

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ВИБРАЦИЯ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ

ГОСТ 26563—85

Издание официальное

Цена 5 коп.

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН Министерством высшего и среднего специального образования РСФСР
Министерством лесной, целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности

ИСПОЛНИТЕЛИ

А. А. Санников (руководитель темы), **А. М. Клепалов, А. С. Усов, Ю. А. Куликов, В. П. Красавчиков**

ВНЕСЕН Министерством высшего и среднего специального образования РСФСР

Зам. министра **Ф. И. Перегудов**

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 21 июня 1985 г. № 1834

УДК 534.1.08:006.354 Группа Т58

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

Вибрация

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методы и средства защиты

Vibration.
Technological equipment of pulp and paper production. Protection methods and means

ГОСТ 26563—85

ОКСТУ 3650

Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 21 июня 1985 г. № 1834 срок действия установлен

с 01.07.86

Несоблюдение стандарта преследуется по закону

Настоящий стандарт распространяется на технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства (далее — оборудование) и устанавливает общие требования к методам и средствам виброзащиты.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Виброзащиту следует проводить при проектировании, эксплуатации и модернизации оборудования и его составных частей с целью уменьшения вибрации до нормативных значений, устанавливаемых ГОСТ 26493—85 или требованиями технологии производства целлюлозы, бумаги, картона.

1.2. Необходимо применять следующие средства и методы виброзащиты оборудования:

а) методы:

уравновешивание валов, цилиндров, роторов (далее — роторов);

изменение конструктивных элементов оборудования, его фундаментов и поддерживающих конструкций (далее — поддерживающих конструкций);

виброизоляция;

вибродемпфирование;

поддерживание оборудования в технически исправном состоянии;

Издание официальное Перепечатка воспрещена

© Издательство стандартов, 1985

б) средства:

виброизоляторы;

демпфирующие элементы.

1.3. Классификация методов и средств виброзащиты — по ГОСТ 26568—85.

1.4. Перечень оборудования, подлежащего виброзащите, приведен в рекомендуемом приложении 1.

2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ

2.1. Методы, снижающие вибрацию оборудования уравновешиванием роторов, включают:

обеспечение конструктивной уравновешенности роторов при проектировании оборудования

установление классов точности балансировки роторов в соответствии с ГОСТ 22061—76;

определение допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции жестких и гибких роторов;

определение допустимых значений динамического прогиба гибких роторов при максимальной эксплуатационной частоте его вращения.

2.2. К жестким роторам следует относить роторы, у которых отношение максимальной рабочей частоты к первой критической частоте не превышает 0,4, к гибким роторам — если это отношение равно или больше 0,4.

2.3. Классы точности балансировки и относительные динамические прогибы роторов, равные отношению максимального динамического прогиба оси ротора к расстоянию между опорами, должны соответствовать указанным в таблице.

Наименование оборудования	Класс точности балансировки по ГОСТ 22061—76	Наибольшие значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ротора $e\omega$, мм · рад · с$^{-1}$	Относительный динамический прогиб роторов $\varepsilon_д$, мм/м
1. Оборудование для подготовки сырья:			
роторы рубительных машин и дезинтеграторов	4	6,3	—
короба сортировок щепы с противовесами	5	16,0	—
пильные валы слешеров	4	6,3	—

Продолжение

Наименование оборудования	Класс точности балансировки по ГОСТ 22061—76	Наибольшие значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ротора $e\omega$, мм · рад · с$^{-1}$	Относительный динамический прогиб роторов $\varepsilon_д$, мкм/м
2. Оборудование для выработки, размола, сортирования, очистки, сгущения и перемешивания массы:			
роторы дефибреров, мельниц, центробежных сортировок	4	6,3	—
роторы напорных сортировок	3	2,5	—
роторы гидроразбивателей и циркуляционных устройств	4	6,3	
3 Оборудование для производства бумаги, картона, товарной целлюлозы и товарной древесной массы (бумагоделательные и картоноделательные машины, машины для производства товарной целлюлозы и древесной массы):			
грудные, формирующие, прессовые, вакуумпересасывающие валы, валы каландров и суперкаландров, гаучвалы, сушильные и холодильные цилиндры, барабаны наката при скорости машины:			
до 500 м/мин	4	6,3	10
св. 500 м/мин	3	2,5	10
регистровые, сетковедущие и бумаговедущие валы при скорости машины:			
до 500 м/мин	3	2,5	16
св. 500 м/мин	2	1,0	
сукноведущие валы прессовых и сушильных частей при скорости машины:			
до 500 м/мин	4	6,3	
св 500 м/мин	3	2,5	25
тамбурные валы	4	6,3	
4. Оборудование для отделки, резки бумаги и картона, кроме суперкаландров:			
валы продольно-резательных станков, бумагорезательных ма-			

Продолжение

Наименование оборудования	Класс точности балансировки по ГОСТ 22061—76	Наибольшие значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ротора $e\omega$, мм · рад $с^{-1}$	Относительный динамический прогиб роторов $\varepsilon_д$, мкм/м
шин и прочих отделочных станков при скорости станка:			
до 1500 м/мин	4	6,3	25
св. 1500 м/мин	3	2,5	
5. Прочее технологическое оборудование:			
роторы центробежных технологических насосов, вакуум-насосов, кроме смесительных и массных центробежных насосов	4	6,3	—
роторы смесительных и массных центробежных насосов	2	1,0	
роторы вентиляторов теплорекуперационных агрегатов и установок	4	6,3	—

2.4. Допустимые дисбалансы роторов в плоскостях коррекции и допустимые динамические прогибы роторов следует определять в зависимости, соответственно, от наибольших значений произведения $e\omega$ и относительного динамического прогиба $\varepsilon_д$ по справочному приложению 2.

2.5. Для компенсации дисбаланса ротора должны проводить его динамическую балансировку: для жестких роторов — в двух плоскостях коррекции, для гибких роторов — в трех плоскостях коррекции.

Допускается для жестких роторов производить только статическую балансировку, если максимальная эксплуатационная частота вращения не превышает 2 $с^{-1}$ и если отношение осевого размера основной массы ротора к его диаметру меньше 0,2 при любой частоте вращения. В последнем случае допускается использование только одной плоскости коррекции.

2.6. Динамическую балансировку роторов следует проводить на балансировочных станках нормального класса точности в соответствии с ГОСТ 20076—74. Допускается при эксплуатации оборудования динамически балансировать роторы в собственных подшипниках на месте их установки по вибрации составных частей оборудования на частоте вращения ротора.

Частота вращения при динамической балансировке ротора должна быть равна максимальной эксплуатационной частоте его вращения. Допускается жесткие роторы балансировать на любой частоте. Минимальная частота вращения при балансировке определяется порогом чувствительности балансировочного станка по значению дисбаланса.

2.7. Классы точности балансировки и допустимые относительные динамические прогибы роторов следует устанавливать в стандартах или технических условиях на конкретные виды оборудования.

Положение плоскостей коррекции, способы компенсации дисбаланса ротора, допустимые дисбалансы в плоскостях коррекции следует указывать на рабочих чертежах. Для гибких межопорных роторов в рабочих чертежах дополнительно следует указывать допустимый динамический прогиб на максимальной эксплуатационной частоте вращения ротора.

3. ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ И ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

3.1. Методы, снижающие вибрацию изменением конструктивных элементов оборудования и поддерживающих конструкций, включают:

выбор параметров конструктивных элементов оборудования и поддерживающих конструкций, при которых параметры вибрации составных частей оборудования не превысят допустимых значений;

настройку конструктивных элементов оборудования и поддерживающих конструкций от резонанса.

3.2 При проектировании оборудования и поддерживающих конструкций следует определять:

низшие частоты собственных колебаний валов, цилиндров, роторов (критические частоты вращения роторов), станин фундаментов, междуэтажных перекрытий и других конструкций, на которые установлено оборудование;

параметры вынужденной вибрации станин, фундаментов, междуэтажных перекрытий.

3.3. Параметры вынужденной вибрации должны быть меньше допустимых значений, а абсолютное значение разности между собственной частотой вибрации конструктивного элемента ω_0 и частотой вибрации источника вибрации ω не менее 30% собственной частоты вибрации, т. е.

$$|\omega_0 - \omega| \geqslant 0{,}3\omega_0.$$

3.4. Динамические нагрузки для расчета параметров вынужденной вибрации оборудования и поддерживающих конструкций

следует определять экспериментально в соответствии с ГОСТ 26043—83. При невозможности экспериментального определения динамических нагрузок, например для крупного оборудования, допускается их определять в соответствии с рекомендуемым приложением 3.

3.5. Виброзащиту оборудования следует осуществлять при его эксплуатации, а также при изготовлении и монтаже:

поддерживанием в технически исправном состоянии подшипниковых узлов, зубчатых передач, муфт и других узлов;

обеспечением цилиндричности рабочей поверхности сопрягаемых валов;

обеспечением соосности соединяемых муфтами роторов;

обеспечением равномерной толщины и однородности упругих свойств сукон, облицовки валов бумагоделательных машин;

предотвращением пульсации давления в потоках волокнистой суспензии, в трубопроводах вакуумных систем.

4. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

4.1. Методы виброизоляции следует применять для конкретного оборудования, приведенного в рекомендуемом приложении 1.

4.2. Виброизоляцию следует применять в опорном и подвесном вариантах на виброизоляторах и в подвесном варианте на шарнирных стержнях, тросах и пластинах.

Для виброизоляции в опорном варианте применяют следующие типы виброизоляторов:

виброизолирующие резинометаллические опоры по ГОСТ 17712—72;

резиновые виброизоляторы (коврики) по ГОСТ 17725—81;

пневматические виброизоляторы по ГОСТ 12.4.047—78;

виброизоляторы в виде концентрических пружин сжатия.

4.3. Расчет виброизоляции поддерживающих конструкций от динамических воздействий оборудования следует проводить по ГОСТ 12.4.093—80. Динамические нагрузки для расчета виброизоляции следует принимать в соответствии с п. 3.4.

4.4. Номенклатура параметров, необходимая для выбора средств виброизоляции и расчета систем виброизоляции конкретных видов оборудования, должна соответствовать ГОСТ 25980—83.

4.5. Вертикальные собственные частоты колебаний оборудования на виброизоляторах должны быть меньше наименьшей эксплуатационной частоты вращения ротора не менее чем в 4 раза (для оборудования с частотой вращения ротора до 8 $с^{-1}$ не менее чем в 3 раза) и выбираться из ряда: 1,6; 2,5; 4,0; 7,0; 10; 16 Гц. Низшие собственные частоты связанных горизонтальных колеба-

ний оборудования на виброизоляторах должны быть меньше наименьшей эксплуатационной частоты вращения ротора не менее чем в 2,5 раза.

Жесткость коммуникаций оборудования не должна быть больше 0,1 жесткости всех виброизоляторов.

4.6. Допустимое отношение максимальной и минимальной рабочих нагрузок средств виброизоляции не должно быть менее 1,5.

Регулирования высоты виброизоляции не менее 10 мм.

4.7. Логарифмический декремент колебаний средств виброизоляции не должен быть менее 0,4.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Рекомендуемое

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА, ПОДЛЕЖАЩЕГО ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЕ

Наименование оборудования и его составных частей	Рекомендуемые методы виброзащиты			
	Уравновешивание роторов	Изменение конструктивных элементов		Виброизоляция
		оборудования	поддерживающих конструкций	
1. БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ				
1.1. Оборудование для подготовки сырья:				
корообдирочные барабаны	—	—	Р	В
рубительные машины, дезинтеграторы	Р	—	Р	Р
сортировки щепы	Р	—	Р	Р
слешерные установки	Р	Р	Р	—
1.2. Оборудование для выработки, размола, сортирования, очистки, сгущения и перемешивания массы:				
дефибреры	Р	—	Р	В
мельницы	Р	—	Р	Р
вибрационные сортировки	—	—	Р	Р
напорные сортировки	Р	—	Р	В
центробежные сортировки	Р	—	Р	Р
гидроразбиватели	Р	Р	Р	В
циркуляционные устройства	Р	Р	—	—
1.3. Оборудование для производства бумаги, картона, товарной целлюлозы и древесной массы (бумагоделательные и картоноделательные машины, машины для производства товарной целлюлозы и древесной массы):				
напускные устройства (напорные ящики)	—	Р	Р	В
формующие части (сеточные столы):				
станины и фундаменты, валы, кроме сетконатяжных	Р	Р	Р	—
сетконатяжные валы	Р	Р	—	—
прессовые части:				
станины и фундамент, валы, кроме вакуумпересасывающих	Р	Р	Р	—
вакуумпересасывающие валы	Р	Р	—	—

Продолжение

Наименование оборудования и его составных частей	Рекомендуемые методы виброзащиты			
	Уравновешивание роторов	Изменение конструктивных элементов		Виброизоляция
		оборудования	поддерживающих конструкций	
сушильные части:				
станина, фундамент, теплоизоляционный колпак	Р	Р	—	—
сукноведущие и бумаговедущие валы	Р	Р	—	—
сушильные, сукносушильные и холодильные цилиндры	Р	—	Р	—
каландры.				
станина и фундамент	Р	Р	Р	—
валы	Р	Р	—	В
накаты	Р	—	Р	—
привод	Р	—	Р	В
1 4 Оборудование для отделки, резки бумаги и картона				
суперкаландры				
станины и фундамент	Р	Р	Р	В
валы	Р	—	—	В
продольно резательные станки	Р	Р	Р	—
бумагорезательные машины	Р	Р	Р	В
2. ХИМИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПРОЧЕЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ				
2 1. Варочные котлы для периодической и непрерывной варки	—	Р	Р	—
2 2 Насосы центробежные, технологические, вакуум-насосы	Р	—	Р	Р
2 3 Вентиляторы теплорекуперационных агрегатов и установок пневмотранспортных систем	Р	—	Р	Р
2 4 Трубопроводы технологических и пневмотранспортных систем	—	Р	Р	—

Примечание Р — рекомендуемые методы виброзащиты; В — возможные, но нерекомендуемые методы виброзащиты

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ ОСТАТОЧНЫХ ДИСБАЛАНСОВ РОТОРОВ В ПЛОСКОСТЯХ КОРРЕКЦИИ

1. Наибольшие допустимые значения удельного остаточного дисбаланса e в мкм роторов, устанавливаемых при балансировке на станках на цапфах ротора или в собственных подшипниках, а также на месте установки ротора на оборудовании, определяют в зависимости от рабочей частоты вращения n в $мин^{-1}$ по наибольшему допустимому значению произведения $e\omega$ в $мм \cdot рад \cdot с^{-1}$ по формуле

$$e = 9{,}55\frac{e\omega}{n} \cdot 10^3. \qquad (1)$$

Для многоскоростного оборудования или оборудования с регулируемой частотой вращения допустимые значения удельного дисбаланса роторов определяют по наибольшей эксплуатационной частоте вращения

2. Допустимые остаточные дисбалансы роторов в г·мм в плоскостях коррекции I (D_1) и II (D_2), расположенных между опорами и по разные стороны от центра масс (чертеж) вычисляют по формулам

$$D_1 = \frac{l_2 - l_c}{l_2 - l_1} \cdot m \cdot e; \quad D_2 = \frac{l_c - l_1}{l_2 - l_1} \cdot m \cdot e, \qquad (2)$$

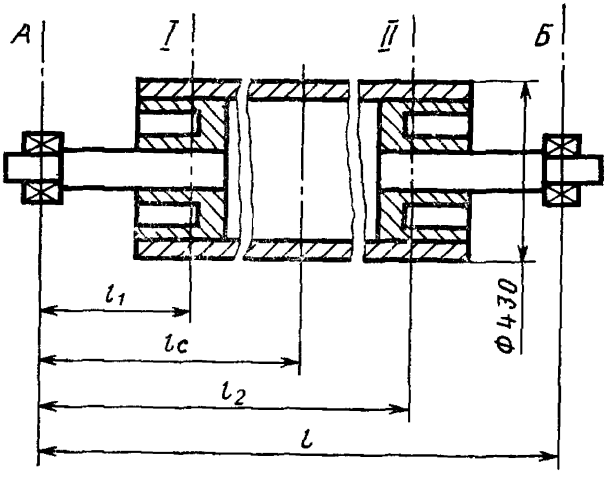
где m — масса ротора, кг;

e — допустимый остаточный удельный дисбаланс ротора для принятого класса точности балансировки, отнесенный к центру масс ротора и определяемый по п. 1 настоящего приложения, мкм;

l_c — расстояние от середины левой опоры A до центра масс ротора C, мм;

l_1, l_2 — расстояние от середины левой опоры A до плоскостей коррекции I, II, мм.

Схема расположения плоскостей коррекции вала



3. При симметричном расположении плоскостей коррекции относительно центра масс роторов допустимые остаточные дисбалансы в обеих плоскостях коррекции равны

$$D_1=D_2=0{,}5\,m\cdot e. \qquad (3)$$

4. В случае одной плоскости коррекции допустимый дисбаланс равен:

$$D=m\cdot e. \qquad (4)$$

5 Наибольший допустимый динамический прогиб межопорных гибких роторов $Y_д$ в мкм на рабочей частоте вращения определяют в зависимости от расстояния между опорами l в м; по наибольшему допустимому значению относительного динамического прогиба $\varepsilon_д$ в мкм/м, по формуле

$$Y_д=\varepsilon_д l. \qquad (5)$$

6 Расчетные значения допустимых остаточных дисбалансов ротора D_1, D_2 и допустимого динамического прогиба $Y_д$ округляют с сохранением не менее двух значащих цифр.

7. Пример расчета допустимых остаточных дисбалансов, а также допустимого динамического прогиба сукноведущего вала бумагоделательной машины (см. чертеж).

Наибольшая рабочая скорость машины $v=800$ м · мин$^{-1}$.

Наибольшая рабочая частота вращения вала при его диаметре $d=430$ мм равна

$$n=1000\cdot v/\pi d=1000\cdot 800/3{,}14\cdot 430=592 \text{ мин}^{-1}.$$

Первая критическая частота вращения вала $n_{кр}=960$ мин$^{-1}$.

Расстояние между опорами вала $l=8$ м.

Масса вала $m=1370$ кг.

Отношение наибольшей частоты вращения ротора к первой критической частоте вращения равно

$$\eta=\frac{n}{n_{кр}}=\frac{592}{960}=0{,}62>0{,}4.$$

Следовательно, вал необходимо балансировать как гибкий.

По п. 3 настоящего приложения наибольшее допустимое значение $e\omega=2{,}5$ мм рад · с$^{-1}$ и наибольшее значение относительного динамического прогиба $\varepsilon_д=25$ мкм/м.

По формуле (1) настоящего приложения находим $e=40$ мкм.

Вал симметричный, поэтому допустимые остаточные дисбалансы в каждой из плоскостей коррекции определяются по формуле (3) и составляют

$$D_1=D_2=27\cdot 10^3 \text{ г}\cdot\text{мм}.$$

Допустимый динамический прогиб определяется по формуле (5) и составляет $Y_д=200$ мкм.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Рекомендуемое

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫХ ПРОИЗВОДСТВ

1. Амплитуда расчетной гармонической нагрузки, приложенной к центру масс и действующей в плоскости, перпендикулярной к оси ротора, определяется по формуле

$$F_{\text{р}}=m\cdot e_{\text{н}}\cdot\omega^2\varkappa\cdot10^{-6}, \qquad (1)$$

где m — масса ротора, кг. Для оборудования с вращающейся вместе с ротором жидкостью: напорных и центробежных сортировок, гидроразбивателей, центробежных насосов, вакуум-насосов m — масса ротора и жидкости, вращающейся совместно с ротором;

$e_{\text{н}}$ — нормативный эксплуатационный удельный дисбаланс ротора, мкм;

ω — угловая частота вращения ротора, рад·с$^{-1}$;

$\varkappa$ — коэффициент динамического усиления, равный для жесткого ротора $\varkappa=1$, а для гибкого ротора определяемый по формуле

$$\varkappa=\frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2+\eta^2/\varkappa_{\text{р}}^2}}, \qquad (2)$$

где η — частотное отношение, равное отношению угловой частоты вращения ротора ω к критической частоте $\omega_{\text{кр}}$;

$\varkappa_{\text{р}}=20$ — коэффициент динамического усиления при резонансе для валов, цилиндров, роторов, когда $\eta=1{,}0$.

2. Нормативный эксплуатационный удельный дисбаланс ротора принимается в 2,5 раза большим остаточного удельного дисбаланса, определяемого по рекомендациям приложения 2, но не менее:

500 мкм — для роторов конических и цилиндрических мельниц;

750 мкм — для роторов рубительных машин, дисковых мельниц, вентиляторов,

1000 мкм — для роторов молотковых мельниц, центробежных насосов, дефибреров;

400 мкм — для сушильных и холодильных цилиндров;

3000 мкм — для рулонов бумаги, картона, целлюлозы;

0,001 от внутреннего диаметра корпуса — для напорных сортировок, центробежных сортировок, гидроразбивателей, вакуум-насосов,

0,2 от амплитуды виброперемещений короба сортировки щепы.

3. При установке на оборудовании нескольких одноименных валов или цилиндров, имеющих одну частоту вращения, определяются эквивалентные амплитуды гармонических сил $F_{\text{э}}$, которые с вероятностью, равной 0,997, определяются по формуле

$$F_{\text{э}}=2{,}4\sqrt{N}\cdot F_{\text{р}}, \qquad (3)$$

где N — число одноименных валов или цилиндров, расположенных на одном уровне по высоте.

4. Амплитуда динамической нагрузки на поддерживающие конструкции $F_{нi}$ от вибрационного оборудования, передающаяся через виброизолятор, равна произведению амплитуд виброперемещений рабочего органа над виброизолятором S_{ai} в мм, и жесткости виброизоляторов C_i в Н/мм.

$$F_{нi}=S_{ai}\cdot C_i. \qquad (4)$$

Полная динамическая нагрузка на поддерживающие конструкции равна сумме динамических нагрузок, передающихся через каждый виброизолятор.

Редактор *Е. И. Глазкова*
Технический редактор *В. И. Тушева*
Корректор *Е. И. Евтеева*

Сдано в наб. 03 07 85 Подп в печ. 06.09.85 1,0 усл. п. л. 1,0 усл. кр.-отт. 0,93 уч.-изд. л.
Тир 20000 Цена 5 коп.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123840, Москва, ГСП, Новопресненский пер., 3
Тип. «Московский печатник». Москва, Лялин пер., 6 Зак 837

Изменение № 1 ГОСТ 26563—85 Вибрация Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства Методы и средства защиты

Утверждено и введено в действие Постановлением Государственного комитета СССР по управлению качеством продукции и стандартам от 17.04 90 № 919

Дата введения 01.01.91

Исключить слова **«Несоблюдение стандарта преследуется по закону».**

Пункт 1 2 Третий абзац Заменить слово «уравновешивание» на «балансировка»

Пункт 1 3 исключить

Раздел 2 Наименование изложить в новой редакции **«2 Балансировка ротора»**

Пункт 2 1 Первый абзац Заменить слово «уравновешиванием» на «балансировкой»

Пункт 2 3 Таблица Пункт 3 Второй — четвертый абзацы изложить в новой редакции

(Продолжение см. с. 272)

Наименование оборудования	Класс точности балансировки по ГОСТ 22061—76	Наибольшие значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ротора, мм·рад·с$^{-1}$	Относительный динамический прогиб роторов $\varepsilon_д$, мкм/м
грудные, формирующие, прессовые, вакуумпересасывающие валы, валы каландров и суперкаландров, гаучвалы, сушильные и холодильные цилиндры, барабаны наката при скорости машины, м/мин:			
до 500	4	6,3	
500—1000	3	2,5	10
св. 1000	2	1,0	

(Продолжение см. с. 273)

Продолжение

Наименование оборудования	Класс точности балансировки по ГОСТ 22061—76	Наибольшие значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ротора, мм рад $с^{-1}$	Относительный динамический прогиб роторов $\varepsilon_д$, мкм/м
регистровые, сетковедущие и бумаговедущие валы при скорости машины, м/мин			
до 500	3	2,5	
500—1000	2	1,0	16
св 1000	2	1,0	
сукноведущие валы прессовых и сушильных частей при скорости машины, м/мин			
до 500	4	6,3	
500—1000	3	2,5	
св 1000	2	1,0	25
тамбурные валы	4	6,3	

(Продолжение см. с. 274)

Пункт 2 4 изложить в новой редакции «2 4 Допускается динамическую балансировку роторов производить в одной плоскости коррекции, если отношение осевого размера основной массы ротора к его диаметру меньше 0,2»

Пункт 2 6 Заменить ссылку ГОСТ 20076—74 на ГОСТ 20076—89

Пункт 3 3 изложить в новой редакции «3 3 Параметры вынужденной вибрации должны быть меньше допустимых значений во всем диапазоне рабочих скоростей машин»

Пункт 4 2 Исключить ссылки ГОСТ 17712—72, ГОСТ 17725—81, ГОСТ 12 4 47 —78

Пункт 4 5 Первый абзац Исключить слова «и выбираться из ряда 1,6, 2,5, 4,0 7 0 10, 16 Гц»

Приложение 1 Таблица Графа «Виброизоляция» Пункт 1 3 (седьмой, десятый, одиннадцатый абзацы), пункт 1 4 (пятый абзац), пункт 2 1 Заменить знак — на В

Приложение 3 Пункт 3 изложить в новой редакции «3 Эквивалентные амплитуды гармонических сил ($F_э$) при установке на оборудовании шести и более одноименных валов или цилиндров, имеющих одну частоту вращения, определяют по формуле

$$F_э = 2{,}4\sqrt{N}\,F_р, \qquad (3)$$

где N — число одноименных валов или цилиндров, расположенных на одном уровне по высоте

При числе одноименных валов или цилиндров менее шести эквивалентная амплитуда гармонических сил $F_э$ определяется суммированием амплитуд расчетной гармонической нагрузки от каждого вала»

(ИУС № 7 1990 г)

gost.e-ecolog.ru