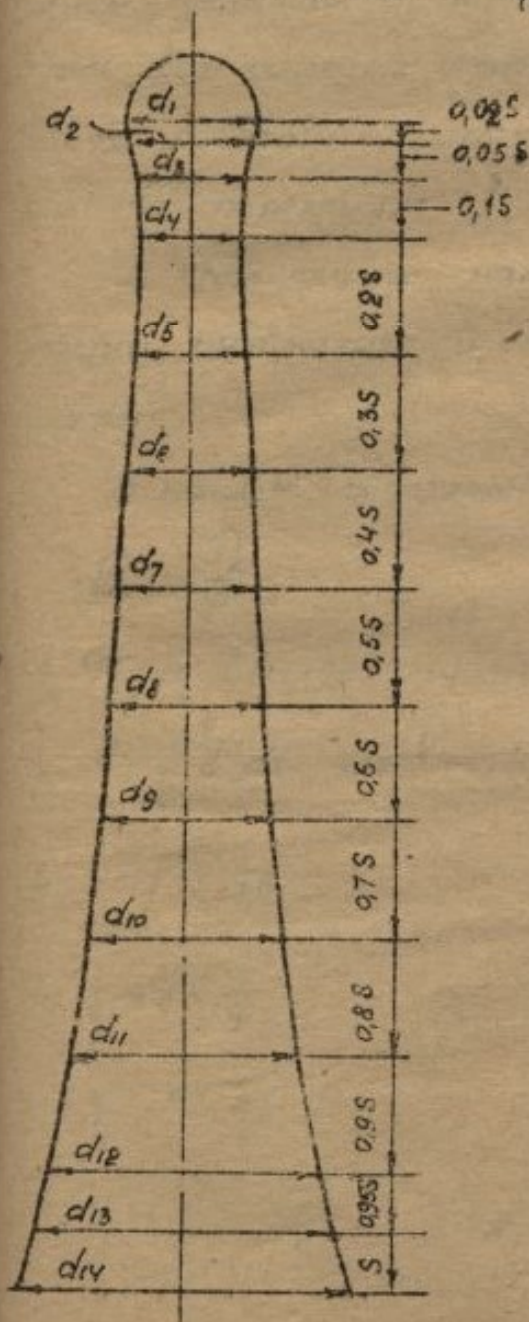


Рис. 269

Поверочный расчет масляного амортизатора

В рассмотренном нами расчете амортизатора с переменным отверстием, мы, исходя из диаграммы амортизатора, определяли его размеры. Имея связь между $P_{ам}$ и P_k ($P_{ам} = \frac{P_k}{\varphi}$), мы по диаграммам $P_k - \delta$ и $P_{ам} - S$, могли установить в любой момент связь между усадкой пневматика δ и ходом амортизатора S . Таким образом, вычисление совместной работы амортизации не представляло затруднений.

Часто на практике приходится сталкиваться с другой задачей: установкой данного амортизатора на самолете. При этом все размеры амортизатора известны. Требуется произвести поверочный расчет, т.е. задавшись величиной коэффициента перегрузки n_E^3 , построить кривую $P - S$.

В этом случае, нахождение связи между скоростью деформации пневматика и скоростью поршня амортизатора усложняется.

В нашем распоряжении имеется система уравнений:

$$1. P_{ам} = \frac{P_k}{\varphi}$$

$$2. P_k = a \cdot \delta \quad (a - \text{коэффициент пропорциональности})$$

$$3. \delta = \int_0^t \delta' dt, \quad \text{где } \delta' - \text{скорость усадки пневматика}$$

$$4. S = \int_0^t S' dt$$

$$5. \xi = \delta + \frac{S}{\varphi} \tag{30}$$

$$6. \xi' = \delta' + \frac{S'}{\varphi}$$

$$7. \frac{G}{g} \frac{(\xi')^2}{2} = A_0 + A''' - A' - A'' \tag{29}$$

$$8. FS' = \mu f \cdot v \tag{18}$$

$$3. V = \sqrt{\frac{2g P_{ам}}{\gamma F}}$$

Решив данную систему мы могли бы получить выражение, дающее зависимость $P_{ам}$ от S и построить диаграмму работы амортизатора. Однако, выражение это представляет собой общий случай дифференциального уравнения третьего порядка, решение которого аналитически очень сложно

Поэтому предложено несколько графо-аналитических методов решения этой задачи. Мы рассмотрим здесь метод предложенный инж. Ягладзе (ЦЯГЦ).

- Дано: 1. Размеры амортизатора ($F, S_{max}, \gamma_{ав}$ и конфигурация целы).
2. Работа по нормам A_n
3. Нагрузка на колесо G_k
4. Кривая $P_k - \delta$
5. Желательная перегрузка Π_E^3
6. Коэффициент передачи φ

Кроме того, приступая к расчету амортизатора, легко определить:

а) зависимость $f - S$ (рис. 267). (Исходя из конфигурации целы)

$$б) P_{ам.ст} = \frac{G_k}{\varphi}$$

$$в) P_0 = 0,8 P_{ам.ст}$$

$$г) P_{ам}^3 = \Pi_E^3 P_{ам.ст}$$

д) Имея $P_0, P_{ам}^3, S_{max}$ - построить адиабату сжатия воздуха в амортизаторе (рис. 270, стр. 93)

$$е) Найти $P_3 = \Pi_E^3 \cdot G_k$$$

ж) По кривой $P - \delta$ определить δ_{max} (соответственно P_3)

$$з) Найти $\delta_{max} = \delta_{max} + \frac{S_{max}}{\varphi}$$$

1) $A_0 = A_H - \beta \cdot G \} \text{max.}$

Требуется построить кривую $P_{ам} - S$ (пунктир на рис. 270)

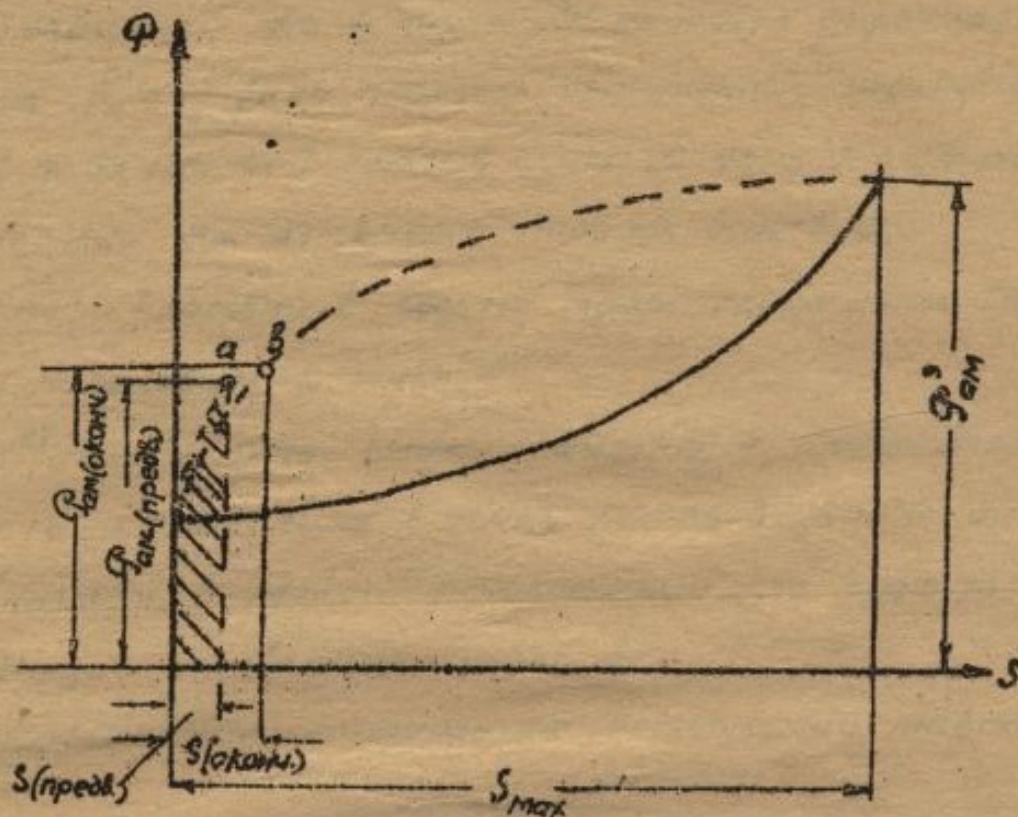


Рис. 270

Будем решать задачу методом постепенного приближения, задаваясь малыми приращениями времени Δt и подставляя их в соответствующие уравнения вместо dt

Расчет удобно вести, составляя таблицу (л. 7) причем в каждой графе, каждой точке (кроме нулевой) будет соответствовать два значения: предварительное (вверху) и окончательное (внизу)

За нулевую точку (начала отчета времени) примем начало поршня амортизатора ($P_{ам} = P_0$)

Точка 0

Имеем: $S=0$; $P_{ам} = P_0$; $P_k = \frac{P_0}{\varphi}$

Из графика $P_k - \delta$ находим $\delta = \delta_0$.

Из графика $A_k - \delta$ определяем работу поглощенную пневматиком при усадке $\delta = \delta_0$ (A_0').

Так как амортизатор еще не вступил в работу, то

$A'' = 0$ и $\xi = \delta_0$

$$\text{Отсюда } \Delta \sigma''' = \beta \cdot G \cdot \delta_0$$

Из уравнения (29) определяем скорость опускания ч.т. самолета $\dot{\zeta}'$.

Очевидно, что в точке „0“ скорость деформации пневматика $\delta_0' = \dot{\zeta}'_0$ (ибо скорость деформации поршня $S_0' = 0$).

В таблице №7 против точки „0“ даны две строки. В нижней из них мы отмечаем порядок действий.

Даем времени t весьма малое приращение 0,001-0,002 сек. и переходим к точке 1.

1.*) Полученное выше значение δ_0' представляет собой скорость пневматика в точке „0“, т.е. в начале интервала „0“-1. Примем, в первом приближении, что средняя скорость деформации пневматика равна δ_0' .

2. Находим приращение деформации пневматика

$$\Delta \delta = \delta_0' \cdot \Delta t$$

Деформация пневматика в точке 1

$$\delta_1 = \delta_0 + \Delta \delta = \delta_0 + \delta_0' \cdot \Delta t$$

3. По δ_1 , из диаграммы $P_K - \delta$ находим P_{K1} ,

$$4. P_{ам1} = \frac{P_{K1}}{\varphi}$$

5 и 6. Если из полученного усилия $P_{ам}$ вычесть силу сопротивления воздуха P_a мы получим P_m . Но силы P_a мы найти не можем, т.к. не знаем абсциссы (S). Поэтому в первом приближении вычитаем силу адиабатического сопротивления, соответствующую предыдущей точке (в данном случае точка „0“. При вычислении точки 2-будем брать P_a соответствующее точке 1 и т.д.)

$$\text{Итак, принимаем } P_{m1} = P_{ам1} - P_{a0}$$

$$7. \text{ Находим } V = \sqrt{\frac{2g \cdot P_m}{\gamma \cdot F}}$$

*) Порядок действий при вычислении точки 1 также показан в таблице №7.

8. Определяем S_1' из уравнения (18).

Если амортизатор с переменным отверстием, то берем из рис. 267, причем (также как и для $\overline{P_{am}}$), не зная абсциссы S_1 , берем f соответственно предыдущей точке, т.е. f_0 .

9. Находим $S_1 = S_1' \Delta t$. Таким образом, величина хода поршня, соответствующего силе $\overline{P_{am}}$ в первом приближении, нами определена. Наносим ее на диаграмму (рис. 270), как предварительно определенную точку (точка "а").

Все полученные по расчету величины заносим в таблицу М.Т как предварительные.

Для перехода ко второму приближению нам необходимо найти скорость деформации пневматика в точке 1 (S_1') (Тогда мы сумеем уточнить среднее значение деформации пневматика в интервале 0-1).

Для этого:

10. Определяем $\overline{\xi}_1 = \delta_1 + \frac{S_1}{\varphi}$ (предв)

11. $A''' = \beta G \cdot \overline{\xi}_1$

12. Из диаграммы $A_k - \delta$ определяем соответственно $\delta_1(A_1')$

13. Планиметрируя заштрихованный участок площади на рис. 270, определяем работу, поглощенную амортизатором в интервале 0-1 (A_1'').

14. Определяем $\overline{\xi}_1'$ из ур-ния (29).

15. Строим диаграмму $\overline{\xi}_1' = f(t)$ (рис. 271), нам известны $\overline{\xi}_1'$ (точка "а") и $\overline{\xi}_1'$ (точка "с")

На этом же рисунке строим в том же масштабе диаграмму $\frac{S'}{\varphi}$ (нам известны точки $S_0' = 0$ [точка "в"] и S_1' [точка "д"]).

Очевидно, что отрезки ординат между этими двумя кривыми представляют собой нечто иное как

$$\delta' = \frac{m'}{\varphi} - \frac{S'}{\varphi}$$

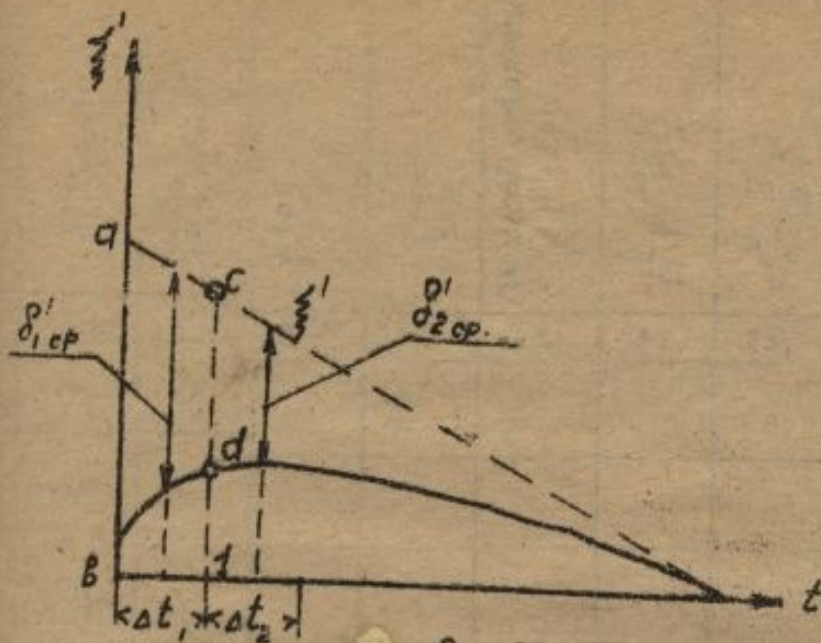


Рис 271

Разделив отрезок Δt пополам, найдем δ_1 в интервале 0-1. Запишем $\delta_{ср}$ как окончательное в таблицу №7.

По уточненному значению $\delta'_{ср}$ определяем S_1 во втором

приближении (действия 16-23 в табл. №7).

Полученные во втором приближении координаты $P_{ам}, -S_1$ и принимаем за окончательные*)

Заметим, что при определении координаты S_1 во втором приближении мы уже вместо T_{a0} и f_0 (пункты 5 и 8 расчета точки 1) принимаем T_{a1} и f_1 (п.п. 19 и 22), соответственно предварительно определенной координате S_1 .

Переходим к расчету следующей точки (2). Принимаем $\Delta t_2 = \Delta t_1$.

Предварительную величину средней скорости деформации пневматика ($\delta'_{2,ср}$) получаем экстерполируя кривые на рис. 271. Дальнейший расчет точки 2 аналогичен расчету точки 1.

Определяем в первом приближении координаты $P_{ам2}$ и $S_2 = S_1 + S'_2 \cdot \Delta t_2$ и уточняем их вторым приближением.

Точно также ведем расчет всех дальнейших точек до тех пор, пока не будет поглощена вся живая сила и кривая $P_{ам} - S$ не сомкнется с адиабатой.

*) Опыт показывает, что погрешность второго приближения меньше чем ошибка счетной линейки

№	s/s_{max}	ход s [мм]	Усилие по стойке -- P [кг]	Усилие на пневма- тик P_k [кг]	Усадка пневматика $-\delta$ [мм]	$\frac{s}{\varphi}$ [мм]	Опуск Ц.Т. $\sum \delta = \delta + \frac{s}{\varphi}$ [мм]	A''' работа опускания Ц.Т. [кгм]	A' -работа пневма- тика [кгм]	A'' работа апарти- зат. [кгм]	A работа эл.вар сила [кгм]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	0	0	P_0			0	δ_0	0	A'_0	0	A_0
2	0,02										
3	0,05										
4	0,1										
5	0,2										
6	0,3										
7	0,4										
8	0,5										
9	0,6										
10	0,7										
11	0,8										
12	0,9										
13	0,95										
14	0,99										
15	1	s_{max}	P_{max}	δ_{max}	δ_3	$\frac{s_{max}}{\varphi}$	\sum_{max}	$A, G \sum_{max}$	A_k^3	$A_{пм}^3$	0

Таблица

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
$(\dot{\chi})^2 [м^2/сек^2]$	Скорость опускания ЦТ - $\dot{\chi}' [м/сек]$	Приращение хода поршня $\Delta S [мм]$	Приращение деформации пневматика $\Delta \delta [мм]$	$\frac{\Delta \delta}{\Delta S}$	$\frac{\Delta \delta}{\Delta S} + \frac{1}{\varphi}$	Скорость поршня - $\dot{S}' [м/сек]$	$P_{исоло} [кг]$	$V \bar{P}_m$	$\frac{S'}{V \bar{P}_m}$	Мощность отверстия - $f [м^2]$	$\frac{4}{\pi} f [см^2]$	$d_0^2 - \frac{4}{\pi} f$	Диаметр иглы - $d [см]$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0/0	0/0	1	1	1

Нужно отметить, что только для двух первых точек нужно давать такие малые значения Δt . Далее можно их увеличить до 0,01 сек. (Весь процесс амортизации, как указывалось выше, протекает в 0,15-0,3 сек).

Расчет амортизатора с постоянным отверстием

При проектировании масляного амортизатора с постоянным отверстием, можно рассчитывать его как амортизатор с переменным отверстием, т.е. задавшись кривой $P_{ам}-S$, искать необходимые площади сечений отверстий для перетекания масла " f ", а затем принять

$$f_{cp} = \frac{1}{S_{max}} \int_0^{S_{max}} f \cdot ds$$

(пунктир на рис. 267)

Однако, не следует забывать, что такой метод расчета не точен и действительная кривая $P_{ам}-S$, будет отличаться от заданной

Пример такого расхождения кривых показан на рис. 272

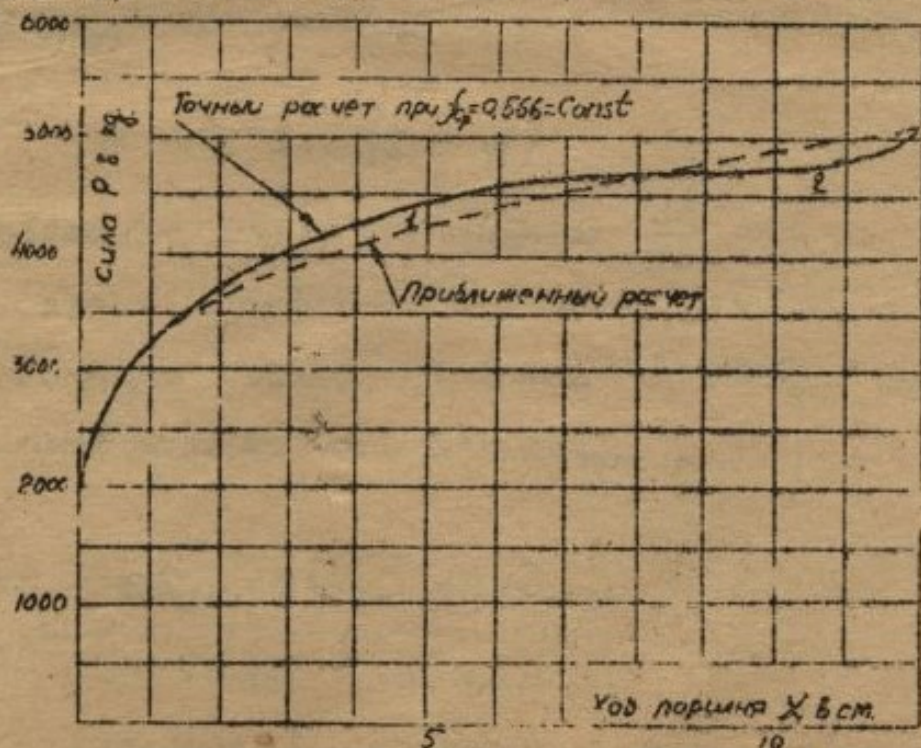


Рис 272

Точный расчет масляного амортизатора с постоянным отверстием может быть проведен по методу последовательных приближений, рекомендованному нами для предварительного расчета амортизатора.

При этом площадь поршня F найдется из условия

$$F = \frac{P_2}{P_0}$$

Ход поршня S_{\max} определится уравнением

$$P_{\text{ам}}^3 \cdot S_{\max} \cdot \omega = A_{\text{ам}}^3$$

Сечение отверстия для протекания масла f может быть предварительно выбрано из следующих соображений, как видно из рис. 267

$$f_{\text{ср.}} \approx f_{S=0,5 S_{\max}}$$

Поэтому можно задавшись ориентировочно видом диаграммы $P_{\text{ам}}-S$, определить f при $S=0,5 S_{\max}$ и, приняв его за $f_{\text{ср}}$, провести поверочный расчет

При определении скорости поршня амортизатора в точке $S=0,5 S_{\max}$ из ур-ния

$$S' = \frac{2}{3} \left(\frac{\Delta \delta}{\Delta S} + \frac{1}{\varphi} \right), \quad (30)$$

нам необходимо иметь отношение $\frac{\Delta \delta}{\Delta S}$

Для этого определим $P_{\text{ам}}$ при $S=0,4 S_{\max}$ и найдя соответствующее усилие на колесо ($P_{\text{к}} = \varphi P_{\text{ам}}$) определим усадку пневматика при $S=0,4 S_{\max}$

Тогда:

$$\Delta S = 0,5 S_{\max} - 0,4 S_{\max} = 0,1 S_{\max}$$

$$\Delta \delta = \delta_{S=0,5 S_{\max}} - \delta_{S=0,4 S_{\max}}$$

Все остальные вычисления нужно проводить только для одной точки ($S=0,5 S_{\max}$).

При таком методе выбора отверстия f_{cp} можно ожидать, что в результате проверочного расчета получим вполне удовлетворяющую нас кривую $\mathcal{P}-S$.

Обратный ход амортизатора

Составим уравнение живой силы, рассматривая ее приращение от начала обратного хода.

Если за начало координат считать (та же как и при расчете прямого хода амортизатора) точку, соответствующую положению ч.т. в момент касания самолета с землей, то величина поднятия ч.т. $\int_{\xi}^{\xi_{max}} \xi' d\xi = \xi_{max} - \xi$

$$и \quad \frac{G \cdot \xi'^2}{g \cdot 2} = \bar{A}_k + \bar{A}_{ам} - \beta G \left(\xi_{max} - \xi \right) \quad (34)$$

Здесь $\bar{A}_k = \int_{\xi_{max}}^{\xi} \mathcal{P}_k \cdot d\xi$ - энергия, отдаваемая пневматиком (см. рис 273-а)

$\bar{A}_{ам} = \int_{\xi_{max}}^{\xi} \bar{\mathcal{P}}_{ам} d\xi$ - энергия, отдаваемая амортизатором при обратном ходе.

$\bar{\mathcal{P}}_{ам}$ - значения усилий в амортизаторе при обратном ходе (см. рис 273-в).

(Диаграмма обратного хода амортизатора определяется тем условием, чтобы площадь, заключенная между адиабатой и кривой $\bar{\mathcal{P}}_{ам} = f(\xi)$, соответствовала необходимой работе гистерезиса при обратном ходе.

$\beta G \left(\xi_{max} - \xi \right) = \beta G \left(\xi_{max} - \xi \right)$ - работа, затрачиваемая на поднятие ч.т. самолета.

Решая уравнение (34), получим формулу вертикальной скорости обратного хода

$$\xi' = -\sqrt{\frac{2g}{G} \left[\bar{A}_k + \bar{A}_{ам} - \beta G \left(\xi_{max} - \xi \right) \right]} \quad (35)$$

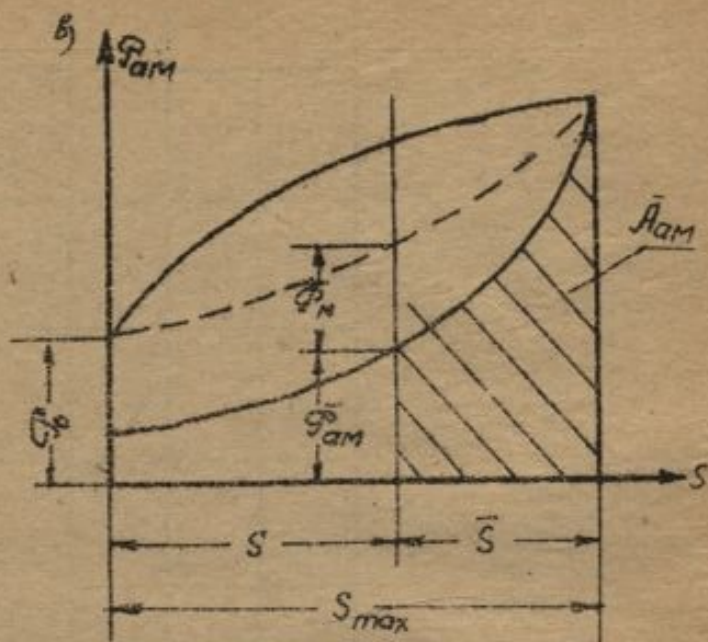
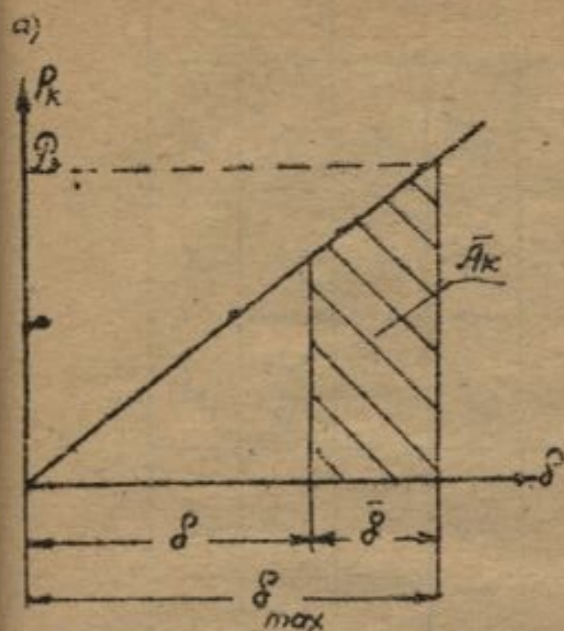


Рис 273

(знак „-“ означает, что ц.т. перемещается снизу вверх).

Зная ξ' из уравнения (35), сумеем найти скорость поршня амортизатора S'

Скорость протекания масла через отверстие V сумеем найти имея значения силы сопротивления масла P_M (см. рис 273-б).

В связи с тем, что в конце обратного хода имеет место неравенство

$$\bar{A}_{k_{max}} + \bar{A}_{ам_{max}} > \beta G \xi'_{max}$$

скорость поднятия ц.т. и скорость поршня амортизатора в этот момент не равны нулю. Самолет подпрыгивает и поршень ударяет по ограничителю обратного хода. Для смягчения „обратного удара“ амортизатора между поршнем и ограничителем обратного хода^{*)} ставятся кожанные прокладки.

Так как поршень подходит к ограничителю со скоростью $S' \neq 0$, то и сила сопротивления масла P_M при протекании в конце обратного хода также не равна нулю. Очевидно, что в следующий момент, когда движение

^{*)} Обычно эту роль выполняет гайка, стягивающая амортизатор

Таблица №7.

Мк. точек	Значения	ρ'	δ	ρ_k	ρ_{am}	ρ_a	ρ_m	V	S'	S	ξ	A'''	A'	A''	ξ'
0	Окончательн.	$\rho'_0 = \xi'_0$	ρ_0	$\frac{\rho_0}{\varphi}$	ρ_0				0	0	ρ_0	$\rho G. \rho_0$	A'_0	0	ξ'_0
		11	4	3	2				10	1	7	8	5	6	9
1	Предварит.	ρ'_0	δ_0	ρ_{k_0}	ρ_{am_0}	ρ_{a_0}	ρ_{m_0}	V_0	S'_0	S_0	ξ_0	A'''_0	A'_0	A''_0	ξ'_0
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Окончательн.	$\rho'_{1\text{ ср}}$	δ_1	ρ_{k_1}	ρ_{am_1}	ρ_{a_1}	ρ_{m_1}	V_1	S'_1	S_1					
2	Предварит.	$\rho'_{2\text{ ср}}$	15	16	17	18	19	20	21	22	23				

прекратится, сопротивление масла упадет до нуля и $\bar{P}_{\text{ом}}$ станет равным \bar{P}_0 . Таким образом, следующий прямой ход амортизатора начнется от силы \bar{P}_0 .

Зная S' и V определяем необходимое отверстие для протекания масла при обратном ходе \bar{f} . Если это отверстие постоянно, достаточно сделать расчет для $S=0,5S_{\text{max}}$ и принять

$$\bar{f}_{\text{ср}} = f_{S=0,5S_{\text{max}}}$$

Примерный расчет

масляно-пневматического амортизатора

Проведен

Студентом 1 курса ХАИ

Зеличенко И.В.

Исходные данные расчета.

Тип самолета: пассажирский, двухмоторный.

Полетный вес: $\mathcal{T} = 3200$ кг.

Посадочная скорость при закрытых щитках:

$$V_{\text{пос}} = 130 \text{ км/час} = 36,1 \text{ м/сек.}$$

Схема самолета (рис 274)

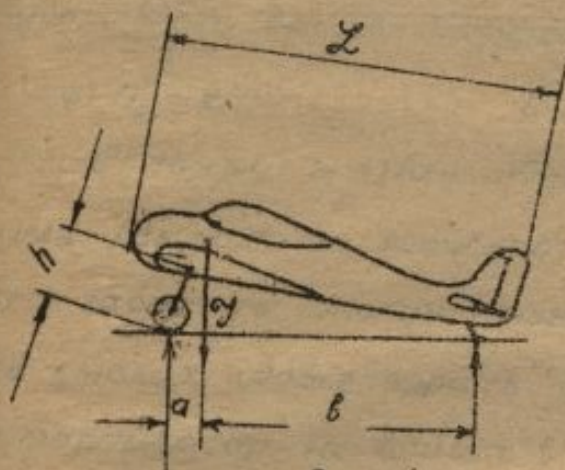


Рис. 274.

$$L = 9,3 \text{ м.}$$

$$a = 1,3 \text{ "}$$

$$b = 6,5 \text{ "}$$

$$h = 1,5 \text{ "}$$

1. Определяем силу, приходящуюся на колесо во время стоянки (P_k):

$$P_k = \frac{1}{2} \mathcal{T} \frac{b}{a+b} = \frac{1}{2} 3200 \frac{6,5}{7,8} = \underline{1500 \text{ кг.}}$$

Подбираем колесо по сортаменту (Справочник по расчету самолета на прочность, стр. 639) со следующими данными:

Тип колеса - полубаллонное, тормозное

Размер пневматика ($D \times d$) - 800 x 200 мм.

Внутреннее давление в камере - $P = 3,5$ атм.

Допустимая нагрузка - $\mathcal{T}_k = 1500$ кг.

Максимальная допустимая нагрузка (безопасная) и соответствующее ей обжатие пневматика -

$$\mathcal{T}_{\text{max}} = 5800 \text{ кг.}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 150 \text{ мм.}$$

Разрушающая нагрузка - $P_{\text{разр}} = 14500$ кг.

2. Определяем работу по нормам (A_n). При данном размере пневматиков и посадочной скорости больше 25 м/сек, находим A_n по ф-ле

$$A_n = 0,00064 \mathcal{T} V_{\text{пос}}^2 \text{ (кгм)}$$

$V_{\text{пос.}} = 36,1 \text{ м/сек.}$ Согласно ограничению вводимому нормами прочности, считаем:

$$V_{\text{пос.}} = 33 \text{ м/сек.}$$

$$A_H = 0,00064 \cdot 3200 \cdot 33^2 = \underline{2230 \text{ кг.м}}$$

3. Задаемся коэффициентом безопасной перегрузки (n_E^3) берется в пределах 2,7-4.

Дальнейший расчет, с целью сравнения результатов, будем вести для 3-х случаев:

$$a) n_E^3 = 2,7.$$

$$b) n_E^3 = 3,2$$

$$c) n_E^3 = 3,8.$$

С точки зрения обеспечения мягкой посадки наилучшие результаты, безусловно, дает случай (a), но возможно, что габариты, полученного таким образом, амортизатора не смогут удовлетворить условиям данной схемы самолета (амортизатор не войдет в габариты шасси).

4. Определяем эксплуатационную нагрузку на колесо (P_K^3)

$$P_K^3 = n_E^3 \cdot P_K$$

$$a) P_K^3 = 2,7 \cdot 1500 = \underline{4050 \text{ кг.}}$$

$$b) P_K^3 = 3,2 \cdot 1500 = \underline{4800 \text{ кг.}}$$

$$c) P_K^3 = 3,8 \cdot 1500 = \underline{5500 \text{ кг.}}$$

5. Определяем работу колеса при эксплуатационной перегрузке (A_K^3)

$$A_K^3 = \frac{P_K^3 \cdot \delta_3}{2}$$

Строим диаграмму $P_K = f(\delta)$ и диаграмму $A_K = f_1(\delta)$ (обе диаграммы в дальнейшем потребуются при составлении таблицы для определения конфигурации иглы).

Из характеристики колеса известно, что сила $P_{\text{max}} = 5800 \text{ кг}$ соответствует обжатие пневматика $\delta_{\text{max}} = 150 \text{ мм}$.

Диаграмму $P_K = f(\delta)$ получим, проведя прямую через точки с координатами (0,0) и ($P_{\text{max}}, \delta_{\text{max}}$) (рис. 275)

Диаграмму $A_K = f_1(\delta)$ получим из диаграммы $P_K = f(\delta)$, вычисляя работу по ф-ле:

$$A_K = \frac{P_K \cdot \delta}{2}$$

(рис. 275)

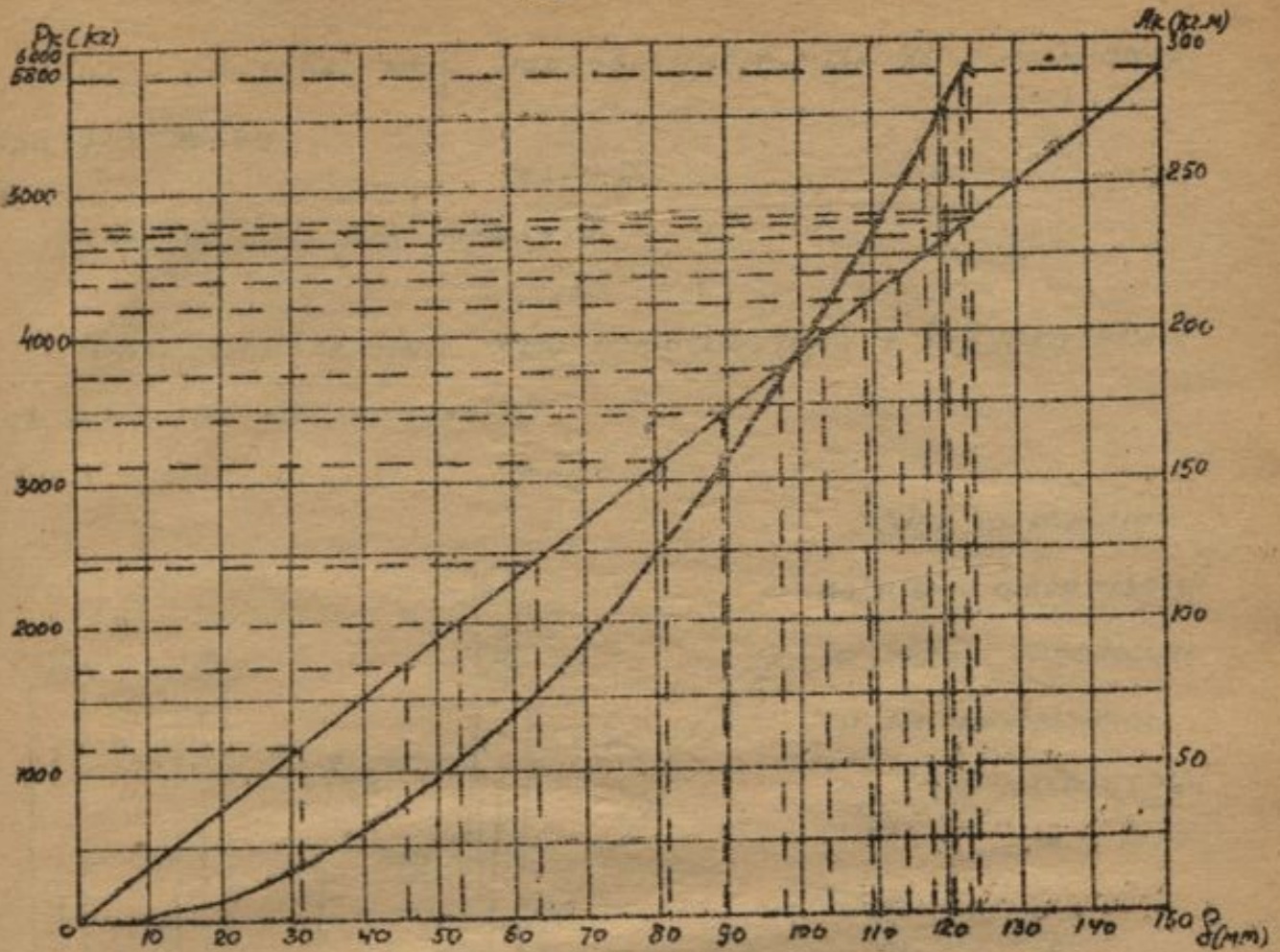


рис. 275.

Пользуясь диаграммами, находим δ_0 и A_k^0 .

Имеем:

а) $A_k^0 = 212 \text{ кг.м.}$
 $\delta_0 = 104,7 \text{ мм.}$

б) $A_k^0 = 298 \text{ кг.м.}$
 $\delta_0 = 124 \text{ мм.}$

в) $A_k^0 = 390 \text{ кг.м.}$
 $\delta_0 = 142 \text{ мм.}$

6. Определяем работу, приходящуюся на долю одного амортизатора ($A_{ам}^0$)

При условии, что схема шасси имеет вид, показанный на рис. 276, (число амортизаторов = 4), получим:

$$A_{ам}^0 = \frac{1}{4} (A_H - 2A_k^0) = \frac{A_H}{4} - \frac{A_k^0}{2}$$

а) $A_{ам}^0 = \frac{2230}{4} - \frac{212}{2} = 451,5 \text{ кг.м.}$ б) $A_{ам}^0 = \frac{2230}{4} - \frac{298}{2} = 408 \text{ кг.м.}$ в) $A_{ам}^0 = \frac{2230}{4} - \frac{390}{2} = 362 \text{ кг.м.}$

7. Из схемы шасси (рис. 276) определяем коэффициент передачи φ .

$$\varphi = \frac{P_k}{P_{ам}}$$

Угол, составленный направлением силы P_k с осью амортизатора равен:

$$\alpha_{ст} + \gamma$$

Стояночный угол самолета
 $= 15^\circ$

Угол, составленный осью амортизатора с вертикалью
 (ось самолета - горизонтальна)

$$\gamma = 2^\circ$$

Сила, толкающая

поршень амортизатора вверх, определится из уравнения

$$P_{ам} = \frac{P_k \cos(\alpha_{ст} + \gamma)}{2}$$

откуда:

$$\varphi = \frac{P_k}{P_{ам}} = \frac{2}{\cos(\alpha_{ст} + \gamma)} = \frac{2}{\cos(15^\circ + 2^\circ)} = \frac{2}{0,958} = 2,1$$

8. Находим усилие,

действующее по амортизатору на стоянке

$$P_{ам.ст} = \frac{P_k}{\varphi} = \frac{1500}{2,1} = 714 \text{ кг}$$

9. Усилие предварительной затяжки амортизатора (P_0)

$$P_0 = 0,8 P_{ам.ст} = 0,8 \cdot 714 = 572 \text{ кг}$$

10. Находим максимальное усилие, действующее по амортизатору ($P_{ам}^3$)

$$P_{ам}^3 = \frac{P_k^3}{\varphi}$$

а) $P_{ам}^3 = \frac{4050}{2,1} = 1930 \text{ кг};$ б) $P_{ам}^3 = \frac{4800}{2,1} = 2285 \text{ кг};$ в) $P_{ам}^3 = \frac{5500}{2,1} = 2620 \text{ кг}.$

11. Определяем необходимый коэффициент гистерезиса (h)

по диаграмме $h = f(n)$ (рис. 277)

$$h = \frac{P_{ам}^0}{P_0}$$

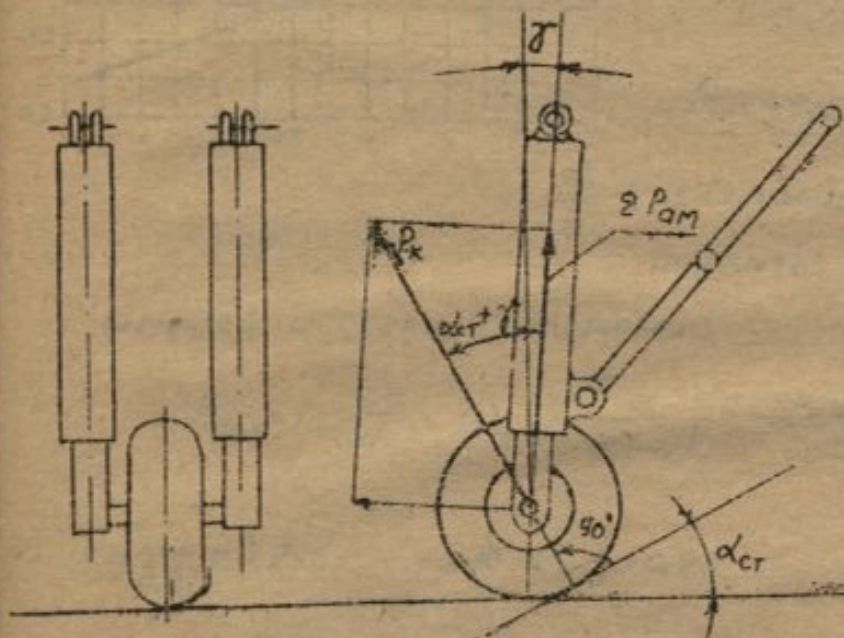


Рис 276

a) $n = \frac{1930}{572} = 3,37$

b) $n = \frac{2285}{572} = 4$

c) $n = \frac{2620}{572} = 4,57$

$h = 0,365$

$h = 0,385$

$h = 0,410$

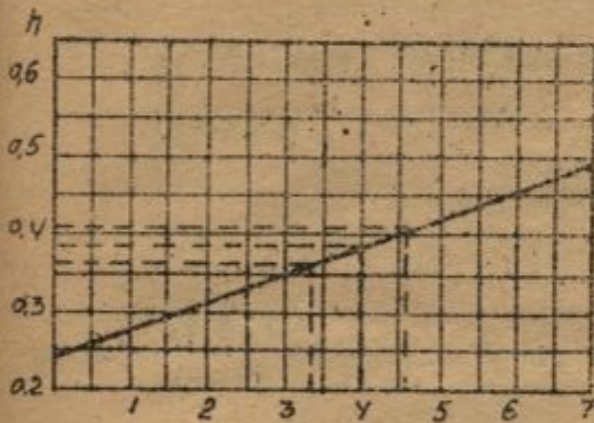


Рис 277

$n = \frac{P_{ам}^2}{P_0}$

Расчитываем амортизатор с торможением только при прямом ходе. Тогда:

$h_{пр.х} = h$ $h_{обр.х} = 0$

Расчет прямого хода

1. Определяем коэффициент полноты диаграммы (ω)

Имеем систему уравнений:

$h_{пр.х} = 1 - \frac{\omega \alpha}{1 - \alpha^k}; \quad \omega \alpha = \frac{\alpha^k - \alpha}{(k-1)(1 - \alpha^k)}; \quad \alpha = \frac{1}{n} = \frac{P_0}{P_{ам}}$

a) $\alpha = \frac{1}{3,37} = 0,296$

b) $\alpha = \frac{1}{4} = 0,25$

c) $\alpha = \frac{1}{4,57} = 0,218$

$\alpha^k = 0,296 \frac{1}{1,4} = 0,42$

$\alpha^k = 0,25 \frac{1}{1,4} = 0,372$

$\alpha^k = 0,218 \frac{1}{1,4} = 0,337$

a) $\omega \alpha = \frac{0,42 - 0,296}{0,4(1 - 0,42)} = 0,535$

b) $\omega \alpha = 0,486$

c) $\omega \alpha = 0,449$

$\omega = \frac{\omega \alpha}{1 - h} = \frac{0,535}{1 - 0,365} = 0,842$

$\omega = \frac{0,486}{1 - 0,385} = 0,79$

$\omega = \frac{0,449}{1 - 0,41} = 0,76$

2. Определяем ход поршня (S_{max})

$S_{max} = \frac{A_{ам}}{P_{ам} \cdot \omega}$

a) $S_{max} = \frac{451,5}{1930 \cdot 0,842} = 278 \text{ мм}$

b) $S_{max} = \frac{406}{2285 \cdot 0,79} = 226 \text{ мм}$

c) $S_{max} = \frac{362}{2620 \cdot 0,76} = 182 \text{ мм}$

3. Определяем площадь поршня (F), приняв начальное давление воздуха в цилиндре амортизатора

$P_0 = 30 \text{ ат}$

$$F = \frac{P_0}{\rho_0} = \frac{572}{30} = 19 \text{ см}^2$$

Диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \approx 50 \text{ мм.}$$

4. Найдем начальный объем воздуха в цилиндре (V_{a0})

Имеем:

$$V_{a0} = \frac{FS_{\max}}{1-\alpha^{\frac{1}{k}}}$$

$$a) V_{a0} = \frac{19 \cdot 27,8}{1-0,49} = 910 \text{ см}^3, \quad b) V_{a0} = \frac{19 \cdot 22,6}{1-0,372} = 683 \text{ см}^3, \quad c) V_{a0} = \frac{19 \cdot 18,2}{1-0,337} = 521 \text{ см}^3$$

Теперь из 3-х проведенных расчетов можно сделать выводы.

Наилучшим был бы случай (a) при $P_E^3 = 2,7$, т.к. для нашего типа самолета мягкость посадки играет особенную роль (комфорт пассажиров, меньший износ приборов и т.п.). Надо только определить, позволят ли полученные в расчете ход поршня и высота воздушного столба в цилиндре поместить такой амортизатор в габариты шасси (заданная высота шасси - 1,5 м).

Скомпануем полученные результаты по длине (рис. 278)

$$h = 490 + 2,2 S_{\max} + \frac{V_{a0}}{F} + 1,5 \text{ м}^*)$$

$$\text{Для варианта (a)} \quad h = 490 + 610 + 420 + 75 = 1655 > 1500$$

$$\text{" " (b)} \quad h = 490 + 496 + 360 + 75 = 1421 < 1500$$

Вариант (a) оказывается неприемлемым, т.к. амортизатор не вмещается в габариты шасси. (Можно было бы уменьшить высоту столба воздуха, путем расширения верхней части цилиндра, но на такое усложнение кон-

*) В тех случаях, когда амортизатор воспринимает изгибающие моменты, рекомендуется (во избежание неравномерного износа поршня) принимать длину поршня амортизатора $l = 1,5 \text{ м}$

струи (и следует идти лишь в крайнем случае). Кроме того вариант (а) имеет еще тот недостаток, что дает большое значение времени прямого хода

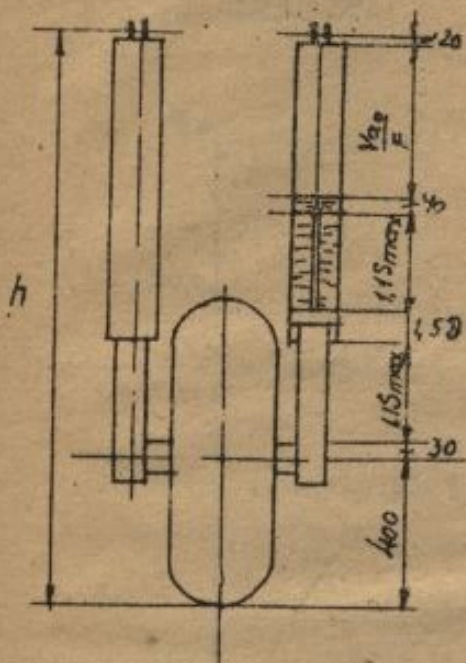


Рис. 278

Поэтому, останавливаемся на варианте (б). Посадка при этом будет более жесткая, но зато мы укладываемся в габариты массы без всякого усложнения конструкции цилиндра амортизатора.

Расчет иглы амортизатора

Строим диаграмму $P=f(S)$ (рис. 279)

При этом соблюдаем следующие условия:

условия:

1. Кривая $P=f(S)$ должна проходить через точки с координатами $(P_0, 0)$ и $(P_{ам}^3, S_{max})$, т.е. $(572 \text{ кг}, 0 \text{ мм})$ и $(2285 \text{ кг}, 286 \text{ мм})$

2. Монотонное возрастание функции $P=f(S)$, т.е.

$$\frac{dP}{dS} > 0$$

3. Непрерывность кривой $P=f(S)$

4. Касание к оси ординат в точке $S=0$

$$\frac{dP}{dS}_{S=0} = \infty$$

5. Площадь ограниченная кривой $P=f(S)$ в масштабе должна равняться $A_{ам}^3 = 408 \text{ кг}\cdot\text{м}$.

Строим адиабату сжатия воздуха (рис. 279). При этом пользуемся данными таблицы адиабатического сжатия газов (Нütte справочник т. I, стр. 656).

Таблица 8

$\frac{P_i}{P_0}$ и $\frac{V_0}{V_i}$ берем прямо из таблицы справочника Нütte

$$P_{a1} = P_0 \frac{P_1}{P_0}$$

$$V_{a1} = \frac{V_{a0}}{V_0/V_1}$$

$$S_1 = \frac{V_{a0} - V_{a1}}{F}$$

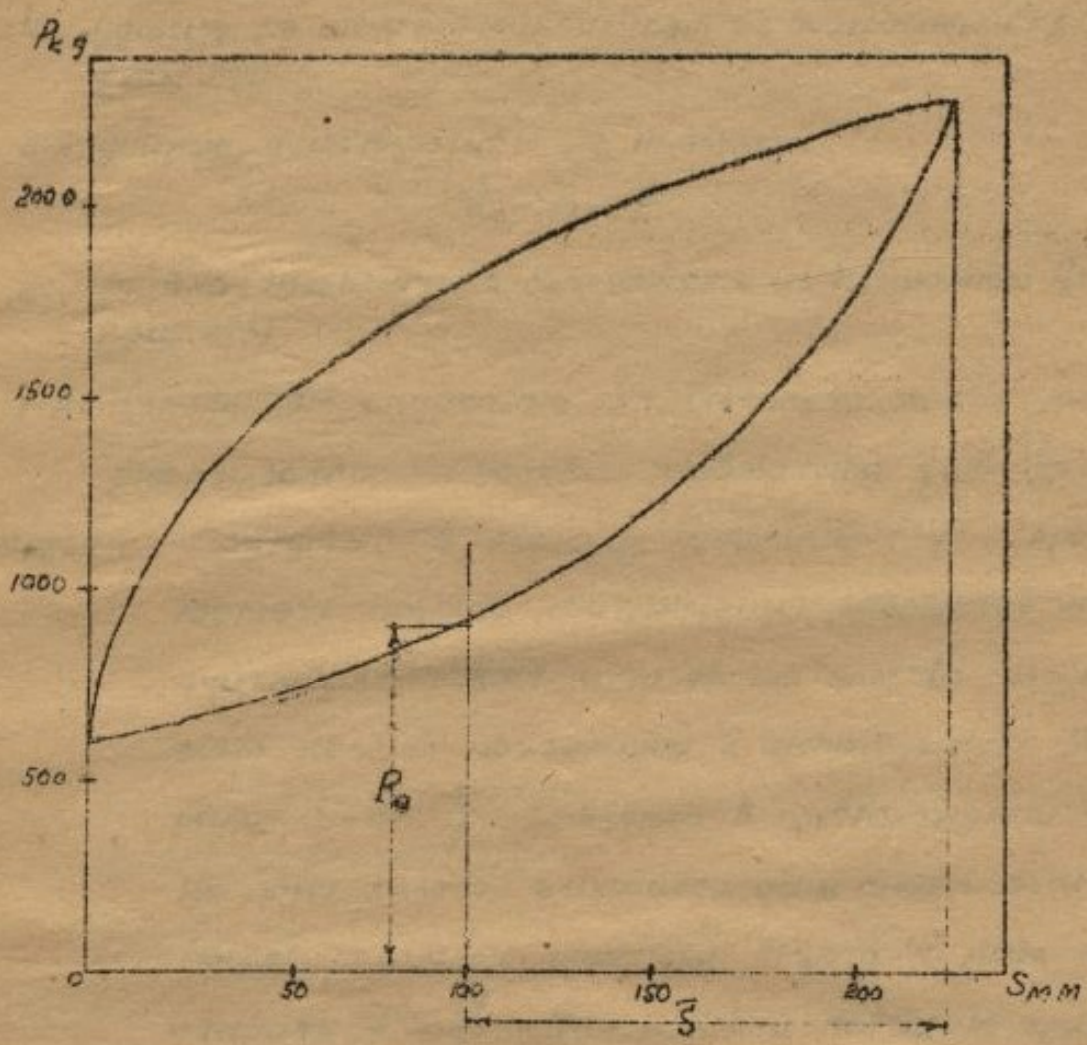


Рис. 279

Таблица № 8

1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
P_1/P_0	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
V_0/V_1	1.0	1.07	1.139	1.206	1.271	1.336	1.379	1.461	1.522	1.581	1.841	1.924	2.253	2.449	2.692
P_a (кг)	572	630	686	743	800	857	915	972	1030	1086	1114	1443	1716	2000	2285
V_a (см ³)	683	638	600	567	537	511	489	462	449	432	416	355	312	279	254
S_1 (мм)	0	23.7	43.6	61	76.8	90.5	102	113	123	132	140.5	172.7	195	213	226

Построив диаграммы, приступаем к заполнению таблицы

Графа 1- номера вычислений

» 2 - относительный ход поршня

» 3 - ход поршня S

» 4 - усилие по амортиз. стойке (берем из диаграммы $P=f(S)$)
(рис. 279)

» 5 - усилие, действующее на пневматик

$$P_k = P_m \varphi$$

» 6 - усадка пневматика (определяем из диаграммы $P_k=f(\delta)$)
(рис. 275)

» 7-8- определяем опускание ч.т. самолета за счет хода амортизатора и усадки пневматика $\xi = \delta + \frac{S}{\varphi}$

Примечание. Принятый в расчете коэффициент φ , кроме геометрического соотношения элементов шassi, учитывает также и то обстоятельство, что на одно колесо приходится 2 амортизатора. Формула $\xi = \delta + \frac{S}{\varphi}$ выведена в предположении, что на одно колесо приходится один амортизатор. В нашем случае в формулу, вместо φ , надо подставить $\varphi' = \frac{\varphi}{2}$. Для ясности повторим кратко вывод (см. рис. 221)

$$P_k x - n P_m S = 0$$

где x - составляющая хода поршня в направлении действия силы

P_k .

n - число амортизаторов, приходящихся на одно колесо

Отсюда:

$$\frac{1}{n} \frac{P_k}{P_m} = \frac{S}{x}; \quad \frac{S}{x} = \frac{\varphi}{n} \quad x = \frac{S}{\varphi/n}$$

Следовательно:

$$\xi = \delta + x = \delta + \frac{S}{\varphi/n} = \delta + \frac{S}{\varphi'} \quad (\text{где } \varphi' = \frac{\varphi}{n})$$

В нашем случае $n=2$, поэтому надо в формулу подставить

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\xi} = \frac{2,1}{2} = 1,05$$

Графа 9. Работа опускания ц.т самолета

$$\beta = 0,25 \quad A = \beta \int \xi = 0,25 \cdot 3200 \xi$$

» 10. Работа пневматика (A'') берется из графика

$$A_k = f_1(\delta) \quad (\text{рис. 275})$$

» 11. Работу амортизатора, соответствующую данному ходу S (A''') получаем, планиметрируя площадь, ограниченную кривой $P = f(S)$ в соответствующих пределах (рис. 279)

» 12. Непоглощенная живая сила найдется из ур-ния

$$\Delta A = A_0 + A''' - n A' - m A''$$

$$A_0 = A_n - \beta \int_{\xi_{\max}} \xi = A_n - A' /_{S=S_{\max}} = 2230 - 271 = 1959 \text{ кж м}$$

$n=2$ - число колес

$m=4$ - " амортизаторов

$$\text{Графа 13 - } \left(\frac{\xi''}{\xi'}\right)^2 = \frac{2g}{\xi} \Delta A = \frac{2 \cdot 9,81}{3200} \Delta A = 0,00613 \Delta A$$

» 14. Находим скорость опускания ц.т с-та (ξ')

» 15 - Приращение хода поршня $\Delta S = S_i - S_{i-1}$

» 16 - Приращение деформации пневматика

$$\Delta \delta = \delta_i - \delta_{i-1}$$

$$17 - \frac{\Delta \delta}{\Delta S}$$

» 18 - $\frac{\Delta \delta}{\Delta S} + \frac{1}{\varphi}$ (Примечание к графе 7 относительно φ справедливо и в данном случае)

» 19. Скорость поршня S' находим по ф-ле

$$S' = \frac{\xi'}{\frac{\Delta \delta}{\Delta S} + \frac{1}{\varphi}}$$

Строим кривую $S' = f(S)$ - рис. 280

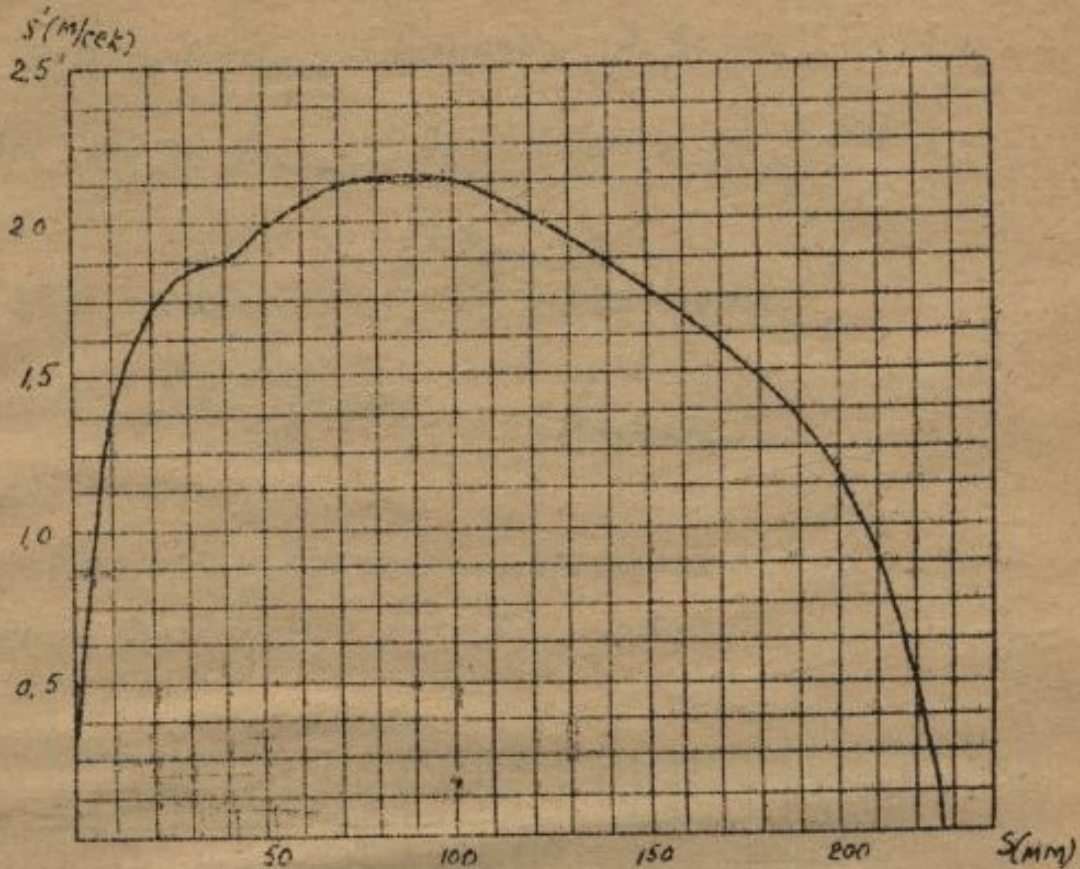


Рис 280

Графа 20 - $P_{\text{масла}}$ берем из диаграммы $P = f(S)$, как разность

$$P_M = P - P_a$$

* 21, 22, 23 - Находим площадь отверстия

$$FS' = \mu F V \quad V = \sqrt{\frac{2gP_M}{\gamma F}}$$

γ - удельный вес масла

Для смеси глицерина со спиртом принимаем:

$$\mu = \frac{1}{1,3} \quad \gamma = 1,26 \text{ т/см}^3 = 1260 \text{ кг/м}^3$$

$$f = \frac{FS'}{\mu V} = \frac{FS'}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma F}{2gP_M}} = C \frac{S'}{\sqrt{P_M}} \quad C = \frac{F}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma F}{2g}}$$

где $C = 0,0019 \cdot 1,3 \sqrt{\frac{0,0019 \cdot 1260}{2 \cdot 9,81}} = 0,000875$

Графа 24, 25, 26 - определяем диаметр иглы

$$d = \sqrt{d_0^2 - \frac{4}{n} f}$$

Диаметр отверстия d_0 принимаем равным 12 мм

$$d_0^2 = 1,44 \text{ см}^2$$

При $S=0$ и $S=S_{\text{max}}$, получаем $f=0$

Чтобы найти $f_{S=S_{\text{max}}}$ вычисляем f для точки

$$S = 0,99 S_{\text{max}}$$

При $S=0$ находим f путем экстерполяции

$$\frac{f_{S=0} + f_{S=0,99 S_{\text{max}}}}{2} = f_{S=0,025 S_{\text{max}}}$$

отсюда

$$f_{S=0} = 2 \cdot 0,564 - 0,676 = 1,128 - 0,676 = 0,452 \text{ см}^2$$

Строим диаграмму $f = \psi(S)$ - рис. 281.

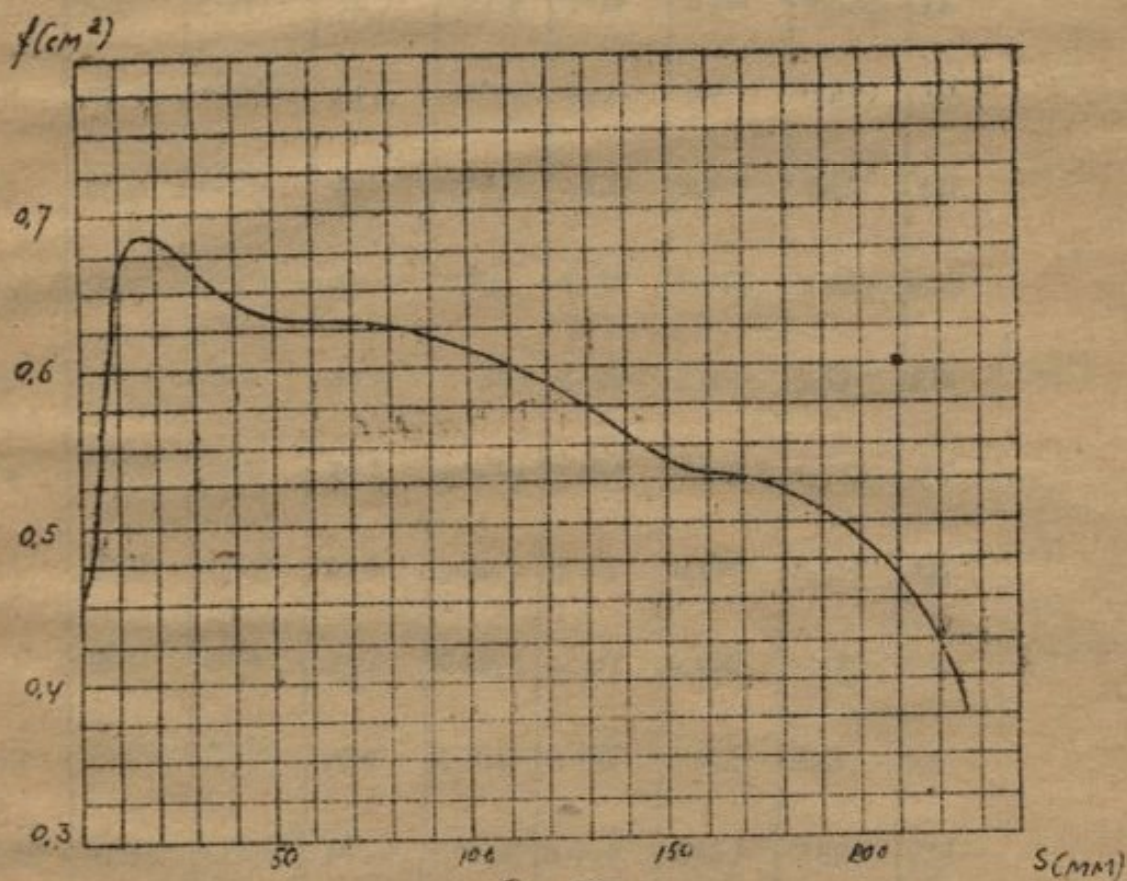


Рис. 281

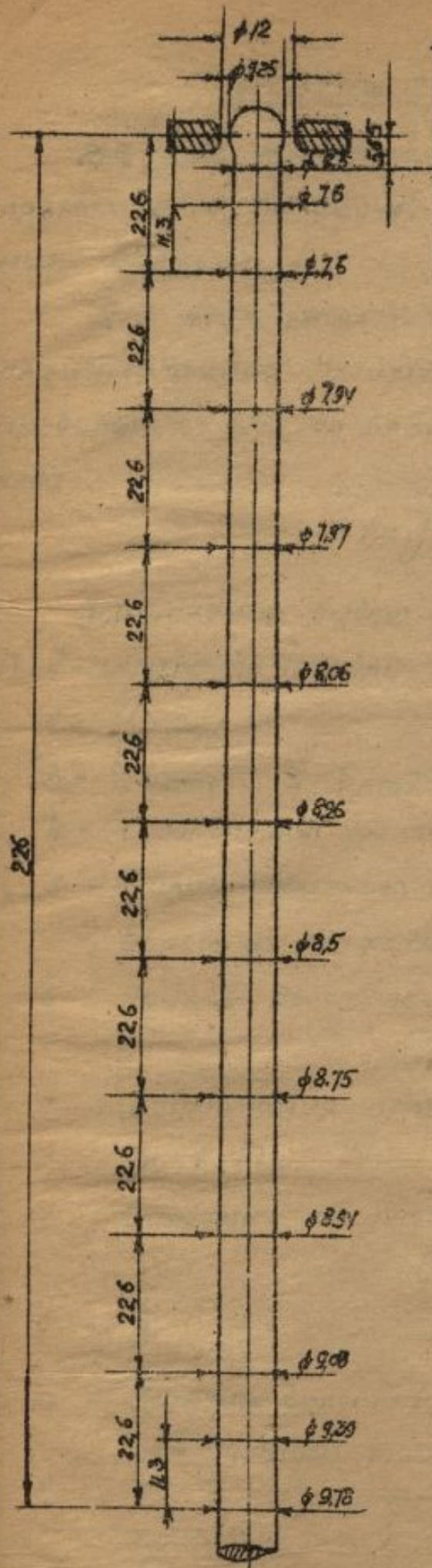
По полученным размерам вычерчиваем углу (рис. 282)

Вычисляем время прямого хода

$$\Delta t = \frac{\Delta S}{S'_{\text{ср}}} \quad S'_{\text{ср}} = \frac{S'_i - S'_{i+1}}{2}$$

$$t = \sum \Delta t$$

№ п/п	Относительный ход s/s_{max}	Ход S (мм)	Усилie по стойке F (кгс)	Усилie на пневма- тике F_R (кгс)	Усадка пневматики δ (мм)	$\frac{S}{\varphi}$ (мм)	Опускание ч.т. $\xi = \delta + \frac{S}{\varphi}$ (мм)	Работа опусканий ч.т. A''' (кгс/м)	Работа пневматики A' (кгс.м)	Работа амортизатора A'' (кгс.м)	Непозвоц. живая сила ΔA (кгс.м)	$(\xi')^2$ ($\frac{1}{\text{мм}}$)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0	0	572	1200	31	0	31	24,8	18,6	0	1946	11,95
2	0,025	5,65	835	1750	45,2	5,48	50,68	40,6	39,6	4	1904,4	11,7
3	0,050	11,3	975	2045	52,8	10,5	63,3	50,6	54	9,1	1865	11,44
4	0,1	22,6	1170	2455	63,3	21,55	84,85	67,8	77,7	21,2	1786,6	10,94
5	0,2	45,2	1455	3050	79,0	43,0	122,0	97,5	120,5	50,8	1612,3	9,89
6	0,3	67,8	1650	3460	89,5	64,5	154	123,3	15,5	87,0	1424,3	8,74
7	0,4	90,4	1790	3760	97,2	86,0	183,2	146,8	183,0	125,8	1238,4	7,58
8	0,5	113	1910	4000	103,5	107,4	210,9	168,3	207,0	167,6	1042,9	6,4
9	0,6	135,6	2010	4220	109,1	129,0	238,1	191,0	230,0	211,9	842,4	5,16
10	0,7	158,2	2100	4410	114,0	150,5	264,5	211,5	251,0	258,2	636,7	3,9
11	0,8	181,0	2170	4550	117,7	172,1	289,8	232	268,0	307,3	425,8	2,61
12	0,9	203,5	2225	4670	120,8	193,0	313,8	251,0	282,0	357,1	217,6	1,33
13	0,95	214,8	2265	4750	123,0	204,5	327,5	262,0	292,0	382,3	107,8	0,66
14	0,99	224	2280	4780	123,7	213,0	336,7	269	296	403	24	0,147
15	1,00	226	2285	4800	124,0	215,0	339	271	298	408	0	0



№	ΔS (cm)	S' (mm)	S _{ср}	$\frac{1}{S'_{ср}}$	Δt (сек)
1	0	0	-	-	-
2	0,565	92,8	42,4	0,0206	0,01163
3	0,565	147	122,9	0,00814	0,00460
4	1,13	175	151,5	0,0062	0,00700
5	2,26	183	173,5	0,00557	0,01280
6	2,26	225	204,0	0,0049	0,01110
7	2,26	213	219,0	0,00455	0,01030
8	2,26	206	209,5	0,00473	0,01080
9	2,26	189,5	197,8	0,00506	0,01144
10	2,26	169,5	179,5	0,00557	0,01260
11	2,26	115	157,8	0,00634	0,01430
12	2,26	106	126,0	0,00793	0,01750
13	1,13	71	88,5	0,0113	0,01280
14	1,13	0	35,5	0,0282	0,03080
					0,16767

Таблица № 10

Время прямого хода

$$t_{пр.х.} = 0,16767 \text{ сек.}$$

Расчет обратного хода.

Так как амортизатор имеет торможение только при прямом ходе, то расчет обратного хода сводится к отысканию времени.

Для этого необходимо построить кривую $\frac{1}{s} = f(s)$; планиметрируя площадь ограниченную этой кривой в пределах от $s=0$ до $s=s_{max}$, мы найдем время обратного хода

$$t = \int_0^{s_{max}} \frac{1}{s} ds$$

Вычисления будем заносить в таблицу № 11.

Гр. 1 - номера по порядку

" 2 - s/s_{max}

" 3 - \bar{s}/s_{max} $\bar{s} = s_{max} - s$

" 4 - \bar{s} - обратный ход амортизатора

" 5 - Усилие обратного хода амортизатора (P_a) / по радиусу

Берем из графика $P_a = f(s)$ рис. 223

" 6 - Усилие, действующее на пневматик

$$P_k = P_a \cdot \varphi$$

" 7 - Деформация пневматика (δ). Берем из графика

$$P_k = f(\delta)$$

" 8 - Обратный ход пневматика ($\bar{\delta}$)

$$\bar{\delta} = \delta_g - \delta$$

" 9 - $\frac{\bar{s}}{\bar{\delta}}$

" 10 - Находим величину поднятия ц.т. самолета от нижней мертвой точки

$$\bar{\xi} = \bar{\delta} + \frac{\bar{s}}{\varphi}$$

" 11 - Работа, затрачиваемая на поднятие ц.т. самолета (\bar{A}''')

$$\bar{A}''' = \beta \sigma \int \bar{\xi}$$

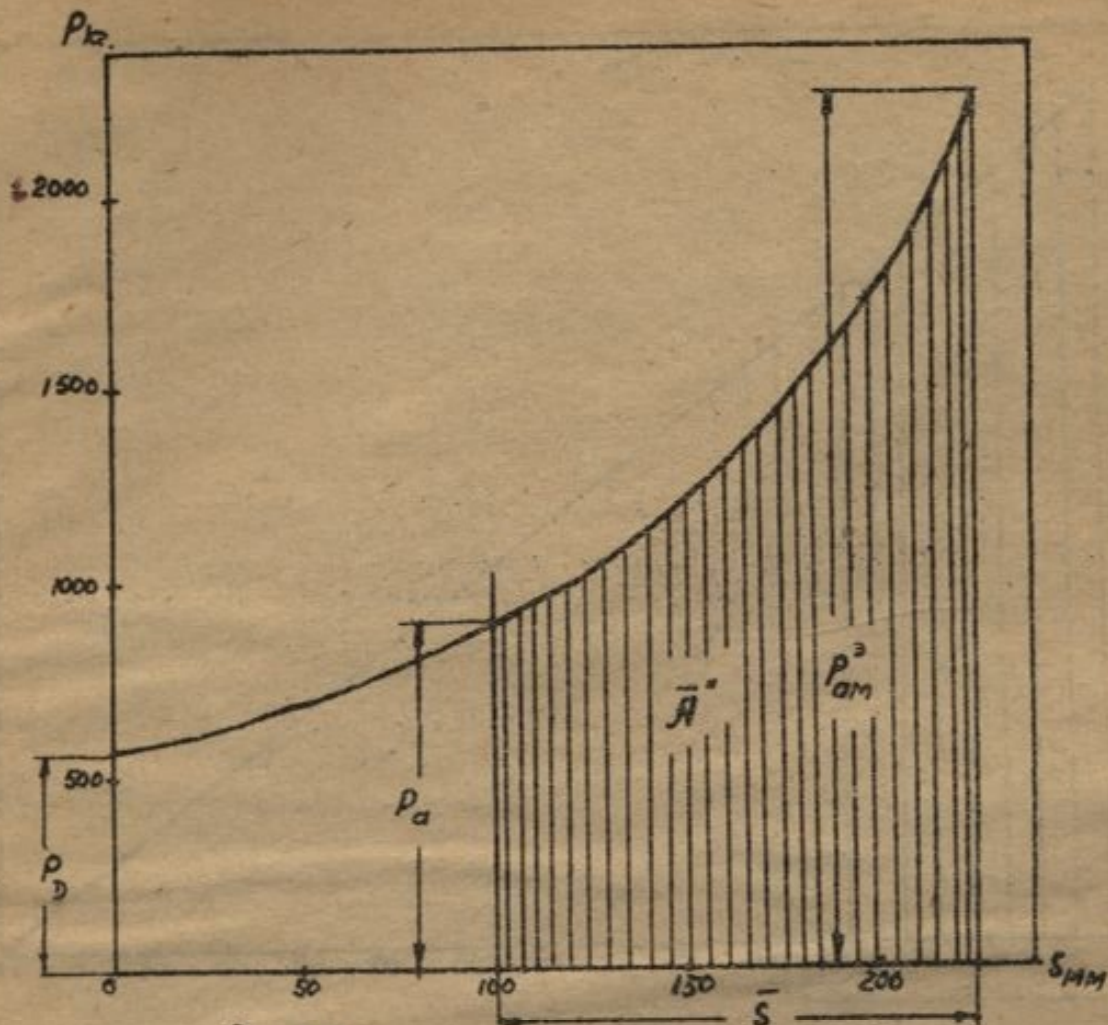


Рис 283

- Гр. 12 - Работу, отдаваемую пневматиком при обратном ходе (\bar{A}'), получаем планиметрируя справа налево площадь, ограниченную кривой $P_k = f(s)$ (см. рис. 284)
- 13 - Работу, расширяющегося в цилиндре амортизатора воздуха (\bar{A}'') находим, планиметрируя справа налево площадь, ограниченную адиабатой (см. рис. 283)
- 14 - Живая сила [непоглощенная энергия] ($\Delta \bar{A}$)

$$\Delta \bar{A} = 2\bar{A}' + 4\bar{A}'' - \bar{A}'''$$

- 15, 16 - Находим скорость ч. т. самолета при движении его вверх ($\bar{\zeta}'$)

$$\frac{7}{2g} (\bar{\zeta}')^2 = \Delta \bar{A} \quad \bar{\zeta}' = \sqrt{\frac{2g}{7} \Delta \bar{A}} = \sqrt{0,00613 \Delta \bar{A}}$$

- 17, 18, 19, 20, 21 - Определяем скорость поршня амортизатора при движении вверх

$$\bar{\zeta}' = \frac{\bar{\zeta}''}{\frac{d\bar{\sigma}}{d\bar{s}} + \frac{1}{\psi'}}$$

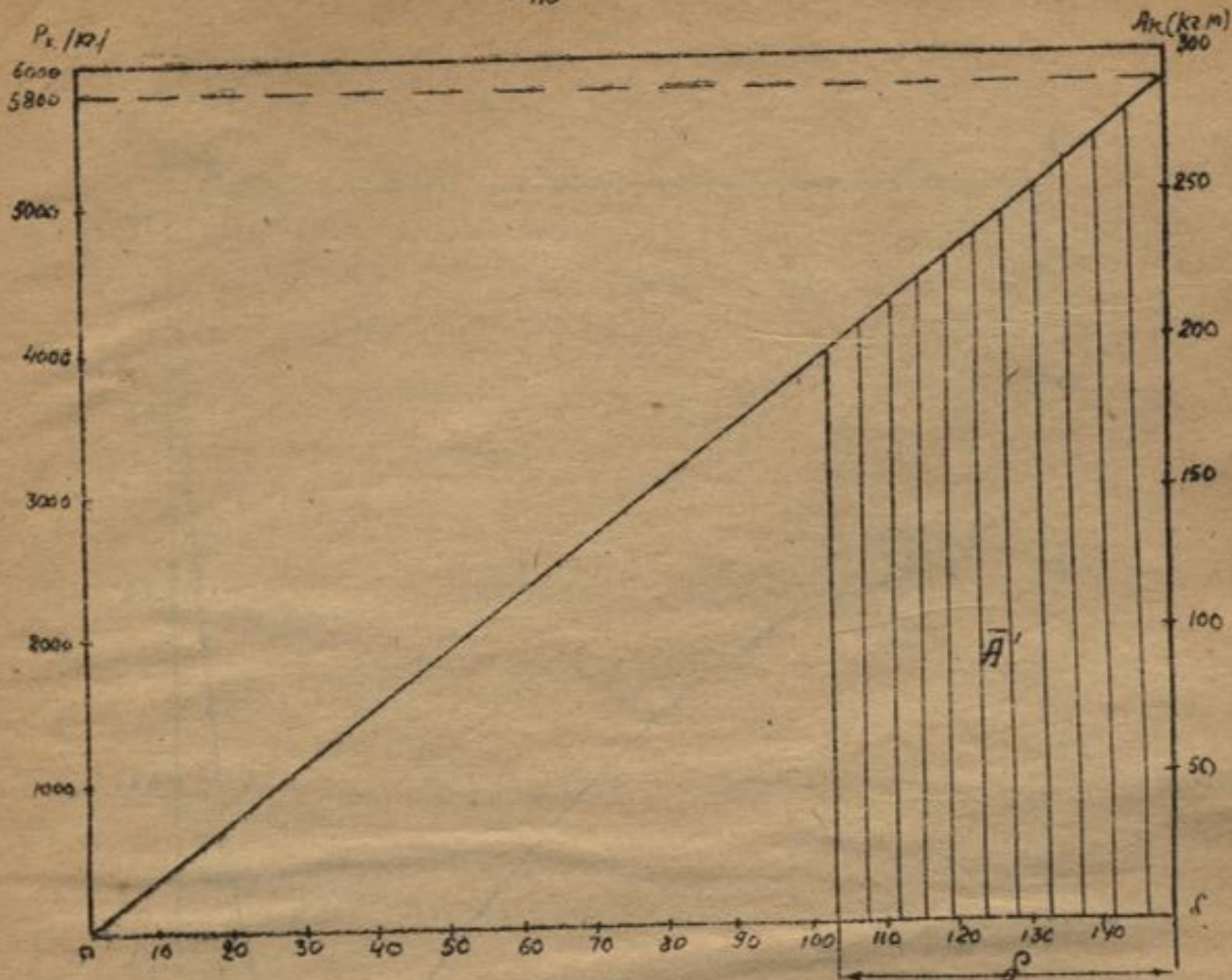


Рис 284

$$\Delta \bar{P} = \bar{P}_i - \bar{P}_{i-1}$$

$$\varphi' = 1,05$$

$$\Delta \bar{S} = \bar{S}_i - \bar{S}_{i-1}$$

Строим диаграмму $\bar{S}' = f(\bar{S})$ (рис. 285 кривая "а")

Пр. 22 - Находим величину $\frac{1}{\bar{S}'}$, строим диаграмму $\frac{1}{\bar{S}'} = f(\bar{S})$

(рис. 285 кривая "б")

Планиметрируем площадь, ограниченную этой кривой в пределах от $0 + \bar{\epsilon}$ до \bar{S}_{max}

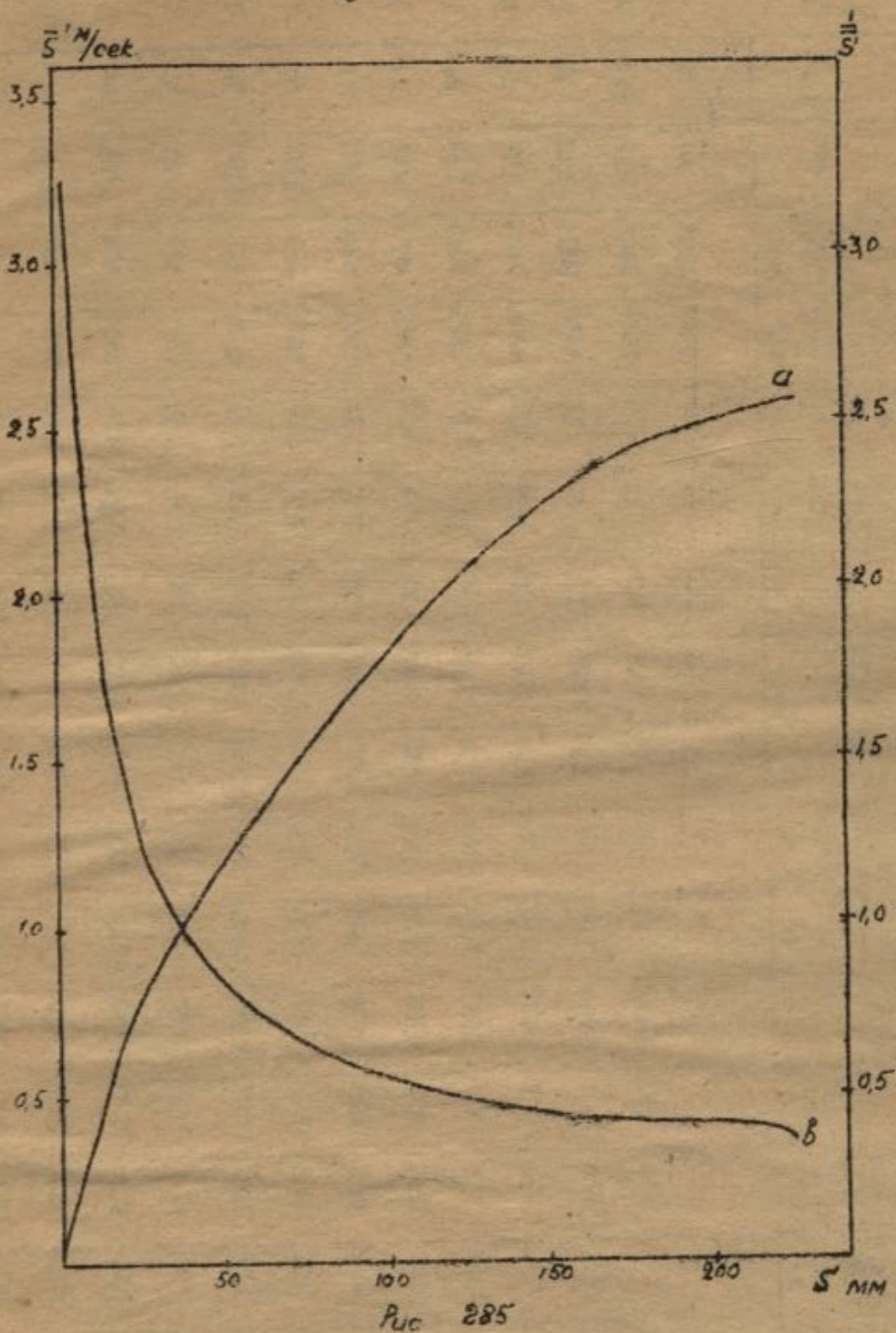
($\bar{\epsilon}$ - некоторая малая величина)

В точке $\bar{S} = 0$ кривая $\frac{1}{\bar{S}'} = f(\bar{S})$ асимптотически приближается к оси ординат, т.е.

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\bar{S}'} / \bar{S} = 0 \\ = \infty \end{aligned} \right\}$$

Получаем площадь = 3160 мм²

$$\left. \begin{aligned} \text{Масштабы: } 1 \text{ мм} - 0,02 \frac{\text{сек.}}{\text{м}} \\ 1 \text{ мм} - 0,002 \text{ м} \end{aligned} \right\} 1 \text{ мм}^2 - 4 \cdot 10^{-5} \text{ сек.}$$



$$t_{obp_x} = 3160 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = \underline{0,126 \text{ cek.}}$$

$$T = t_{np_x} + t_{obp_x} = 0,168 + 0,126 = \underline{0,294 \text{ cek.}}$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
№ по порядку	$\frac{S}{S_{max}}$	$\frac{P_1}{P_2}$	δ	Усилие по адiabате (кг)	Усилие пневмат. (кг)	деформ пневмат. (мм)	Обратн. ход пневмат. (мм)	$\frac{S}{\phi}$	Поднятие ч.т. (мм)	Работа на поднятие ч.т. (кг.м)	Работа, от-добаемая пневмат. (кг.м)	Работа сж. воздуха (кг.м)	Живая сила (кг.м)	$\left(\frac{v}{v_0}\right)^2$	Скорость поднятия ч.т. (м/сек)	Приращен. обр. хода амортиз. (мм)	Приращен. обр. хода пневматик. (мм)	$\frac{P_1}{P_2}$	$\frac{1}{\phi} + \frac{1}{\delta}$	Скорость обр. хода поршня м/сек.	$\frac{1}{v}$
1	1	0	0	2285	4800	124	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-	-	-
2	0,95	0,03	11,3	2065	4330	112	12	10,5	22,5	18	54,7	24,6	189,8	1,162	1,07	11,3	12	1,063	2,013	0,532	1,88
3	0,9	0,1	22,6	1825	3830	99	25	21,55	46,55	37,2	114,7	50,5	394,2	2,42	1,56	11,3	15	1,15	2,1	0,743	1,35
4	0,8	0,2	45,2	1505	3160	81,6	42,4	43,0	85,4	68,4	162	80,1	616	3,78	1,94	22,6	17,4	0,77	1,72	1,13	0,885
5	0,7	0,3	67,8	1280	2685	69,3	54,7	119,2	119,2	93,5	205	115,8	779,7	4,78	2,13	22,6	13,2	0,583	1,533	1,425	0,702
6	0,6	0,4	90,4	1100	2310	59,6	64,4	150,4	150,4	120	229	142,7	828,8	5,08	2,25	22,6	9,7	0,43	1,380	1,7	0,589
7	0,5	0,5	113	960	2020	52,1	71,9	107,4	179,5	143,5	245	166	1000,5	6,20	2,48	22,6	7,5	0,332	1,282	1,94	0,516
8	0,4	0,6	135,6	886	1800	46,4	77,6	129	206,6	165	256	185,6	1093,4	6,70	2,58	22,6	5,7	0,252	1,202	2,15	0,466
9	0,3	0,7	158,2	772	1622	41,9	82,1	150,5	232	186,8	259	203,9	1146,8	7,03	2,66	22,6	4,5	0,199	1,149	2,32	0,431
10	0,2	0,8	181	694	1459	37,6	86,4	172,1	258,5	207	270	220,4	1214,6	7,45	2,73	22,6	4,3	0,19	1,14	2,4	0,416
11	0,1	0,9	203,5	536	1335	34,4	89,6	193	282,6	226	275	235,4	1265,6	7,75	2,78	22,6	3,2	0,168	1,092	2,52	0,397
12	0,05	0,95	214,8	600	1280	32,5	91,5	204,5	296	237	271,5	242,4	1287,6	7,89	2,81	11,3	1,9	0,159	1,118	2,52	0,397
13	0,025	0,975	220,5	684	1225	31,6	92,4	210	302,4	242	278	245,4	1295,6	7,94	2,82	5,65	0,9	0,106	1,109	2,54	0,393
14	0	1	225	772	1200	31,9	93	215	308	246,5	279	248,7	1306,8	8,04	2,83	5,65	0,8	0,105	1,056	2,68	0,373

Таблица № 11

Расчет обратного хода амортизатора с торможением

Из диаграммы $\dot{S} = f(S)$ (рис. 285 кривая „а“) видно, что в конце обратного хода мы получаем большие скорости поршня. Это приводит к удару поршня о стопоры.

Для того, чтобы уменьшить эту скорость, а следовательно и обратный удар, введем дополнительное торможение при обратном ходе. При этом, время обратного хода увеличится, но мы на это можем пойти, т.к. полученное в расчете время полного хода амортизатора на много меньше максимально допустимого по нормам ($t_{max} = 0,8 \text{ сек.}$).

В рассмотренном выше амортизаторе усилие при обратном ходе изменялось по адиабатическому закону, благодаря наличию обратного клапана, открытие которого обеспечивало свободное перетекание масла, а следовательно отсутствие торможения.

Для обеспечения торможения при обратном ходе необходимо заставить масло протекать через небольшие отверстия. При этом, если желательно иметь торможение при обратном ходе меньше нежели при прямом, то проходные отверстия для масла должны быть больше тех, через которые оно протекает при прямом ходе. Следовательно, обратный клапан необходим и здесь, но с несколько иным назначением. Он должен при обратном ходе открывать лишь дополнительные отверстия (равные разности между проходными отверстиями необходимыми при обратном ходе и таковыми при прямом ходе).

Дальнейший расчет преследует цель найти суммарную площадь сечения этих дополнительных отверстий, а также время обратного хода.

Задавшись новым коэффициентом гистерезиса (h) (больше принятого в первоначальном расчете), а именно:

$$h = 0,595$$

строим кривую обратного хода, которая пойдет ниже адиябаты (рис. 279)

$$(\bar{P}_{ам} = P_a - \bar{P}_M, \text{ см. рис. 286})$$

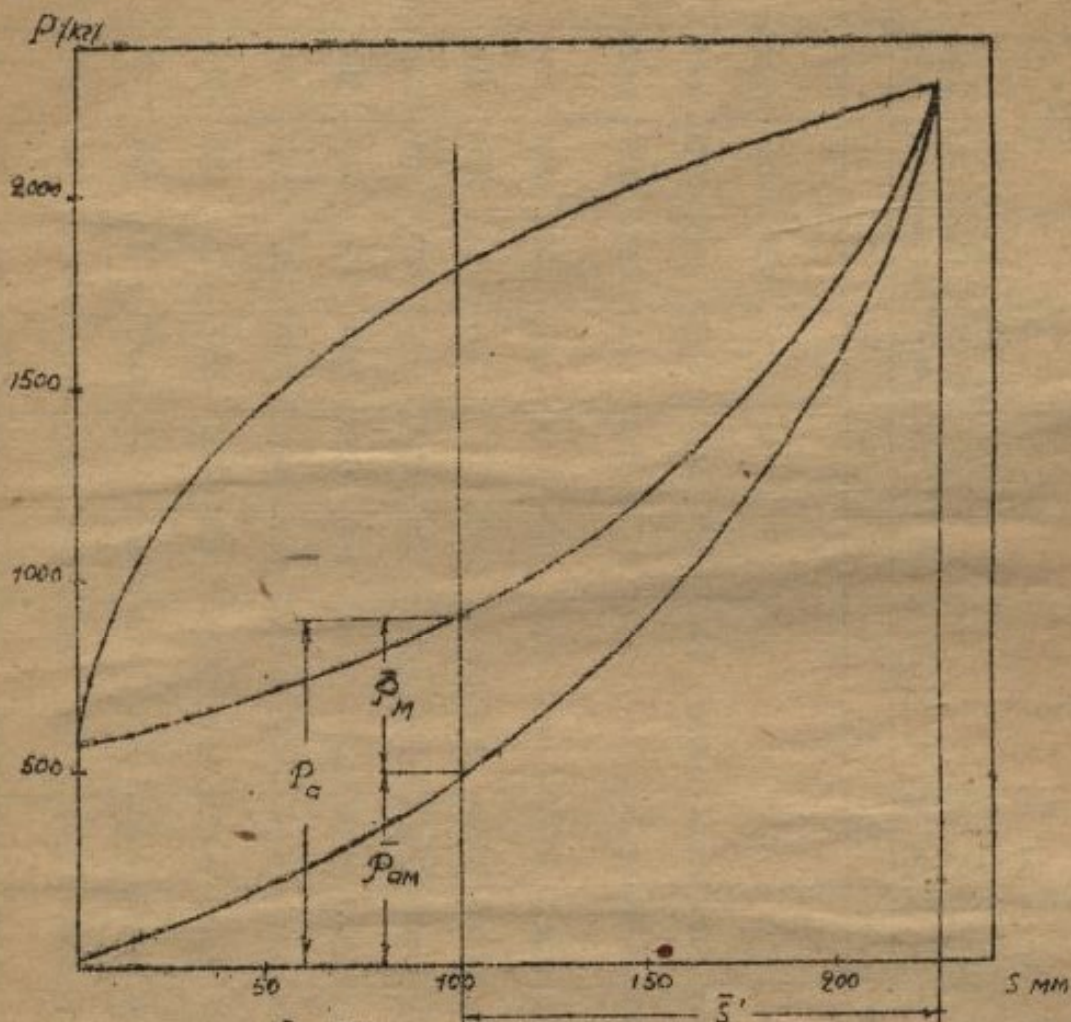


Рис 286

При этом, отношение энергии возвращаемой амортизатором при обратном ходе (эквивалентной площади, ограниченной кривой обратного хода и осями координат на рис. 286) к работе амортизатора при прямом ходе должно равняться:

$$\underline{1-h} = 1 - 0,595 = \underline{0,405}$$

Дальнейшие вычисления сводим в таблицу №12, составление которой отличается от составления таблицы №11 только тем, что в данном случае усилие обратного хода берется не по адиябате, как в предыдущем случае, а по кривой обратного хода

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
ММ по пор.	s/s_{max}	\bar{s}/\bar{s}_{max}	\bar{s} (ММ)	Усилие обратного хода амортизатора (кР)	Усилие пневмат. P_k (кР)	Деформ. пневмат. σ (ММ)	Обратн. ход пневмат. δ (ММ)	s/φ	Поднятие ч.т. \bar{y} (ММ)	Работа поднят. ч.т. \bar{A}'' (кР.М)	Работа колеса \bar{A}' (кР.М)	Работа амортизатора \bar{A}^* (кР.М)	Живая сила $\Delta \bar{A}$ (кР.М)	$(\bar{y})^2$	Скорость поднят. ч.т. $\dot{\bar{y}}$ (М/сек)	Приращен. ам. хода амортиз. $\Delta \bar{s}$ (ММ)	приращ. обр. хода пневмат. $\Delta \delta$ (ММ)	$\frac{\Delta \delta}{\bar{s}}$	$\frac{\Delta \delta}{\bar{s}} + \frac{1}{\varphi}$	Скорость обрат. хода поршня $\dot{\delta}'$ (М/сек)	$\frac{1}{\bar{s}}$ (сек/М)
1	1	0	0	2285	4800	124	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-	-	-
2	0,95	0,05	11,3	1866	3920	101,2	22,8	10,75	33,55	26,8	99,5	23,45	266	1,384	1,175	11,3	22,8	2,02	2,972	0,395	2,55
3	0,9	0,1	22,6	1630	3420	88,4	35,6	21,5	57,15	45,0	147	43,15	420,8	2,58	1,605	11,3	12,8	1,133	2,085	0,770	1,3
4	0,8	0,2	45,2	1276	2680	69,2	54,8	43,0	97,8	78,2	205,4	75,95	636,4	3,9	1,974	22,6	19,2	0,85	1,802	1,095	0,914
5	0,7	0,3	67,8	930	2060	53,3	70,7	64,5	135,2	108,2	243,1	101,45	783,8	4,8	2,195	22,6	15,9	0,704	1,656	1,326	0,754
6	0,6	0,4	90,4	766	1587	41,0	83	86,0	169	135,2	265,5	121,05	880	5,4	2,32	22,6	12,3	0,544	1,496	1,550	0,646
7	0,5	0,5	113	582	1220	24,5	92,5	107,5	200	160	278,8	136,15	942,2	5,78	2,4	22,6	9,5	0,420	1,372	1,75	0,572
8	0,4	0,6	135,6	416	873	22,6	101,4	129,0	230,4	184,5	288	147,45	581,3	6,02	2,455	22,6	8,9	0,391	1,346	1,822	0,549
9	0,3	0,7	158,2	280	588	15,2	108,8	150,5	259,3	207,5	293,4	155,31	1000,5	6,14	2,48	22,6	7,4	0,327	1,279	1,94	0,516
10	0,2	0,8	181	180	378	9,75	114,25	172,1	286,35	230	296	160,5	1004,0	6,16	2,485	22,6	5,45	0,242	1,194	2,08	0,481
11	0,1	0,9	203,5	100	210	5,43	118,57	193,0	311,57	249	297,3	163,7	1004,4	6,14	2,48	22,6	4,32	0,191	1,143	2,17	0,461
12	0,05	0,95	214	60	126	3,26	120,74	204,5	325,24	260	297,7	164,6	993,8	6,1	2,47	11,3	2,17	0,192	1,144	2,16	0,463
13	0	1	226	20	42	1,09	122,91	215	357,91	270,5	297,9	168,1	985,7	6,04	2,46	11,3	2,17	0,192	1,144	2,15	0,465

Таблица №2

1. Время обратного хода.

Заполнив таблицу Л-12 строим кривые $\bar{z}' = f(\bar{z})$ (рис. 287, кривая „с“) и $\frac{1}{\bar{z}'} = f(\bar{z})$ (рис. 287, кривая „а“).

Кривые „а“ и „в“ на рис. 287 дают значения $\bar{z}' = f(\bar{z})$ и $\frac{1}{\bar{z}'} = f(\bar{z})$ для амортизатора без торможения при обратном ходе (скопированы с рис. 285, кривая „а“).

Сравнение кривых „а“ и „с“ показывает, что в результате введения дополнительного торможения при обратном ходе, скорость в конце обратного хода уменьшилась на 17%.

Время обратного хода находим также, как и в предыдущем расчете.

Площадь, ограниченная кривой $\frac{1}{\bar{z}'} = f(\bar{z})$ равна 5430 см^2

(Масштабы:

$$1 \text{ мм} \dots 0,02 \text{ сек/м}; \quad 1 \text{ мм} \dots 0,002 \text{ м}; \quad 1 \text{ мм}^2 \dots 4 \cdot 10^{-5} \text{ сек})$$

$$t_{\text{обр.х}} = 5430 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 0,217 \text{ сек.}$$

$$T = t_{\text{пр.х}} + t_{\text{обр.х}} = 0,168 + 0,217 = \underline{0,385 \text{ сек.}}$$

2. Площадь отверстий

Для того, чтобы изменение сил действующих на поршень амортизатора совершалось точно по кривой обратного хода, надо было бы иметь переменное сечение отверстий. Мы, принимая дополнительное отверстие постоянным, рассчитаем его для среднего положения поршня, т.е. при $S = 0,5 S_{\text{max}}$.

При обратном ходе масло протекает через отверстия под давлением.

$$P_a - \bar{P}_{\text{ам}}$$

$$P_m / \bar{z} = 0,5 S_{\text{max}} = 380 \text{ кг. (из рис. 286); } \sqrt{P_m} = \sqrt{380} = 19,5$$

$$f_{\text{обр.х}} = 0,000875 \frac{\bar{z}'}{\sqrt{P_m}}$$

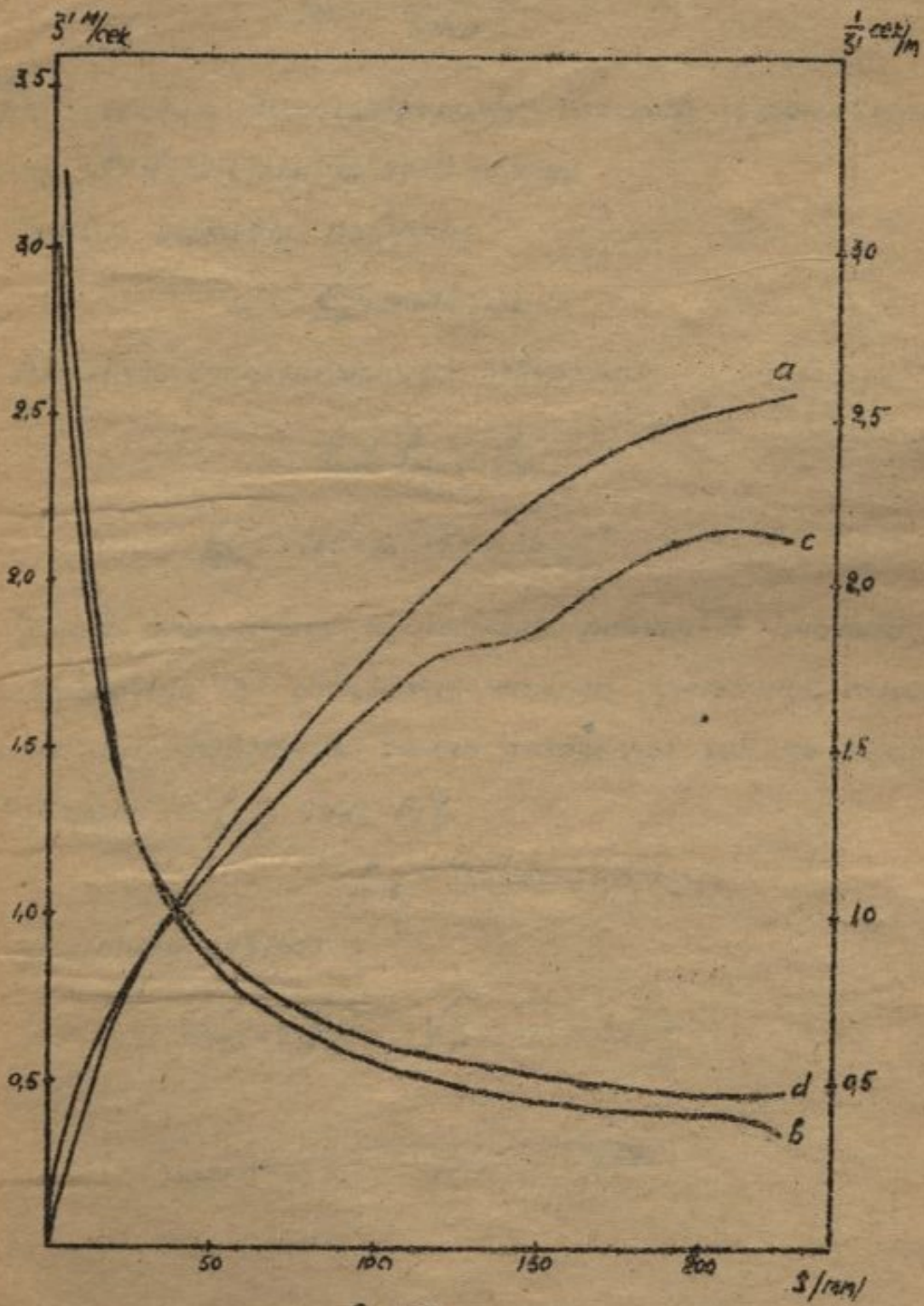


Fig. 287

$$f_{\text{обр.х}} = 0,000875 \frac{1,75}{19,5} = 0,785 \text{ см}^2$$

Найдем среднюю площадь отверстия прямого хода:

$$f_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{S_{\text{max}}} f ds}{S_{\text{max}}};$$

$\int_0^{S_{\text{max}}} f ds$ находим, планиметрируя площадь, ограниченную кривой $f = \varphi(s)$ (рис. 28) от 0 до S_{max} .

Таким образом получим:

$$f_{\text{ср}} = 0,574 \text{ см}^2$$

Площадь дополнительных отверстий:

$$f_{\text{доп.}} = f_{\text{обр.х}} - f_{\text{ср.}}$$

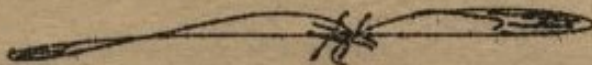
$$f_{\text{доп.}} = 0,785 - 0,574 = \underline{0,211 \text{ см}^2}$$

Число отверстий принимаем равным 3. Учитывая, что сопротивление 3-х отверстий данной суммарной площади больше сопротивления одного отверстия той же площади, прибавляем к $f_{\text{доп.}}$ еще 10%.

$$f_{\text{отв.}} = \frac{0,211 \cdot 1,1}{3} = \underline{0,077 \text{ см}^2}$$

Диаметр отверстия

$$d_{\text{отв.}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} f_{\text{отв.}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 0,077} = 3,1 \text{ мм.}$$



Список литературы.

1. Щетинков.- „Исследование масляно-пневматической амортизации“
Технические заметки ЦАГИ №25
2. Ягладзе.- „Конструирование и расчет масляных амортизаторов шасси самолетов“
Технические заметки ЦАГИ №59
3. Ростовцев.- „Строительная механика самолета“ ч. II.
4. L'aerotechnica №6-1936.
5. Aircraft Engineering April 1935.

Амортизация шасси.	1
Коэффициент передачи.	5
Колеса.	7
Типы амортизаторов.	16
Резиновая амортизация.	17
Обратная амортизация.	22
Расчет резиновой амортизации.	26
Поверочный расчет резиновой амортизации.	32
Воздушная амортизация.	37
Масляные амортизаторы.	44
Различие амортизаторов по типу диаграмм.	53
Конструктивные схемы амортизаторов.	62
Уплотнения.	65
Изготовление амортизаторов.	67
Зарядка амортизатора.	69
Расчет масляно-пневматического амортизатора.	70
Расчет прямого хода.	72
I. Определение размеров амортизатора.	72
II. Определение конфигурации иглы.	79
Поверочный расчет масляного амортизатора.	91
Расчет амортизатора с постоянным отверстием.	97
Обратный ход амортизатора.	99
Примерный расчет масляно-пневматич. амортизатора.	102
Исходные данные расчета.	103
Расчет прямого хода.	107
Расчет иглы амортизатора.	109
Расчет обратного хода.	3814 116
Расчет обратного хода с торможением.	121
I. Время обратного хода.	124
II. Площадь отверстий.	124
Список литературы.	127

