



Столыпинский
вестник

Научная статья

Original article

УДК 62-26

**НАПРЯЖЕНИЯ ВОЗНИКАЮЩИЕ В РЕССОРАХ РЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ
ЭЛЕКТРОВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ**
STRESSES ARISING IN SPRINGS
SPRING SYSTEM OF THE ELECTRIC VIBRATION MACHINE

Гобозов С. Ф., кандидат технических наук, профессор, кафедра «Инженерно-технические дисциплины», «Юго-Осетинский государственный университет имени А. А. Тибилова» 100001, Республика Южная Осетия, г. Цхинвал.

Джиоев В. К., доцент кафедры «Инженерно-технические дисциплины», «Юго-Осетинский государственный университет имени А. А. Тибилова», 100001, Республика Южная Осетия, г. Цхинвал

Gobozov S. F., Candidate of Technical Sciences, Professor, Department of Engineering and Technical Disciplines, A. A. Tibilov South Ossetian State University 100001, Republic of South Ossetia, Tskhinval.

Dzhioev V. K., Associate Professor of the Department of Engineering and Technical Disciplines, A. A. Tibilov South Ossetian State University, 100001, Republic of South Ossetia, Tskhinval

Аннотация. В настоящей работе сделана попытка внести некоторую ясность в исследовании рессорной системы электровибрационной машины на прочность и жесткость, а также решения некоторых специальных вопросов расчета в связи с проектированием новых вибрационных машин. Электровибрационная машина не является исключением в этом отношении и в первую очередь ее отдельные детали должны удовлетворять условиям: прочности, жесткости и вибрационной устойчивости.

В вибрационном машиностроении данное направление еще до конца не исследовано и предстоит решить большое количество сложных и трудоемких задач по созданию методики расчета.

Abstract. In this work, an attempt was made to provide some clarity in the study of the spring system of the electric vibration machine for strength and rigidity, as well as the solution of some special calculation issues in connection with the design of new vibration machines. The electric vibration machine is no exception in this regard and, first of all, its individual parts must meet the conditions: strength, stiffness and vibration stability.

In vibration engineering, this direction has not yet been fully investigated and a large number of difficult and time-consuming tasks to create a calculation method have to be solved.

Ключевые слова. Рессора, напряжение, частота, упругая система, прочность, колебания.

Keywords. Suspension, stress, frequency, elastic system, strength, vibrations.

По своим особенностям электровибрационное машиностроение стоит на границе двух наук - машиностроения и электротехники в самом широком понимании этих терминов и ставит перед конструкторами целый ряд совершенно новых требований – увязка механической и электрической частей машины, демпфирование в узлах двигателя возвратно – поступательного движения, специальные вопросы усталостной прочности и др.

Детальями электровибрационных машин являются: рессоры, скобы, корпус, обойма и др., которые работают в тяжелых условиях.

Действующие нагрузки носят переменный характер, а соответствующие им напряжения в большинстве случаев меняются по симметричному или пульсирующему циклам.

В связи с этим, неудивительны случаи поломок, которые имеют место на практике, в условиях эксплуатации. Путем эмпирического увеличения размеров поперечных сечений деталей, число таких поломок было сведено до минимума, но ценой ряда показателей машины – веса, стойкости, транспортабельности, удобства эксплуатации и др.

Электровибрационная машина не является исключением в этом отношении и в первую очередь ее отдельные детали должны удовлетворять условиям: прочности, жесткости и вибрационной устойчивости.

Первые два условия можно повышать только в единственном смысле - детали машин должны иметь такие размеры, чтобы во время работы они не ломались и не имели опасных деформаций.

Последнее условие, вибрационная устойчивость, для электровибрационных машин ставится настолько глубоко, что оно из общего в значительной степени становится специальным. [1]

Действительно, некоторые детали должны иметь околорезонансный режим работы, максимальные амплитуды колебаний при минимальных затратах энергии на конструкционный гистерезис. К таким деталям относятся основные упругие элементы машин – рессоры, пружины, торсионы. Напряжения возникающие в рессорах рассматриваются в [2].

В таблице 1 даются двойные амплитуды прогибов середины рессоры, связанные с частотой вынужденных колебаний. А в таблице 2 показаны значения напряжений $\sigma_{изг}$ кг/см² в точках 2.6 и 2.7 при разных частотах.

Двойные амплитуды прогибов середины рессоры

Таблица 1

1 серия																
Hz	40			45			50			55			60		65	
2λ	0,29			0,33			0,36			0,38			0,42		0,41	
2 серия																
Hz	35	40	41,5	42,5	45	50	52,5	55	60	65	70	75	80			
2 λ	0,25	0,33	0,38	0,38	0,40	0,42	0,42	0,44	0,46	0,56	0,65	0,69	0,72			

Значения напряжений $\sigma_{изз}$ кг/см² в точках 2.6 и 2.7 при разных частотах

Таблица 2

Точка 2.6			Точка 2.7		
№	Частота Hz	$\pm\sigma$ кг/см ²	Частота Hz	$\pm\sigma$ кг/см ²	$\sigma_{изз}$ (2.7)
1	39	88			
2	40	96	40	133	1,32
3	44	100			
4	50	129	50	162	1,25
5	55	147			
6	56	154	56	221	1,37
7	60	177	60	242	1,37
8	61,5	199	61,5	270	1,36
9	65	220	65	345	1,57

График зависимости $\lambda - H$ и изменения напряжений при изменении частоты вынужденных колебаний, который имеет форму дорезонансного участка амплитудной кривой (на рис.1).

Эта амплитуда является характеристиками перемещения активной массы.

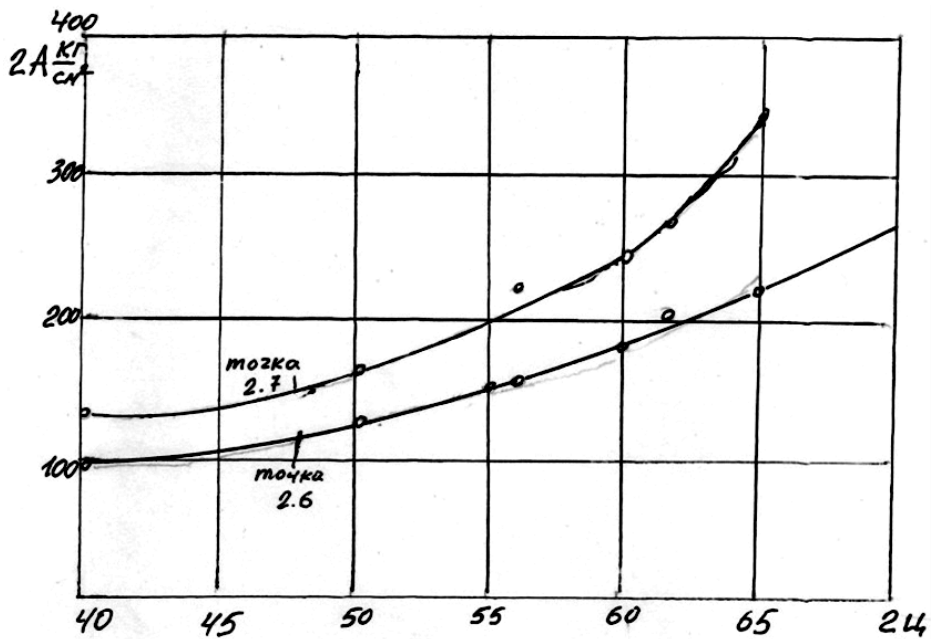


Рис. 1 График зависимости $\lambda - H$

На рис. 2 показан график изменения напряжений при изменении частоты вынужденных колебаний: соответствующие кривые аналогичны известным резонансным кривым.[3]

Анализ таблиц 1 и 2, и графиков (рис. 1 и рис.2) показывает, что во всех случаях опасное сочетание рессоры лежит у середины, вблизи того места, где лоток крепится к упругой системе. Считается, что имеет место, защемления как конца, так и середины рессоры.

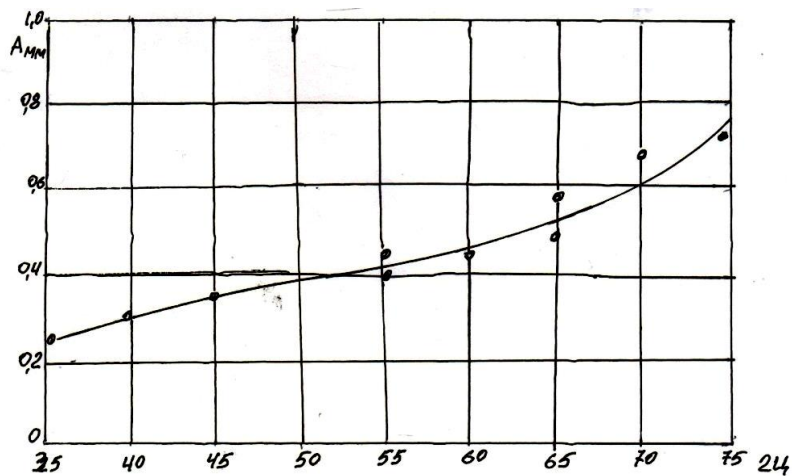


Рис. 2 График изменения напряжений при изменении частоты вынужденных колебаний

Опасными с точки зрения усталости являются растяжения. Как правило, опасные сечения растяжения возникают у середины рессоры, т.е. $\sigma_1 > \sigma_4$ (Таб. 3)

Значения напряжений в пакете рессор

Таблица 3

σ_1	205	205	185	245	215
σ	161	180	150	150	175
№ датчиков	2.7 – 2.6	1.8 – 1.7	1.6 – 1.5	1.4 – 1.3	1.1 - 1.2
σ_2	102	205	215	185	125
σ_3	164	165	115	120	165
№ датчиков	1.7 – 2.6	1.8 – 1.7	1.6 – 1.5	1.4 – 1.3	1.1 – 1.2

При изгибе рессоры вверх на наружной плоскости рессоры возникают напряжения растяжения, а у заделки – напряжения сжатия. Когда рессора изогнута вниз напряжения меняются (рис. 3).

Напряжения σ_1 и σ_4 для точек 2.7 и 2.6 были получены при частоте 56Hz, остальные – при 50Hz. Напряжения σ_2 и σ_3 для точек 2.7 и 2.6 также были получены при частоте 56Hz, остальные – при 50Hz.

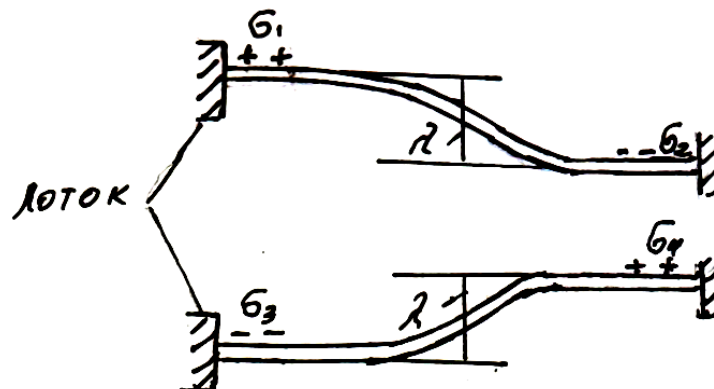


Рис. 3. Схемы возникновения напряжения при изгибе рессоры

Как видно из таблицы, в распределении напряжений сжатия σ_2 и σ_3 по отдельным рессорам никакой закономерности не было обнаружено. Напряжение σ_3 у середины могут быть больше или меньше напряжений σ_2 у заделки.

Во всех случаях наблюдается некоторый разброс напряжений, но в общем, в пакете были обнаружены максимальные напряжения растяжения $\sigma_1 = +215$ кг/см² и максимальные напряжения сжатия $\sigma_2 = -245$ кг/см² [4],[5].

Некоторая асимметрия циклов напряжений вызвана двумя причинами. Первоначальным статическим прогибом рессоры и неодинаковыми зазорами между якорями и сердечником магнита.

Поэтому в таблице 4 приводятся средние напряжения циклов, свободные от влияния прогиба рессоры; они равны половине суммы предварительных напряжений в каждой точке. Например, в середине рессоры, в нижнем крайнем положении суммарные напряжения равны $\sigma_{изг} + \sigma_{предв}$, а в верхнем крайнем положении будем иметь: $\sigma_{изг} - \sigma_{предв}$.

Анализ таблиц 3 и 4 показывает, что в середине напряжения на 20 – 40 % больше, чем у заделки, хотя принято считать, что в опасных сечениях рессоры напряжения одинаковы, и они соответствуют одному и тому же изгибающему моменту.

Средние напряжения циклов

Таблица 4

№ п/п	№ датчиков	$\sigma = \pm$	Место наклейки датчика
1	2.7	185	Середина край
2	2.6	182	
3	1.8	185	Середина край
4	1.7	193	
5	1.6	150	Середина край
6	1.5	183	
7	1.4	183	Середина край

8	1.3	168	
9	1.1	190	Средина край
10	1.2	150	

Это явление объясняется податливостью опор под действием динамической нагрузки в местах заделки рессор. Каждая рессора в пакете работает как самостоятельный элемент, нагруженный своей долей активного веса машины.

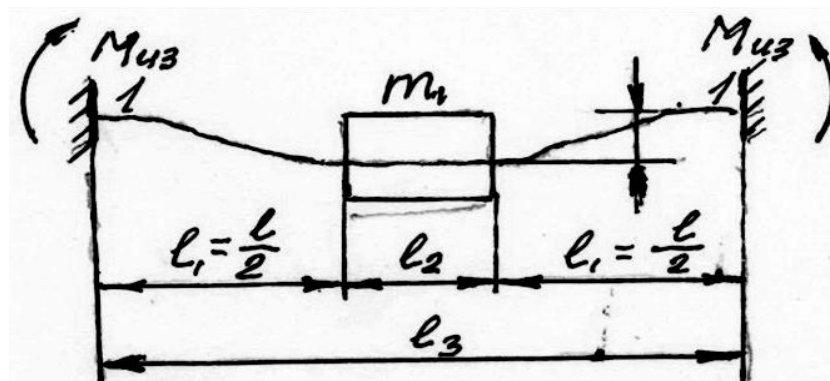


Рис. 4 Схема статического нагружения рессоры

Для определения напряжений воспользуемся схемой статического нагружения рессоры.[6]

В месте крепления присоединенной массы к рессоре жесткость балки значительно больше, чем на свободных участках l_1 , а в точках 1.1 и 2.2 угол наклона касательной оси балки равняется нулю (рис.4).

Если эту схему сравнить с известной схемой, защемленной по концам балки (рис. 5), то увидим разницу, которая в основном заключается на линии участка l_2 в реальной балке.

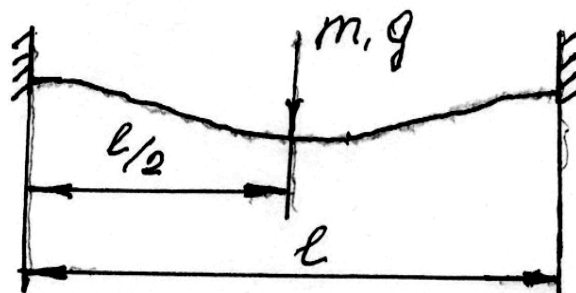


Рис.5 Схема защемления по концам балки

Однако, в силу ряда причин (лучшее использование длины рессоры, уменьшение потерь на трение в местах заземления и на участке 1 – 1 и др.) намечается тенденция аналогичного сокращения длины участка l_2 и в пределах замены двуболтового крепления одноболтовым. В этом случае можно принять $l_2 \cong 0$. В настоящее время по конструктивным соображениям берется $l_2 \cong (0, 2 - 0,3)$.

Для упрощения расчетов применяем вторую схему (рис. 5) и допускаем, что $l_2 \cong 0$.

За расчетную длину рессоры принимаем расстояние l^1 между несущими болтами 1 – 1 и 2 – 2 (рис. 6) жесткости участка l_2 , поскольку на этом участке отсутствует изгибающий момент, принимаем равной бесконечности.

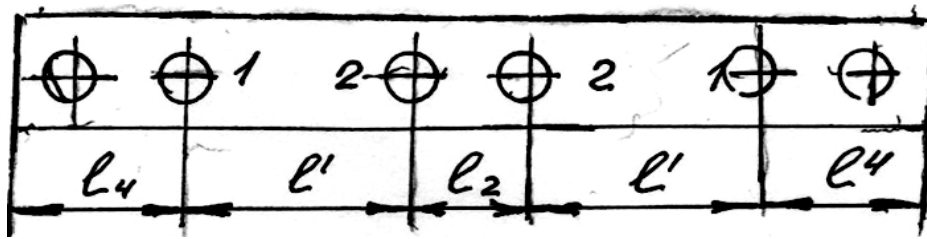


Рис.6 Схема рессоры

Тогда $l = 2l^1$ и согласно схеме двусторонне заземленной балки, можем написать:

$$\sigma_{из} = P\ell / 8W, \quad \lambda = P/B,$$

где B – жесткость балки на изгиб;

λ – прогиб рессоры.

При определении B необходимо учесть, что жесткость опор сравнима с жесткостью балки и расчетная схема имеет вид представленный на рис.7.

$$B_1 = 192EJZ / \ell_3$$

B_1 - собственная изгибная жесткость балки и

$C_{опт}$ - жесткость опор (стыков) и определяется методом подсчета жесткостей отдельных составных частей опор.

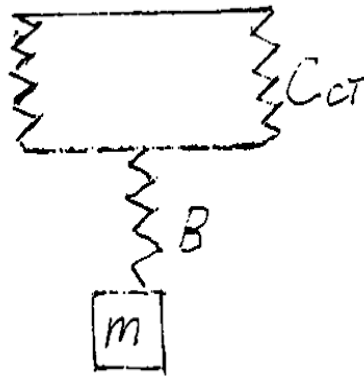


Рис.7 Схема жесткости опор и балки

Суммарная жесткость балки определяется из уравнения:

$$1/B=1/B_1(1+B_1/C_{ст})$$

Для определения максимальных напряжений в опасном сечении, у середины рессоры можно воспользоваться формулой:

$$\sigma_{изг}=Blh \lambda /16J$$

Напряжения от собственного веса активных частей машины будут

$$\sigma_{собств}=\dot{G}_{акт}lh/16J$$

где $\dot{G}_{акт}=\xi_1 qm$

Таким образом суммарные напряжения равны

$$\sigma_{сум}=\sigma_{из}+\sigma_{соб}$$

Определим жесткость и собственную частоту на конкретном примере.

Характеристика рессорной системы. [5], [7]

$$E=2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2; \quad Z=2 \times 12=24;$$

$$b \times h=6,5 \times 0,8 \text{ см}^2$$

$$\text{полная длина } \ell_{\max}=82 \text{ см}, \quad \text{активная длина } \ell=2\ell_1=50 \text{ см}$$

$$\ell=2\ell_1=50 \text{ см}$$

$$\text{Момент инерции: } J=Zbh^3/12=24(6,5-0,8)/12=6,66 \text{ см}^4$$

Жесткость рессорной системы без учета податливости опор

$$B_1=192EJ/\ell^3=192 \times 2,1 \times 10^6 \times 6,66/50^3=21500 \text{ кг/см}$$

Жесткость с учетом деформации опор для одного ряда рессор

$$B=0,5B_1/(1+0,5B_1/c_{cu}-0,5 \times 21500/7,8 \times 10^4=0,44B_1=9550$$

Для двух рядов рессор имеем:

$$B=2,9550=19100 \text{ кг/см}$$

Подсчитаем веса колеблющихся грузов по спецификации для привода 0,5 кВт машины.

Общий вес рессорного пакета будет

$$\dot{G}_{\text{ресс}}=24 \times 82 \times 6,5 \times 0,8 \times 7,8/10^3=80 \text{ кг}$$

К активной части рессоры относим

$$gm_3=50 \times 80/82=49 \text{ кг};$$

Остальное относим к реактивным и активным частям машины: это составляет в сумме $80-49=31$ кг; $\ell_2=8,5$ см (рис. 6); $\ell_4=22,5$ см.

Тот участок рессоры, который имеет длину ℓ_2 относится к активной, а остальное – к реактивной части машины.

Это составляет соответственно

$$8,5 \times 31/(32,5+8,5)=8,5 \text{ кг} \quad 22,5 \times 31/(22,5+8,5)=22,5 \text{ кг}$$

По специализации полный вес привода с учетом конструктивных переделок без регулировочных грузов составляет ~ 352 кг.

Вес корпуса без передней стенки равняется ~ 90 кг.

Вес обоймы с болтами, без кронштейна и лапок для крепления к лотку равняется ~ 33кг. Вес остальных деталей также берем из спецификации и они приведены в итоговой табл. 5.

$$\text{Всего } 146+157+46 \cong 352 \text{ кг}$$

Итак, окончательно получаем:

$$gm_1=146 \text{ кг}, \quad gm_2=157 \text{ кг},$$

$$\mu = m_1/m_3=146/49 \cong 3 \quad m_1/m_2=146/157=0,93$$

Коэффициент приведения собственной активной массы рессоры равняется:

$$\xi_1 \cong 1 + 1 \times \xi_0 m_3 / 2m_1 = 1 + 1/2 \times 2 \times 3 = 1,08$$

Приведенная масса будет:

$$m = m_1 m_2 g / (m_1 + m_2) = 76 \cdot 10^{-3} \text{ кг сек}^2/\text{см}$$

Вес деталей электровибрационной машины

Таблица 5

№	Наименование	Активный вес, кг gm_1	Реактивный вес, кг
1	Двигатель	80	40
2	Скоба	23	0
3	Корпус	0	90
4	Обойма	83	0
5	Остальные детали	2	4
6	Рессоры	188	184
		8,5	22,5
		146,5 \cong 146	156,5 \cong 157

Собственная частота будет:

$$\omega_c = \sqrt{B/\xi m} = \sqrt{191000 \times 10^3 / 1,08 \times 76} = 485 \text{ в } 291 \text{ сек}$$

или $P=77\text{Hz}$

Далее будет показано, что в действительности частота собственных колебаний находится в пределах 78 – 84 Hz, потому что кроме всех учтенных нами факторов зависит еще от силы поджатых болтов.

Установить общую зависимость между силой поджатия и частотой весьма затруднительно. Поэтому машины с рессорным подвешиванием имеют регулировку частоты в значительном диапазоне, а теоретическое определение ω_c имеет лишь ориентировочное значение.

При определении напряжения в опасном сечении амплитуда колебаний активной массы при частоте 50 – 55 Hz равняется $A_{акт}=0,02$ мм.

Тогда амплитуда колебаний рессоры будет:

$$\lambda = A_{акт}(1+m_1/m_2)=0,02(1+0,93)=0,0386\text{мм}\approx 0,039\text{мм}$$

Напряжения изгиба равны

$$\omega_{изг}=19100\times 50\times 0,8\times 0,039/16\times 6,56=280\text{кг/см}^2$$

Направления от собственного веса составляют менее 0,1 от рабочего напряжения ($\omega_{соб}\approx 25\text{кг/см}^2$). Допускаемые напряжения для рессорного пакета см. §7.

Напряжения изгиба в рессоре прямо пропорциональны прогибам и поэтому при амплитуде $\lambda_{рес}=1,2 - 1,4$ мм напряжения будут:

$$\omega_{изг}=(850 - 1100) \text{ кг/см}^2 \text{ и } \omega_{сум}=880 - 1130 \text{ кг/см}^2$$

т.е. фактические напряжения ниже допускаемых, $[\sigma]_{изг}=1400 \text{ кг/см}^2$.

Как уже отмечалось выше, напряжение у края рессоры в большем числе опытов оказались меньше, чем у середины. Это особенность работы рессоры легко объяснить податливостью опор. Действительно, чем меньше жесткость, тем больше имеет возможность конец балки поворачиваться, т.е. тем больше схема работы рессоры приближается к случаю шарнирно – податливого крепления. Для жесткого крепления напряжения в опасных сечениях, в середине и в местах заделки одинаково и равна: $\sigma=12\varepsilon$ ($\varepsilon=Eh\lambda/\ell^2$). В случае шарнирного крепления у опоры равны нулю, а в середине: $\sigma = 8\varepsilon$.

На рис. 8 показаны зависимости напряжений от податливости опор $C_{сш}$.

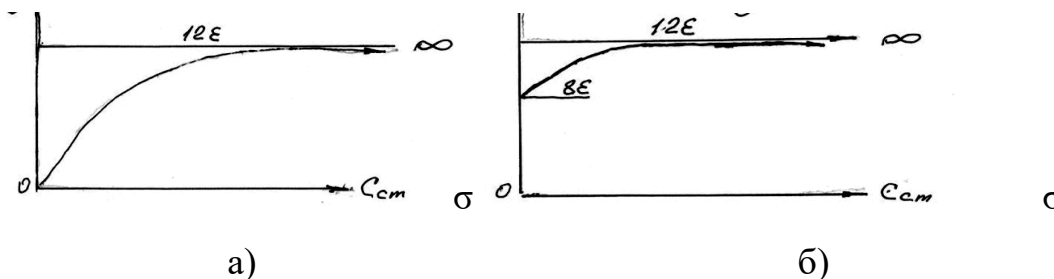


Рис. 8 Зависимости напряжений от податливости опор $C_{сш}$

Кривые дают только качественную характеристику, но ясно показывают, что смягчение условий на концах балки больше влияет на напряжения в защемлении

(рис. 8,а), чем на напряжения в середине (рис. 8,б) абсолютно жесткое защемление, то и напряжения в этих сечениях были бы одинаковыми.

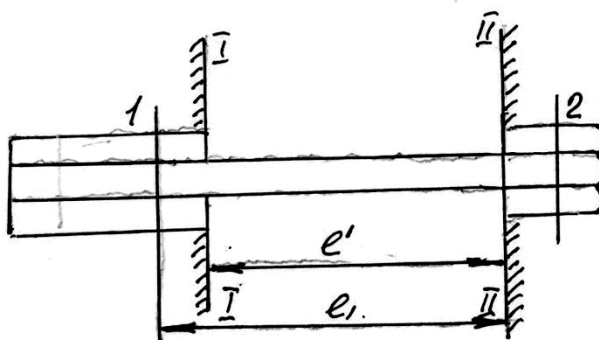


Рис.9 Схема длины рессоры

Поэтому правильнее брать активную длину рессоры, равной $2\ell_1$, а не $2\ell^1$ (рис. 9).

Из вышесказанного вытекает, что вибрационное машиностроение предстоит решать большое количество сложных и трудоемких задач по созданию методики расчета.

Ссылки на источники общего характера, использованные в работе даются в тексте.

Литература

1. Гобозов С.Ф., Джюев В.К., Тибилев В.И. Исследование электровибрационных машин и их применение в производстве строительных материалов [Текст] / Юго - Осетинский государственный университет им. А. А. Тибилова. - Цхинвал: [б. и.]; Владикавказ: ЮОГУ, 2018. - 101 с.
2. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / пер. Я. Г. Пановко с 3-го америк. изд., переработ. совместно с Д. Х. Янгом. - Москва : Физматгиз, 1959. - 439 с. : черт.; 23 см.
3. Ананьев, И. В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем [Текст] / И. В. Ананьев. - Москва ; Ленинград : Гостехиздат, 1946 (Ленинград : тип. им. Евг. Соколовой). - 223 с. : граф.; 20 см.

4. Туричин А.М. Электрические измерения неэлектрических величин: [Учебное пособие для электротехнических вузов]//Изд. 4-е, переработанное. Издательство: "Энергия", 1966 г. - 692 с.
5. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем [Текст]. - Москва : Физматгиз, 1960. - 193 с. : черт.; 21 см.
6. Пригоровский Н. И., Прейсс А. К. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях [Текст] / Акад. наук СССР. Ин-т машиноведения. - Москва : Изд-во Акад. наук СССР, 1958. - 232 с., 1 л. номогр. : ил.; 27 см.
7. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие./ 3-е издание, переработанное и дополненное. Москва, "Машиностроение", 1975г. - 500с.

Literature

1. Gobozov S.F., Dzhioev V.K., Tibilov V.I. Research of electric vibration machines and their application in the production of building materials [Text] / A. A. Tibilov South Ossetian State University. - Tskhinval: [B. I.]; Vladikavkaz: YUOGU, 2018. - 101 p.
2. Timoshenko, S. P. Fluctuations in engineering [Text] / per. Ya. G. Panovko from the 3rd American ed., re-work. together with D. H. Young. - Moscow : Fizmatgiz, 1959. - 439 p. : damn.; 23 cm.
3. Ananyev, I. V. Handbook on the calculation of natural oscillations of elastic systems [Text] / I. V. Ananyev. - Moscow ; Leningrad : Gostekhizdat, 1946 (Leningrad : type. im. Evg. Sokolova). - 223 p. : count.; 20 cm.
4. Turichin A.M. Electrical measurements of non-electrical quantities: [Textbook for electrotechnical universities]//Ed. 4th, revised. Publishing house: "Energy", 1966 - 692 p
5. Panovko Ya. G. Internal friction during vibrations of elastic systems [Text]. - Moscow : Fizmatgiz, 1960. - 193 p. : damn.; 21 cm.
6. Prigorovsky N. I., Preiss A. K. Investigation of stresses and stiffness of machine parts on strain gauge models [Text] / Academy of Sciences of the USSR. In-t of machine

science. - Moscow : Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR, 1958. - 232 p., 1 l. nomogr. : ill.; 27 cm.

7. Serensen, V.P. Kogaev, R.M. Schneiderovich. Bearing capacity and calculation of machine parts for strength: Manual and reference manual./ 3rd edition, revised and supplemented. Moscow, "Mechanical Engineering", 1975 - 500s.

© Гобозов С. Ф., Джигоев В. К., 2022 Научный сетевой журнал «Столыпинский вестник» №8/2022.

Для цитирования: Гобозов С. Ф., Джигоев В. К. НАПРЯЖЕНИЯ ВОЗНИКАЮЩИЕ В РЕССОРАХ РЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ
// Научный сетевой журнал «Столыпинский вестник» №8/2022.