

**В.И.Большаков, В.В.Буцукин**

## **ОСОБЕННОСТИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ БИЕНИЙ В ПРИВОДАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН**

На основании анализа публикаций и собственных исследований динамики тяжелых металлургических машин сформулированы направления и задачи исследования биений в силовых цепях приводов, результаты которых позволят предотвратить существенное увеличение динамических нагрузок.

**Анализ состояния проблемы.** При исследовании колебательных процессов в силовых цепях приводов различных машин достаточно часто встречается разновидность колебательных процессов, называемая «биениями». Под этим термином понимаются, обычно [1], почти гармонические колебания, амплитуда которых является колеблющейся функцией времени с квазипериодом, большим по сравнению с квазипериодом «несущего» колебательного процесса. Эта разновидность колебательных явлений применительно к силовым цепям приводов машин до настоящего времени изучена недостаточно [2]. О распространенности указанного явления в приводах тяжелых машин горно–металлургической промышленности можно судить, например, по данным табл.1, составленной на базе относительно узкого круга источников [3–12].

Таблица 1. Оборудование, в силовых цепях которого отмечены биения силовых и кинематических параметров

Оборудование	Источник информации
Привод размольной мельницы	[3]
Грохот ГА–41Ш	[4]
Привод поворота роторного экскаватора	[5]
Приводы наклона сталеплавильных кислородных конвертеров вместимостью 50 и 160 т	[6–8]
Главная линия блюминга	[9]
Главные линии непрерывных широкополосных станов горячей прокатки	[10,11]
Привод роликов косовалковой правильной машины	[9]
Привод листовой барабанной моталки	[12]

Из данных таблицы видно, что биения возникают в приводах разнообразных машин существенно отличающихся по назначению, кинематическим, силовым параметрам, структурам силовых электромеханических и систем управления. Круг машин, в приводах которых зафиксированы биения колебаний, охватывает все стадии производства – от добычи ис-

ходного сырья (ротаторный экскаватор) до подготовки готовой продукции к отгрузке (листовые моталки).

В качестве примера на рис.1 приведен фрагмент осциллограммы, на которой записаны биения моментов сил упругости на конструктивно идентичных вал–шестернях сумматорного редуктора многодвигательного привода наклона конвертера вместимостью 160 т. Осциллограмма была получена в ходе исследования нагрузок привода, возникающих в реальном эксплуатационном режиме [8]. Привод включает четыре одинаковых электродвигателя (ЭД), связанные конструктивно идентичными передачами с сумматорным колесом, которое через цапфу поворачивает корпус конвертера. В приведенной расчетной схеме механической системы (МС) привода наклона этого конвертера (рис.2), описанной в работе [13] вал–шестерням №№ 1–4 соответствуют связи с крутильной жесткостью  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$  соответственно. Номинальные параметры расчетной схемы, приведенные к валу ЭД составили:  $\Theta_1 = \Theta_2 = \Theta_3 = \Theta_4 = 43,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\Theta_{22} = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\Theta_{33} = 48,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 25000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ ;  $C_{22} = 18000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ .

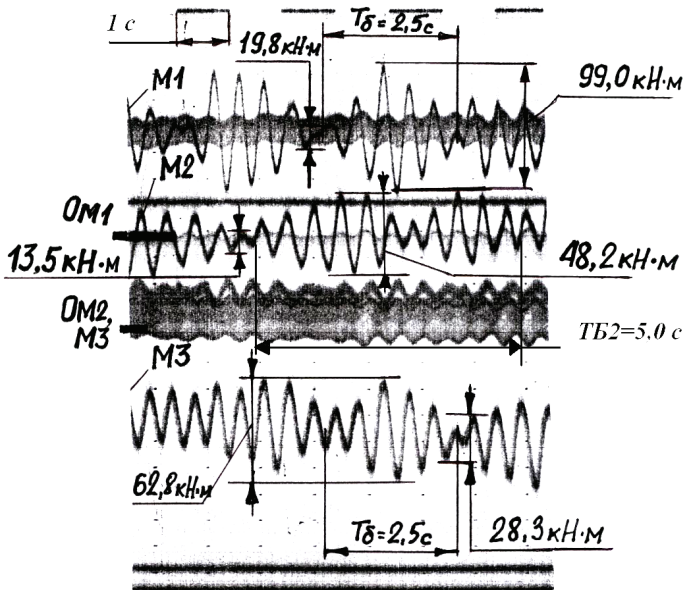
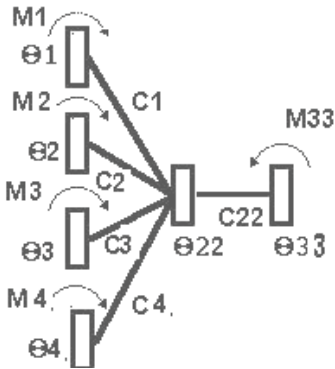


Рис.1. Биения моментов сил упругости в многодвигательном приводе наклона конвертера вместимостью 160 т: M1, M2, M3 – моменты сил упругости на вал – шестернях №№ 1, 2, 3 сумматорного редуктора соответственно.

На рис.1 хорошо видны биения моментов сил упругости с периодом («квазипериодом») биений  $T_\delta = 2,5 \text{ с}$  и различной глубиной – от  $H_\delta = 2,2$  для M3 до  $H_\delta = 4,5$  для M1. Здесь под периодом биений принято понимать промежутки времени между смежными максимумами (минимумами) раз-



$\Theta_3$ ,  $\Theta_4$  – приведенные моменты инерции ЭД, тормозных шкивов, муфт и часть момента инерции зубчатых колес редукторов, отнесенные к ним при упрощении исходной МС;  $\Theta_{22}$  – приведенный момент инерции сумматорного зубчатого колеса и часть момента инерции зубчатых колес редукторов, отнесенная к нему при упрощении исходной МС;  $\Theta_{33}$  – приведенный момент инерции корпуса конвертера с садкой;  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  – крутильные жесткости ветвей, связывающих ЭД с сумматорным зубчатым колесом;  $C_{22}$  – крутильная жесткость цапфового узла.

маха колеблющейся величины. Под глубиной биений понимается отношение наибольшего размаха колебаний к наименьшей его величине. Частота «несущего» колебательного процесса составляет около 2 Гц (период 0,5 с).

Рис.2. Шестимассовая приведенная расчетная схема МС привода наклона конвертера:  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $M_4$  – приведенные крутящие моменты, создаваемые ЭД;  $M_{33}$  – приведенный крутящий момент, создаваемый весом корпуса конвертера с садкой;  $\Theta_1$ ,  $\Theta_2$ ,

Как правило, процесс биений негативно влияет на работоспособность и качество работы оборудования. Связано это с увеличением нагрузок, возникающих в силовых цепях машин и с неадекватной, при неудачной её настройке, реакцией системы управления приводом на периодическое изменение амплитуды колебаний. Возникающие в режиме биений нагрузки могут превышать их номинальные значения в 2 – 4 раза [3, 11]. Биения являются также индикатором неблагополучия структуры и параметров машины, в которой они обнаружены, что вызывает существенное увеличение максимальных величин динамических нагрузок. Опыт исследования [11] свидетельствует, что склонная к биениям система весьма чувствительна к возмущениям. Процесс пересопряжения зазоров при приложении нагрузки протекает в таких системах дольше и с большими динамическими нагрузками, чем в системе, к биениям не склонной.

При обнаружении биений в силовой цепи реальной машины разработка эффективных мероприятий по их устранению или уменьшению невозможна без определения того, взаимодействие каких именно колебательных процессов породило вредное явление. При этом возникает ряд вопросов теоретического характера по исследованиям колебаний, слабо или противоречиво освещённых в литературе. Авторы столкнулись с этими проблемами при исследовании динамики вышеупомянутого привода наклона кислородного конвертера вместимостью 160 т [8].

К основным задачам исследования биений в силовых цепях приводов реальных машин, представляющих интерес не только для специалистов в области тяжелого машиностроения можно, на наш взгляд, отнести:

- адекватное отражение частотной характеристики процесса биений с помощью показателя периода («квазипериода») биений;
- адекватное отражение силовой характеристики процесса биений с помощью показателя «коэффициент динамичности»;
- выявление причин склонности системы к развитию биений и сопоставление степени склонности различных вариантов системы к их развитию на основе относительно просто определяемого параметра;
- оценка возможности развития биений за счёт обмена энергией между электрической и механической системами привода;
- оценка возможности развития биений за счёт обмена энергией между отдельными частями механической системами привода;
- оценка влияния особенностей приложения внешних нагрузок на возможность возникновения и развития биений;
- определение путей устранения биений или ограничения их негативного влияния, пригодных для максимально широкого круга систем;
- выявление возможности использования явления биений с целью улучшения эксплуатационных характеристик систем.

**Изложение основных материалов исследования.** В статье даётся обобщение результатов, относящихся к первым трем из указанных задач. Анализ остальных вышеперечисленных задач, связанных с исследованием сложных к развитию биений систем, будет опубликован позднее.

Важнейшим источником информации об изучаемой системе являются результаты расшифровки и анализа экспериментально полученных осциллограмм. В частности, определенные по осциллограмме период биений и частота колебаний «несущего» процесса позволяют оценить частоты колебательных процессов, приводящих к развитию биений. Однако, несмотря на имеющееся мнение о том, что явление биений «достаточно подробно изучено и детально описано в монографиях по теории колебаний и в работах, посвященных анализу характеристических полиномов» [3], в определении такого базового для описания биений параметра как их период, имеются существенные разночтения. Рассматривая простейший процесс биений, получаемый при сложении двух колебательных процессов с круговыми частотами  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , авторы монографий и справочников приводят зависимости периода биений, отличающиеся по значениям в два раза, при одних и тех же исходных данных. Часть исследователей, начиная с Рэлея [14], рассматривают результирующее колебание как процесс с амплитудой, меняющейся с частотой, равной разности частот двух колебательных процессов  $\Delta\beta = |\beta_1 - \beta_2|$ . В этом случае период биений  $T_6$  определяется по зависимости

$$T_6 = \frac{2\pi}{\Delta\beta}. \quad (1)$$

С другой стороны, в ряде исследований и справочников [9,11,15,16] такие биения рассматриваются как колебательный процесс, при котором амплитуда меняется с частотой, равной полуразности частот двух колебательных процессов. Период биений при этом оказывается вдвое больше, чем по зависимости (1)

$$T_6 = \frac{4\pi}{\Delta\beta}. \quad (2)$$

Понятно, что исследователи, придерживающиеся первого (Рэлеевского) подхода, показанный на рис.1 процесс интерпретируют как биения с периодом  $T_6 = 2,5$  с. Те, кто придерживаются второго подхода скажут об этом процессе как о биениях с периодом  $T_{b2} = 5,0$  с.

Понятно, что для квалифицированного анализа публикуемых различными группами исследователей осциллограмм и результатов математического моделирования необходимо выяснить причину таких разночтений в определении одного из базовых параметров процесса биений.

Анализ, проведенный в работе [17] показал, что при биениях, обусловленных сложением двух колебательных процессов с близкими частотами зависимость (1) дает промежуток времени между смежными максимумами (минимумами) размаха колеблющейся величины. Использование такого определения периода биений вполне оправданно при исследовании нагрузок в силовых цепях машин, при котором исследователей интересует, в первую очередь, как скоро колеблющаяся величина достигнет следующего максимума своего размаха без учета знака получаемого отклонения от среднего значения величины.

Зависимость (2), использованная или рекомендуемая в ряде источников [9,11,15,16], позволяет, для случая биений, вызванных сложением двух колебаний получить значение промежутка времени через который колеблющаяся величина точно повторит по знаку и абсолютной величине свое значение, соответствующее состоянию, принятому за начало периода. Зависимость (2) дает более строгий, с точки зрения формального определения периода колебаний, результат, но только для случая, когда биения обусловлены сложением двух колебательных процессов.

Учитывая, что в большинстве машин силовые цепи являются крутильными системами, для прочности которых знак крутящего момента особой роли не играет, наличие затухания и возможность получения биений за счет сложения трех и более процессов, в работе [17] сделан вывод о целесообразности для определения периода биений использовать промежуток времени между смежными максимумами или минимумами размаха колеблющейся величины. В случае биений, возникших при взаимодействии двух колебательных процессов, определение периодов колебаний, вызывающих биения может производиться по зависимости (1).

Второй проблемой, возникшей перед авторами при интерпретации результатов экспериментального исследования и при анализе опубликован-

ных ранее работ по динамике привода конвертера, оказалось то, что предложенный С.Н.Кожевниковым [10] и широко применяемый в литературе термин «коэффициент динамичности» ( $K_d$ ) может определяться на основе различных вариантов базовой величины нагрузки, передаваемой связью. Под коэффициентом динамичности применительно к нагрузкам в упругих связях машины понимают отношение наибольшей амплитуды моментов или сил упругости в исследуемой связи к принятой за базу величине нагрузки, передаваемой связью. За базу могут приниматься: средняя нагрузка, передаваемая упругой связью во время разгона привода, технологическая нагрузка, передаваемая связью либо номинальный момент электродвигателя, используемого в приводе, приведенный к рассматриваемой связи [18]. В общепринятых методиках расчета типовых узлов машин также используются коэффициенты, тем или иным образом характеризующие динамические нагрузки, воздействующие на узлы. При этом численные значения указанных коэффициентов для одного и того же оборудования могут существенно отличаться в разных источниках, что еще более усложняет использование результатов исследований динамики в практике расчетов и проектирования металлургических машин. Проведенный анализ позволил сделать вывод о перспективности разработки единого подхода к использованию понятия коэффициента динамичности нагрузок как при исследовании динамики машин, так и при прочностных расчетах их типовых узлов [18].

Одной из важнейших задач, возникших перед авторами при исследовании динамики привода наклона конвертера, стало выявление причин склонности системы к развитию биений на основе относительно просто определяемого критерия. Анализ работ, посвященных изучению этого вопроса, показал, что существует несколько подходов к определению критерия склонности системы к возникновению в ней биений.

Известные критерии, позволяющие определить возможность возникновения биений за счет обмена энергией между смежными парциальными системами, были получены в исследованиях акад. Л.И.Мандельштама и проф. С.П.Стрелкова [19, 20] применительно к устройствам электро – и радиотехники, а также простейшим механическим системам, включающим в себя маятники с упругой связью между ними. При этом использовались коэффициенты связи и связанности парциальных систем, учитывающие их собственные (парциальные) частоты. Применительно к двухмассовой электромеханической системе и трехмассовой рядной МС подобный критерий был получен ранее одним из авторов настоящей статьи [21,22].

На основе разработанного проф. А.Н.Голубенцевым общего критерия минимизации динамической системы [23] для нескольких вариантов трехмассовых систем его последователями [3,24] была предпринята попытка оценить возможность развития биений через соотношения упруго–массовых параметров систем.

Из теории колебаний известно [19,20,22], что для сложных систем условием возникновения биений является близость двух, как правило, низших, собственных частот системы. Степень близости частот характеризуют величиной отношения  $\beta_2/\beta_1$ , где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  соответственно меньшая и большая из частот, обуславливающих возникновение биений. Условие возможности развития биений указывается, обычно в виде:

$$\beta_2/\beta_1 \leq 1,3. \quad (3)$$

Эта норма обосновывается ссылкой на опыт исследований и эксплуатации оборудования. Условие, показывающее, когда биения становятся опасны  $\beta_2/\beta_1 \leq 1,2$ , приведено без обоснования в работе [25]. На основе моделирования поведения широкого круга МС сделан вывод [11], что в механической системе привода прокатного стана не развиваются биения и незатухающие колебания МСУ, если выполняется условие:

$$\beta_2/\beta_1 \geq 1,6 \dots 1,8. \quad (4)$$

В ходе выполненных исследований привода наклона конвертера нами для характеристики близости двух частот  $\beta_1$  и  $\beta_2$  было принято использовать относительную разность частот  $\mathcal{E}_{\Delta\beta}$ , равную отношению абсолютной разности  $\Delta\beta$  этих частот к меньшей из них (в нашем случае это  $\beta_1$ ). Важным достоинством этого критерия является отсутствие в нем в явном виде абсолютной величины собственных частот рассматриваемой системы что упрощает, в ряде случаев, аналитическое и численное исследование свойств изучаемой системы. В случае использования указанного критерия условие (3) возможности возникновения биений определится неравенством:

$$\mathcal{E}_{\Delta\beta} = \frac{\beta_2 - \beta_1}{\beta_1} \leq 0,3. \quad (5)$$

На основе анализа [26] возможность развития биений за счет сложения двух колебательных процессов с частотами  $\beta_1$  и  $\beta_2$  нами был получены диапазоны значений  $\mathcal{E}_{\Delta\beta}$  в которых возможно развитие биений:

для системы без рассеяния энергии колебаний

$$\mathcal{E}_{\Delta\beta} \leq 0,333 \dots \quad (6)$$

для системы с обычным рассеянием энергии (затухание колебаний за 10 – 15 периодов колебаний)

$$0,033 \dots 0,050 \leq \mathcal{E}_{\Delta\beta} \leq 0,333. \quad (7)$$

для системы с увеличенным вдвое, по сравнению с обычным, рассеянием энергии

$$0,063 \dots 0,091 \leq \mathcal{E}_{\Delta\beta} \leq 0,333. \quad (8)$$

Из зависимостей (6) – (8) видно что для устранения склонности к биениям системы с близкими собственными частотами, необходимо так из-

менить её параметры, чтобы обеспечить «разведение» этих частот до обеспечения условия  $\epsilon_{\Delta\beta} \gg 0,333$ . С другой стороны, из (7) и (8) следует что, в принципе, при наличии затухания в системе возможно устранить склонность подобной системы к биениям за счет «сведения» её частот с достижением соотношения  $\epsilon_{\Delta\beta} \ll 0,03$  в системах с обычным уровнем рассеяния энергии или  $\epsilon_{\Delta\beta} \ll 0,06$  для систем с повышенным рассеиванием энергии. Такой путь уменьшения склонности систем к возникновению биений в известных работах не рассматривался и нуждается в углубленном исследовании на предмет возможности его применения в приводах реальных машин.

### **Выводы.**

1. Результаты многолетних исследований свидетельствуют, что явление биений имеет место в приводах машин разнообразной конструкции, работающих во многих переделах металлургического производства. Однако, до настоящего времени не разработаны общие критерии оценки возможности возникновения и способы предотвращения опасного влияния биений на прочность и работоспособность приводов машин.

2. Существует два подхода к определению периода биений. Часть исследователей, выполняющих прикладные разработки и расчеты, рассматривает период биений как промежуток времени между смежными максимумами (минимумами) размаха колеблющейся величины. Применяется и более строгое определение периода биений, рассматривающее период биений как промежуток времени, по истечении которого колеблющаяся величина точно повторит по знаку, фазе и абсолютной величине значение, соответствующее состоянию, принятому за начало периода. Чтобы исключить ошибки, связанные с определением периода биений рекомендуется, на основе исследований [17], использовать в прикладных исследованиях и расчетах термин «период биений» применительно к промежутку времени между смежными максимумами (минимумами) размаха колеблющейся величины ( $T_0 = 2,5$  с на рис.1). Для случая биений, обусловленных сложением двух колебательных процессов, частота биений равна в этом случае разности частот слагаемых колебаний  $\Delta\beta$ .

3. Для оценки максимальной величины динамических нагрузок при расчете деталей привода машин на прочность можно использовать коэффициент динамичности, представляющий собой отношение максимального усилия (момента) к заданной величине установившегося (заданного) момента [10,18].

4. Для оценки склонности систем приводов машин к развитию биений вследствие близости двух частот  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , рекомендуется использовать их относительную разность  $\epsilon_{\Delta\beta}$ , равную отношению абсолютной разности  $\Delta\beta$  этих частот к меньшей из них [26]. Важным достоинством этого критерия является отсутствие в нем в явном виде абсолютной вели-



чины собственных частот рассматриваемой системы, что в ряде случаев упрощает аналитическое и численное исследование её свойств.

5. На основе установленных в работе [26] диапазонов значения  $\mathbf{E}_{\Delta B}$  в которых возможно развитие биений за счет сложения двух колебательных процессов с частотами  $\beta_1$  и  $\beta_2$  установлено, что, для устранения склонности к биениям системы путем корректировки ее параметров, имеется два пути; первый – «разведение» этих частот для обеспечения условия  $\mathbf{E}_{\Delta B} \gg 0,333$  (способ этот известен давно); второй – «сведение» их с достижением соотношения  $\mathbf{E}_{\Delta B} \ll 0,03$  в системах с обычным уровнем рассеяния энергии или до уровня  $\mathbf{E}_{\Delta B} \ll 0,06$  для систем с повышенным рассеиванием энергии. Второй из указанных путей уменьшения склонности систем к возникновению биений нуждается в углубленном исследовании с целью определения его эффективности и возможности реализации в приводах машин.

1. *Вибрации* в технике. Справочник. В 6 –ти т.т. – Т.1. Под ред. чл. – корр. АН СССР В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352с.
2. *Большаков В.И.* Динамика машин и автоматизация металлургического оборудования // Теория и практика металлургии. – 2002. – № 5–6.–С.4–10.
3. *Адамия Р.Ш., Лобода В.М.* Биение колебаний в металлургических машинах // Динамика и прочность тяжелых машин. Вопросы математического моделирования: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ДГУ. – Днепропетровск: ДГУ, 1986.–С.20–27.
4. *Швед С.В.* Усовершенствование машин для сортировки металлургической шихты на базе создания временных неоднородных колебаний. Автореферат диссертации на соискание научной степени канд. техн. наук. Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск, 2007. – 23 с.
5. *Ключев В.И.* Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
6. *Крайзингер Ф.В., Лобода В.М., Пасальский В.М.* Исследование динамики четырехпоточного привода, совмещенного с опорой. // Динамика и прочность тяжелых машин: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ДГУ. – Днепропетровск: ДГУ, 1978. – Вып.3.–С.3–7.
7. *Лобода В.М, Пасальский В.М.* О совершенствовании компоновки сумматорного привода конвертера // Мет. машиновед. и рем. оборуд.: Темат. отр. сб. – М.: Металлургия, 1978. – Вып. 7. – С.55–57.
8. *Экспериментальное* исследование нагрузок в многодвигательном приводе наклона конвертера с редуктором–опорой / В.И.Большаков, В.И.Хоменко, В.В.Буцукин и др. // Металлург. и горноруд. пром–сть.–1993.–№ 3.–С.56–60.
9. *Динамика* и прочность прокатного оборудования / Ф.К.Иванченко, П.И.Полухин, М.А.Тылкин и др. – М.: Металлургия, 1970.–487 с.
10. *Кожевников С.Н.* Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд – во АН УССР, 1961. – 160 с.

11. *Вернев В.В., Скичко П.Я., Кулибаба С.М.* Частотные характеристики главных линий клетей непрерывных широкополосных станов горячей прокатки // *Мет. машиновед. и рем. оборуд.: Темат. отр. сб.* – М.: Металлургия, 1979. – Вып. 8. – С.49–51.
12. *Иванченко Ф.К., Красношапка В.А.* Динамика металлургических машин. – М.: Металлургия, 1983. – 295 с.
13. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Особенности определения динамических нагрузок в разветвленных приводах конвертеров // *Захист металургійних машин від поломок: Міжвуз. темат. зб. наук. праць ПДТУ.* – Маріуполь, 2000.–Вип.5. – С.48–59.
14. *Стретт Дж. В. (Лорд Рэлей)* Теория звука. В 2-х т.т. – Т. 1. – М.: Государственное издательство технико–теоретической литературы, 1955. – 503 с.
15. *Филиппов А.П.* Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
16. *Машиностроение.* Энциклопедический справочник. – Т.1 – Кн. 2-я. – М.: Машгиз, 1947. – 456 с.
17. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Особенности определения параметров биений при исследовании динамики машин // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: Сб.научн.тр.* – Днепропетровск, 2005. – Вып.10.– С.300 – 306.
18. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Определение коэффициента динамичности при исследовании динамики машин // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: Сб.научн.тр.–Днепропетровск,2005.–Вып.11–С.263–268.*
19. *Мандельштам Л.И.* Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972.– 470с.
20. *Стрелков С.П.* Введение в теорию колебаний. – М.: Наука, 1964.– 437 с.
21. *Большаков В.И.* Динамика электромеханических систем с зазорами // *Динамика крупных машин.* – М.:Машиностроение,1969.– С.124–131.
22. *Большаков В.И.* Взаимодействие парциальных систем с упругими связями при колебаниях и оценка степени их связанности // *Теория механизмов и машин: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ХГУ.* – Харьков.– 1969.–С.66–69.
23. *Голубенцев А.Н.* Интегральные методы в динамике.–К.:Техника, 1967. –350с.
24. *Адамия Р.Ш., Лобода В.М.* Основы рационального проектирования металлургических машин. – М.: Металлургия, 1984. – 128 с.
25. *Фрит Ю., Беккингем Ф.* Вибрация в технике.– М.,Л.: ГИЗ, 1931.–168 с.
26. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Оценка возможности развития биений в реальных системах приводов тяжелых машин // *Вісник Приазовського державного технічного університету: Зб. наук. праць ПДТУ.– Маріуполь, 2001.–Вип.11. – С.134 – 137.*

*Статья рекомендована к печати канд.техн.наук В.В.Верневым*