

УДК 62-26

**ВОПРОСЫ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В УПРУГОЙ СИСТЕМЕ****Гобозов Станислав Федорович,**

кандидат технических наук, профессор,

кафедра «Инженерно-технические дисциплины», «Юго-Осетинский государственный университет имени А. А. Тибилова»

100001, Республика Южная Осетия, г. Цхинвал, ул. Путина, 8

E mail: gobozsf@gmail.com

**Джиоев Владимир Казбекович,**

доцент кафедры «Инженерно-технические дисциплины», «Юго-Осетинский государственный университет имени А. А. Тибилова»

100001, Республика Южная Осетия, г. Цхинвал, ул. Путина 8

**Аннотация**

В настоящей работе сделана попытка внести некоторую ясность в исследовании вопросов определения коэффициента гашения, как в материале рессоры, так и в системе рессорно-присоединенная масса. В ходе написания данной статьи было определено, что в вибрационном машиностроении предстоит решить большое количество сложных и трудоемких задач по созданию методик расчета.

**Ключевые слова:** коэффициент гашения, коэффициент затухания, рессора, колебания, амплитуда колебаний напряжение, упругая система.

**ISSUES OF VIBRATION DAMPING IN AN ELASTIC SYSTEM****Gobozov Stanislav Fedorovich,**

Candidate of Technical Sciences, Professor,

Department of Engineering and Technical Disciplines, "A.A. Tibilov South Ossetian State University".

100001, Republic of South Ossetia Tskhinval, 8 Putina str.

E mail: gobozsf@gmail.com

**Dzhioev Vladimir Kazbekovich,**

Associate Professor,

Department of Engineering and Technical Disciplines, South Ossetian State University named after A.A. Tibilov

100001, Republic of South Ossetia Tskhinval, 8 Putina str.

ABSTRACT

In this work, an attempt is made to bring some clarity to the study of determining the damping coefficient, both in the spring material and in the spring-attached mass system. During the writing of this article, it was determined that a large number of complex and time-consuming tasks need to be solved in the field of vibration engineering to create calculation methods.

---

**Keywords:** Damping coefficient, damping coefficient, spring, vibration, vibration amplitude stress, elastic system.

---

Электромагнитные вибрационный возбудители нашли широкое применение в различных отраслях народного хозяйства в качестве привода транспортно-технологических машин, где возмущающая сила возвратно-поступательного движения создается электромагнитным полем, образующимся при прохождении через обмотку вибрационный возбудителя переменного или пульсирующего электрического тока.

Вопросы рационального конструирования электровибрационных машин как машин в целом, так и остальных его узлов и деталей приобрели особую актуальность.

Детальными 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.

Методика расчета деталей отдельных машин или групп машин, как, например, турбины, автомобили, станки и др. достаточно подробно разработана. При разработке методов расчета деталей машин, или групп машин, в первую очередь исходят из общих принципов конструирования и затем выявляются ряд особых условий и требований, которые предъявляются к этим машинам.

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

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, виброустойчивость, для электровибрационных машин ставится настолько глубоко, что оно из общего в значительной степени становится специальным.

Колебательный режим работы ставит специфические требования ко всем разъемным соединениям – они должны обладать надежной несамootвинчиваемостью и малыми потерями на демпфирование. Для некоторых деталей, особенно в электрической части, существенными являются требования тепло и износостойкость.

При таких разнообразных требованиях к деталям электровибрационной машины, создание методики рационального конструирования является весьма трудоемким делом и требует объединенных усилий многих людей и коллективов; в такую работу должны включиться теоретики и экспериментаторы, научные работники и производственники [1].

Определение коэффициента гашения в материале рессоры [2] [3]. Определение коэффициента затухания производилось путем записи осциллограмм гашения свободных колебаний консольной балки равного сопротивления [1] для материала рессоры (ст. 55С2)

Были получены осциллограммы свободных затухающих колебаний, которые затем расшифровывались по известной методике [4].

В табл.1 даются значения двойных амплитуд  $2A$  и число циклов  $m$ , за которое амплитуда уменьшается от  $A_s$  до  $A_{s+m}$  (рис. 1).

$T$  - период колебаний;

$T_{mt}$  - время прохождения числа циклов  $m$ .

Под величину  $2A$  нами подразумевается не амплитуда деформации, а амплитуда напряжений (кг/см<sup>2</sup>), что, впрочем, не меняет сущности вопроса.

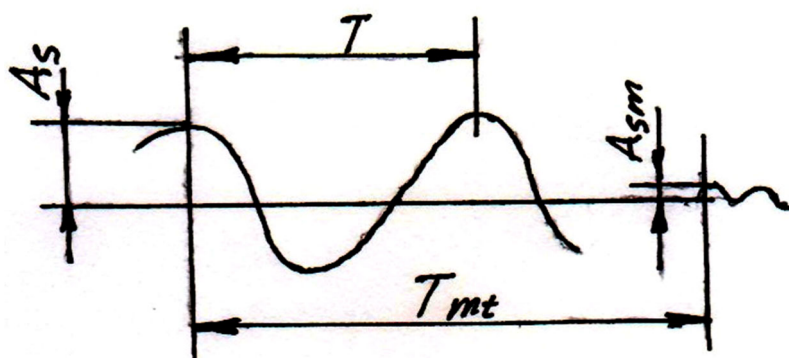


Рис.1

Коэффициент гашения определяется по формуле:

$$\Psi = 2(A_s - A_{s+m} / mA_s) \tag{1}$$

Которая составлена на основании энергетического способа подсчета потерь в материале балки.

Таблица 1

№	2 $A_s$	2 $A_{s+m}$	2 $A_{cp}$	$m$	$\Psi$
1	1200	1120	1160	16	0,0094
2	1040	820	930	69	0,0079
3	900	750	825		0,0067

Анализ таблицы обнаруживает зависимость коэффициента от амплитуды напряжений: при уменьшении  $A$  уменьшается также и  $\Psi$ .

Числовые значения  $\Psi$  для ст. 55С2, приведенные в таблице, больше, чем для ст. 5, полученные В.С. Гонткевичем и В.В. Буиковским при тех же амплитудах напряжений, в среднем на 20%. [4].

Ввиду того, что в рессоре напряжения 1200 кг/см<sup>2</sup>, принимаем  $\Psi=0,009$ .

Определение коэффициента гашения в системе рессорно-присоединенной массы [2] [3]. Для расчета вибрационного двигателя необходимо знать не только коэффициент гашения в материале, но и суммарный коэффициент гашения упругой системы вместе с присоединенными к ней деталями. Это положение весьма усложняет дело, потому что появляется огромное число узлов и соединений, в которых возникает гистерезис.

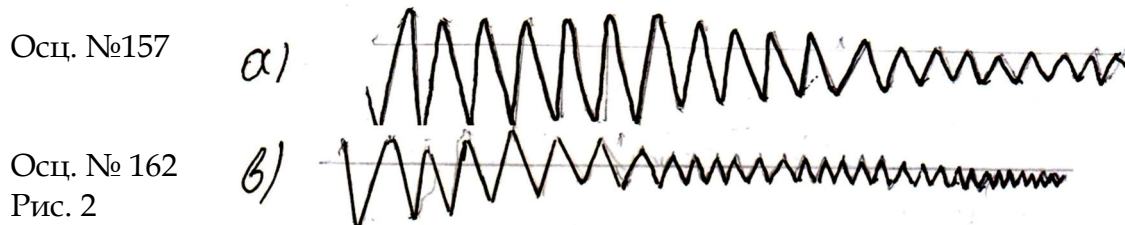
К очагам конструкционного гистерезиса в первую очередь относятся места заземления рессоры и место присоединения активной массы к рессоре; все соединения деталей на скобе и обойме, а также лоток. Поэтому не следует ожидать стабильности показаний при снятии характеристик гашения; тут скорее всего можно говорить о средних значениях коэффициента гашения, хотя некоторые основные закономерности процесса проявляются отчетливо.

Для снятия осциллограмм был использован, как наиболее характерный для пакета, он показывает напряжения в самой опасной точке рессоры, в середине; при затухании свободных колебаний в данной точке, как бы концентрируется влияние очагов затухания всех основных сочленений вибратора за исключением обоймы.

Известно, что выходом системы является колебание присоединенной массы, а амплитуда этих колебаний наилучшим образом характеризуется амплитудой напряжений в середине рессоры.

Т.е. характеристика затухания колебаний в самой опасной точке рессоры одновременно принимается характеристикой затухания системы.

На рис. 2 показаны две типичные осциллограммы гашения:



Ниже в табл. 2 даются характеристики всех осциллограмм, которые получены для выяснения величины коэффициента гашения при различных поджатиях заземленных. С изменением поджатия меняются также и условия работы рессоры, т.е. характер заземления концов и степень участия средней части рессоры в общем прогибе упругой системы  $P_c$

В таблице  $P_1$  – сила затяжки передних заземляющих болтов  $S_{46}$ ,  $P_2$  – задних (вспомогательных) заземляющих болтов  $S_{36}$ .

В таблице  $P_1$  – сила затяжки заземляющих болтов  $S_{46}$ ,  $P_2$  задних (вспомогательных) заземляющих болтов  $S_{36}$ , и  $P_3$  – средних болтов, крепящих обойму к рессорному пакету;  $\omega_b$  – частота возмущающей силы. Плечо затяжки во всех случаях равно 68 см.

Таблица 2

№	$P_1$ , кг	$P_2$ , кг	$P_3$ , кг	$P_b$ , Hz	$P_c$ , Hz	Осц. №
1	50	50	50	40	64	152, 153
2	50	50	50	50		154
3	50	50	50	60		155
4	50	50	50	65	84	156, 157
5	30	50	50	50	82	158
6	30	30	50	60		159
7	30	30	50	50	82	160
8	30	30	50	60		161
9	30	30	30	50	77	162
10	30	30	30	60		163

При анализе всех осциллограмм этой серии (№№ 152 – 163) выяснилось одно, по нашему мнению, весьма существенное обстоятельство – при затухании колебаний, не смотря на уменьшающуюся амплитуду, период собственных колебаний остается строго постоянным (во всяком случае в тех пределах, в которых возможна точность измерения; это говорит о том, что колебания изохорны, т.е. линейны, а упругая характеристика рессоры, как и надо было ожидать линейна).

Максимальное значение  $P_c$  получаем в случае осуществления наибольшей затяжки (50 кг) и  $P_{cmax}=84\text{Hz}$ , минимальное значение  $P_c$  соответствует наименьшей затяжке (30 кг) и равно  $P_{cmin}=77\text{Hz}$ .

Определим коэффициент гашения ( $\Psi$ ) системы. Согласно энергетической теории, этот коэффициент в общем случае равняется:

$$\Psi = \Delta P_s / 0,5 \text{ BA}2s \quad (2)$$

Где  $\Delta P_s$  – уменьшение энергии системы за цикл;

$0,5\text{BA}2s$  – потенциальная энергия в начале цикла.

Ввиду того, что разницы в амплитудах двух соседних циклов значительна, а полное затухание в среднем продолжается 14 -25 (см. рис.2, а) будем определять коэффициент  $\Psi$  для каждого цикла в отдельности ( $m=1$ ). Тогда

$$\Delta P_s = B/2(A_{2s} - A_{2s+1}) = B/2(2A_s + \Delta A_s) \Delta A_s$$

$$\Psi = 2\Delta A_s / A_s - (\Delta A_s / A_s)^2 \quad (3)$$

Здесь  $\Delta A_s = A_s - A_{s+1}$  - разность двух соседних амплитуд (рис. 3).

Результаты всех вычислений удобно представить в графической форме, в координатах  $A - \Psi$ . (рис.3) будем определять коэффициент гашения  $\Psi$  для каждого цикла в отдельности ( $m=1$ ).

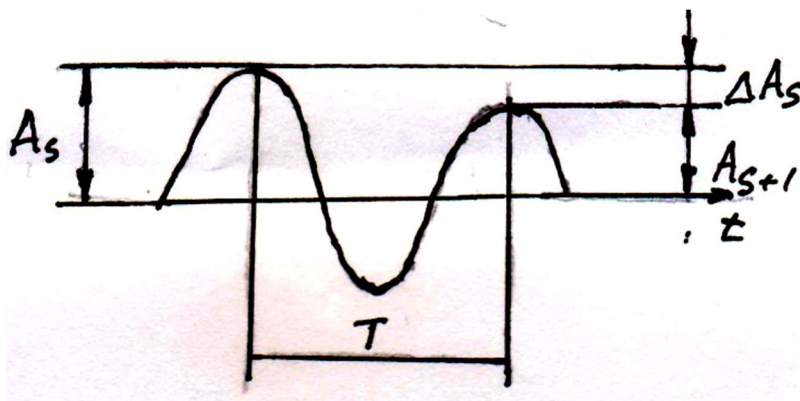


Рис. 3

Тогда

$$\Delta P_s = B/2(A_{2s} - A_{2s+1}) = B/2(2A_s + \Delta A_s) \Delta A_s$$

$$\Psi = 2\Delta A_s / A_s - (\Delta A_s / A_s)^2 \quad (4)$$

Здесь  $\Delta A_s = A_s - A_{s+1}$  - разность двух соседних амплитуд (рис.4); результаты всех вычислений удобно представить в графической форме, в координатах  $A - \Psi$ , что и сделано на рис. 4 - 6.

На всех графиках по оси абсцисс под величиной  $2A$  подразумевается не двойная амплитуда деформаций, а двойная амплитуда напряжений.

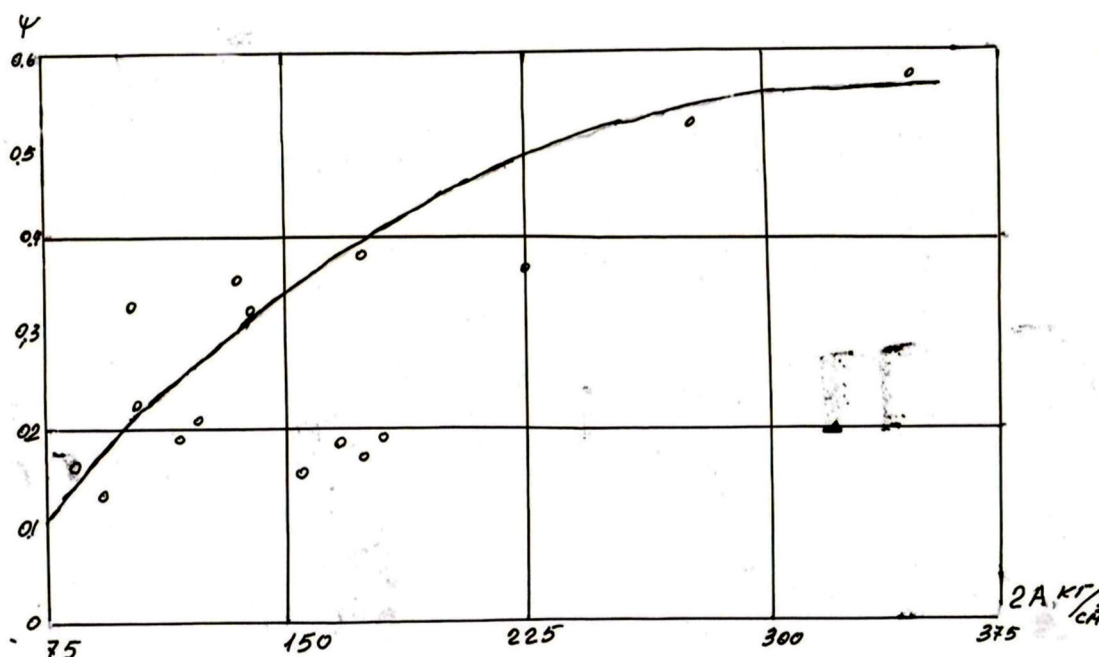


Рис.4

Переходим к анализу каждого графика в отдельности. В силу причин, о которых говорилось в начале этого параграфа, получаем довольно большой разброс точек, но общая тенденция такова, что коэффициент поглощения возрастает с ростом амплитуды только до определенного предела; после  $2A = 150 \text{ кг/см}^2$ , можно принять, что  $\omega = \text{const}$  т.е. независимым от амплитуды.

Для данного случая максимальное значение коэффициента гашения в среднем можно принять равным  $\sim 0.3$ ; итак, при  $P_1=P_2=P_3=50 \text{ кг}$ ,  $\Psi_{\text{max}} \approx 0,3$ .

Чтобы получить более стабильные результаты, т.е. меньший разброс коэффициента  $\Psi$ , по нашему мнению, необходима весьма точная и качественная сборка и наладка машины, что, конечно, практически трудно осуществимо.

Неоднородность стыков и особенно мягких прокладок всегда будут давать отклонения в ту или иную сторону.

Ввиду того, что в резонансной или околорезонансной машине амплитуда напряжений всегда больше  $800 \text{ кг/см}^2$  ( $2A > 1600 \text{ кг/см}^2$ ), то при расчетах можно пользоваться значением  $\Psi_{\text{max}} \approx 0,3$ .

а) При снятии этой характеристики (рис.4) болты S46 были несколько ослаблены ( $P_1=30 \text{ кг}$ ).

Заметного влияния на коэффициент это не оказало; здесь  $\Psi_{\text{max}} \approx 0,35$ .

б) Болты еще более ослаблены, чем в случае (рис.5), а первоначальную затяжку, равную  $50 \text{ кг}$  имеют только средние болты (обоймы), коэффициент гашения  $\Psi_{\text{max}} = 0,38$ .

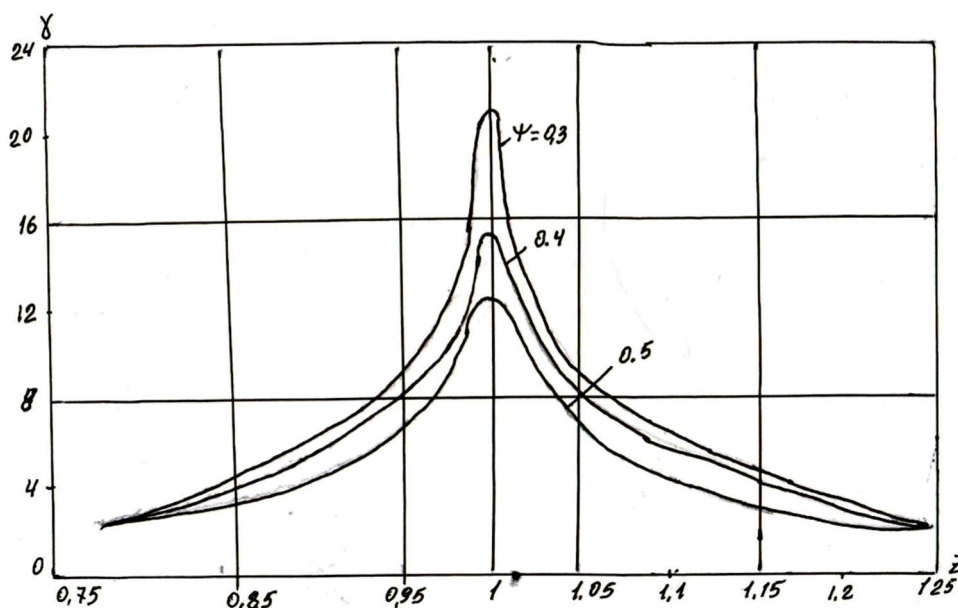


Рис.5

в) все болты ослаблены до  $30 \text{ кг}$  коэффициент гашения возрастает до  $\Psi_{\text{max}} \approx 0,55$ .

(Рис.6).

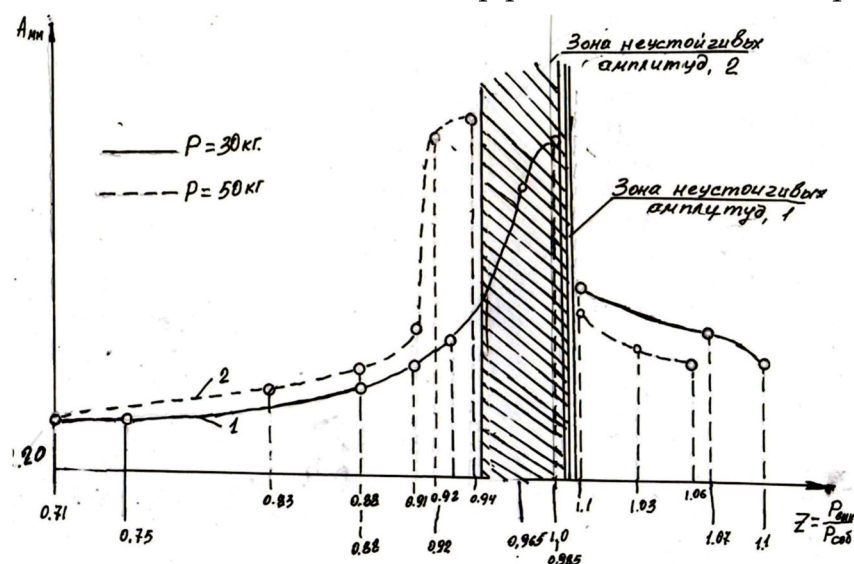


Рис.6

Сравнивая графики, можно сказать, что, по-видимому, с точки зрения наименьшего гашения самым выгодным вариантом, из всех рассмотренных нами является первый (а) случай; кроме того, при расчетах в околорезонансной зоне гашение двигателя можно характеризовать величиной  $\Psi_{\max}$ , которая равняется или больше 0,3.

Тут не уместно, что учет внутреннего демпфирования рессоры при расчетах не имеет практического смысла, потому что как показывают опыты, потери от него составляют в худшем случае 3% от внешних потерь, вызванных конструкционным гистерезисом.

Коэффициент поглощения для всей вибрационной машины, безусловно будет несколько больше, чем полученные нами значения  $\Psi_{\max}$  за счет дополнительных потерь в лотке. Специальных опытов для изучения этого вопроса не ставили, но при испытании одной модели машины упрощенной конструкции были получены значения  $\Psi_{\max}=0,35 - 0,4$ , когда напряжения в рессоре достигли по расчетным данным 1000 кг/см<sup>2</sup> (машина имела один ряд рессор).

Исходя из всего вышесказанного, по предварительным данным для всей машины в целом можно принять коэффициент гашения  $\Psi \approx 0,35 - 0,45$ .

При накоплении экспериментальных данных относительно величины  $\Psi$  в дальнейшем можно определить этот коэффициент более точно.

Из вышесказанного вытекает, что в вибрационном машиностроении предстоит решать большое количество сложных и трудоемких задач по созданию методик расчета.

В настоящей работе сделана попытка внести некоторую ясность в исследовании вопросов расчета на прочность и жесткость наиболее важных деталей привода электровибрационных машины – рессор, с учетом особенностей работы.

#### Список литературы:

1. Гобозов С. Ф., Джиоев В. К. Пути развития электровибрационных машин. [Текст] Международный научно-методический журнал "Наука, техника и образование"; Издательство "Проблемы науки". 2018. №6 (47), 119с.
2. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем [Текст]. - Москва: Физматгиз, 1960. - 193 с.: черт.; 21 см.
3. 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.
4. Решетов Д. Н. Детали машин [Текст]: [Учебник для машиностроит. специальностей вузов] / Д. Н. Решетов, заслуж. деятель науки и техники РСФСР д-р техн. наук проф. - 2-е изд., испр. и перераб. - Москва: Машгиз, 1963. - 723 с.: ил.; 22 см.

#### References:

1. Gobozov S. F., Dzhioev V. K. Development Paths of Electrovibration Machines. [Text] International Scientific and Methodological Journal "Science, Technology and Education"; Publishing House "Problems of Science". 2018. No. 6 (47), 119 p.
2. Panovko Ya. G. Internal Friction during Oscillations of Elastic Systems [Text]. - Moscow: Fizmatgiz, 1960. - 193 p.: fig.; 21 cm.
3. Prigorovsky N. I., Preiss A. K. Study of Stresses and Rigidity of Machine Parts on Strain Gauge Models [Text] / USSR Academy of Sciences. Institute of Mechanical Engineering. -

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

4. Reshetov D. N. Machine parts [Text]: [Textbook for mechanical engineering specialties of universities] / D. N. Reshetov, Honored Scientist and Engineer of the RSFSR, Doctor of Technical Sciences, Professor. - 2nd ed., corrected and revised. - Moscow: Mashgiz, 1963. - 723 p.: ill.; 22 cm.