

Особенности вибрационной защиты ножевых размалывающих машин

С.Н. Вихарев

Уральский государственный лесотехнический университет, ул. Сибирский Тракт, 37, Екатеринбург, Россия
cbp200558@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>

Статья поступила 10.05.2023, принята 22.05.2023

В статье апробированы методы вибрационного расчета и виброзащиты ножевых размалывающих машин совместно с поддерживающей конструкцией (фундаментом и междуэтажным перекрытием). На основе исследований разработана методика определения суммарной динамической нагрузки при установке нескольких машин на поддерживающую конструкцию. Проектирование мельниц и их поддерживающих конструкций производится различными организациями, хотя они представляют собой одну динамическую систему. Поэтому их вибрационный расчет рекомендуется производить по разработанной и апробированной методике. Методы и средства вибрационной защиты разрабатываются в следующих случаях: если амплитуда вибрации мельниц, их фундаментов или междуэтажных перекрытий превышает установленные допустимые нормы вибрации; если не выполняется условие конструктивной вибрационной защиты; если амплитуда вибрации ротора превышает эксплуатационный межножевой зазор. При проектировании поддерживающих конструкций, как правило, стоит задача выбора оптимальных значений масс конструкций, жесткости и коэффициентов демпфирования их крепления. На основе проведенных исследований рекомендуется целенаправленно подходить к выбору массы поддерживающей конструкции и коэффициента жесткости виброизоляторов.

Ключевые слова: ножевые машины; вибрационная защита; вибрационный расчет.

Features of vibration protection of grinding machines

S.N. Vikharev

Ural State Forest Engineering University; 37, Sibirsky Trakt St., Yekaterinburg, Russia

cbp200558@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>

Received 10.05.2023, accepted 22.05.2023

The article tested the methods of vibration calculation and vibration protection of grinding machines together with the supporting structure (foundation and intermediate floor). Based on the studies, a methodology has been developed for determining the total dynamic load when installing several machines on a supporting structure. Designing of grinding machines and their supporting designs is made by the various organizations though they represent one dynamic system. Therefore, their vibration calculation is recommended to be made by the developed and approved technique. Methods and means of vibration protection are developed in the following cases: if amplitude of vibration of refiners, their bases or interfloor blockings exceeds the established allowable norms of vibration; if the condition of structural vibration protection is not met; if the vibration amplitude of the rotor exceeds the operating interblade gap. When designing supporting structures, as a rule, the task is to select the optimal values of the mass of structures, stiffness and damping coefficients of their fastening. Based on the studies carried out, it is recommended to purposefully approach the choice of the weight of the supporting structure and the stiffness coefficient of vibration isolators.

Keywords: grinding machines; vibrating protection; vibration calculation.

Введение. Ножевые размалывающие машины возбуждают большие динамические нагрузки. Мощность привода этих машин в производствах древесной массы из щепы достигает десятков мегаватт. Ножевые размалывающие машины являются источниками колебаний поддерживающих конструкций (фундаментов и междуэтажных перекрытий) [1]. Разработка методов и средств вибрационной защиты этих машин производится при проектировании и эксплуатации в следующих случаях:

– если амплитуда вибрации мельниц, их фундаментов или междуэтажных перекрытий превышает установленные допустимые нормы вибрации [2; 3] и (или) не выполняется условие конструктивной вибрационной защиты:

$$|f_0 - f| \geq 0,3f_0,$$

где f_0, f — частоты свободных и вынужденных колебаний конструкции;

– если амплитуда вибрации ротора S_a превышает эксплуатационный межножевой зазор S_m :

$$S_a > S_m.$$

Известны следующие методы вибрационной защиты ножевых размалывающих машин [4]: статическая и динамическая балансировка ротора; изменение конструкции мельницы и (или) ее поддерживающей конструкции; применение виброизоляции и (или) динамического гашения вибрации в динамической системе. Также при эксплуатации необходимо поддерживать исправное техническое состояние ножевых размалывающих машин путем технического обслуживания и ремонтов.

Цель статьи — исследование особенностей вибрационной защиты мельниц.

Объект и методы исследований. Ножевые размалывающие машины и их поддерживающие конструкции проектируются различными организациями, хотя представляют одну динамическую систему. Поэтому рекомендуется проводить динамический расчет мельниц совместно с поддерживающей конструкцией.

Основным источником колебаний такой динамической системы является ротор мельницы [5]. При вращении ротора на него действуют:

- силы и моменты инерции из-за неуравновешенных масс;
- силы и моменты сил, возникающие из-за кривошипного эффекта муфты;
- воздействия подшипниковых опор из-за их особенностей работы;
- силы и моменты сил, возникающие в зоне размола волокнистых полуфабрикатов.

Сила инерции ротора ножевой размалывающей машины из-за неуравновешенных масс определяется по формуле [5]:

$$F_{и м} = a_1 a_2 m_p e \omega^2,$$

где a_1 — конструктивный коэффициент, учитывающий вращение ротора мельницы в волокнистом материале, т. е. гидравлическую и гидродинамическую составляющие неуравновешенности, $a_1 = 1,1$ при размоле полуфабрикатов низкой концентрации [5], $a_1 = 1,3 \div 1,4$ при размоле щепы или полуфабрикатов высокой концентрации; a_2 — эксплуатационный коэффициент, учитывающий изменение неуравновешенности ротора из-за износа гарнитуры при эксплуатации, $a_2 = 2,5$ [5]; ω , m_p , e — частота вращения, масса и эксцентриситет ротора.

Сила инерции, вызванная неуравновешенностью масс ротора электродвигателя [6]:

$$F_{и э} = a_3 m_{э} e_{э} \omega^2,$$

где a_3 — коэффициент запаса, учитывающий особенности эксплуатации, $a_3 = 4$ [6]; $m_{э}$, $e_{э}$ — масса и эксцентриситет ротора электродвигателя.

Момент сил, вызванный моментной неуравновешенностью ротора [6]:

$$M_M = \omega_1^2 \gamma_p J \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \frac{J_p}{J_0}\right),$$

где γ_p , ω_1 — угол поворота и скорость изогнутой оси ротора; J_0 , J_p — соответственно центральный осевой и полярный момент инерции диска.

Динамическая модель этой системы представлена на рис. 1, где m_n , A_n — массы и центры масс конструкции; C_{un} , b_{un} — коэффициенты жесткости и демпфирования опорных конструкций соответственно при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях; s_{nn} , h_{nn} , a_{nn} — расстояния между центрами n -й массы и жесткости опорного элемента соответственно по аксиальной, вертикальной и горизонтальной осям; $F_u(t)$, $M_u(t)$ — суммарные силы и моменты сил, действующие на ротор мельницы.

Математическая модель размалывающей машины совместно с поддерживающей конструкцией рассмотрена автором в работе [5].

На основании разработанных моделей получена и успешно апробирована методика вибрационного расчета мельниц совместно с поддерживающей конструкцией. Ошибка между теоретическими и экспериментальными значениями не превышает 8 % [5].

Если на междуэтажном перекрытии цеха находятся несколько машин, то суммарные возбуждаемые ими динамические нагрузки:

$$F = \sum_{i=1}^N F_{ai} \cos(\omega t + \varphi_i);$$

$$M = \sum_{i=1}^{N_1} M_{ai} \cos(\omega t + \beta_i),$$

где F_{ai} , M_{ai} — амплитуда i -й силы и i -го момента сил; N , N_1 — количество сил и моментов в динамической системе; φ_i , β_i — угол сдвига фазы i -й силы и i -го момента сил.

Суммарные динамические нагрузки от нескольких машин на поддерживающую конструкцию — случайные величины. Закон распределения этих величин — нормальный [6]. При этом законе плотность вероятности распределения нагрузок F , M можно записать как:

$$S(F) = \frac{1}{\sigma_F \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(F-\bar{F})^2}{2\sigma_F^2}};$$

$$S(M) = \frac{1}{\sigma_M \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M-\bar{M})^2}{2\sigma_M^2}},$$

где \bar{F} , \bar{M} , σ_F , σ_M — средние арифметические значения и средние квадратические отклонения случайных величин F и M .

Тогда вероятность нахождения суммарных динамических нагрузок F и M на интервалах от F_1 до F_2 и от M_1 до M_2 запишем как:

$$Ver(F_1 < F < F_2) = \frac{1}{\sigma_F \sqrt{2\pi}} \int_{F_1}^{F_2} e^{-\frac{(F-\bar{F})^2}{2\sigma_F^2}} dF;$$

$$Ver(M_1 < M < M_2) = \frac{1}{\sigma_M \sqrt{2\pi}} \int_{M_1}^{M_2} e^{-\frac{(M-\bar{M})^2}{2\sigma_M^2}} dM.$$

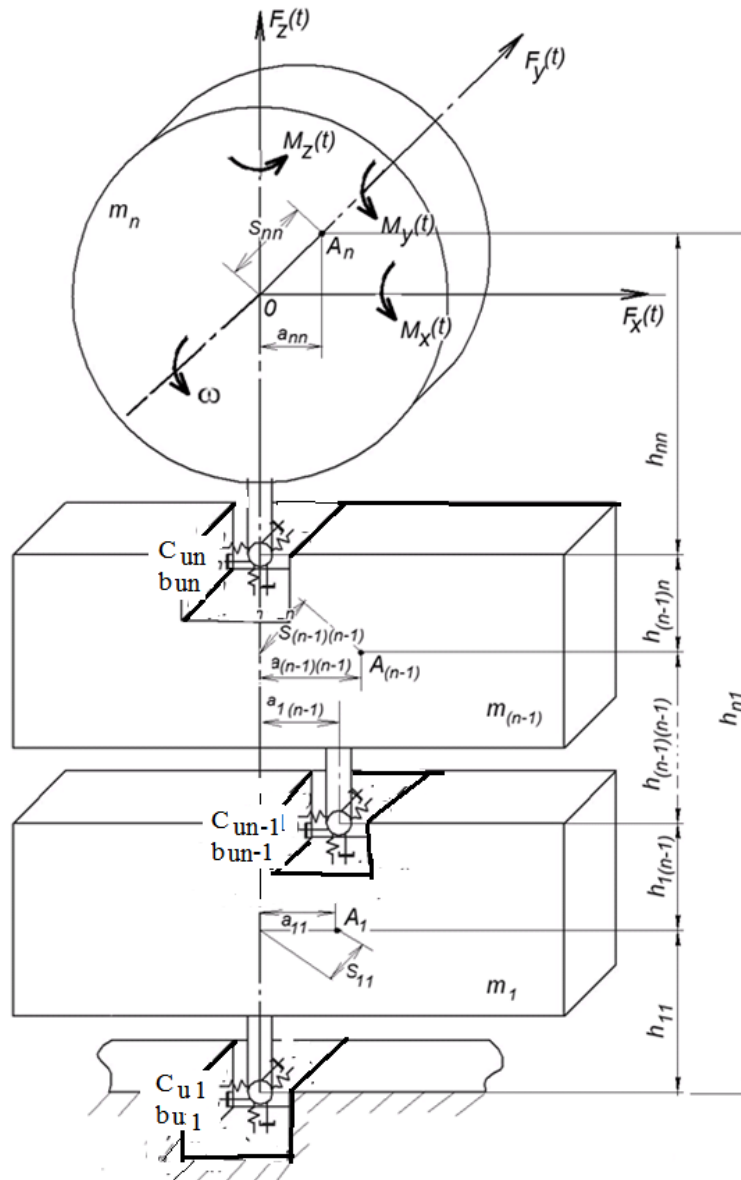


Рис. 1. Динамическая модель ножевой размалывающей машины совместно с поддерживающей конструкцией

Динамическая и математическая модели мельницы вдоль продольной оси получены и успешно апробированы в работе [7]. Математическая модель этой системы описывается уравнениями Матье – Хилла, которые при гармоническом возбуждении колебаний можно свести к уравнениям Матье [8]. В этой динамической системе появляются области неустойчивого состояния. Эти области находятся по диаграмме Айнса – Стретта [9].

Основной источник продольных колебаний этой динамической системы — изменение свойств волокнистого материала при взаимодействии ножей. При перекрещивании ножей ротора и статора возникает импульсное давление [1]. Это давление воздействует на волокнистый материал и конструкцию ножевой размалывающей машины с гарнитурными частотами. Эти частоты на i -м ножевом поясе гарнитуры:

$$f_{Gi} = j\omega z_i \cos \beta_i / 2\pi,$$

где j — количество вращающихся роторов (для двухдисковых ножевых размалывающих машин $j = 2$, для остальных $j = 1$); z_i, β_i — число и угол перекрещивания ножей ротора и статора на i -м ножевом поясе гарнитуры.

Параметры колебаний элементов этой динамической системы во многом определяются свойствами волокнистого материала и трением между ножами гарнитуры [7].

Результаты и дискуссия. При проектировании поддерживающих конструкций, как правило, стоит задача выбора оптимальных значений масс конструкций, жесткости и коэффициентов демпфирования их крепления.

На рис. 2–4 представлены результаты моделирования колебаний мельницы совместно с фундаментом. Моделирование проводилось на дисковой мельнице TF-52 с нормативным дисбалансом ротора применительно к поддерживающей конструкции древесно-массового производства предприятия «Соликамскбумпром». При проектировании и эксплуатации рекомендуется не допускать амплитуду вибрации больше допу-

стимых норм по ГОСТ 12.1.012-2004 [2] и ГОСТ 26493-85 [3]. При этом рекомендуется целенаправленно подходить к выбору массы фундамента и коэффициента жесткости виброизоляторов.

Анализируя полученные результаты моделирования, даны следующие практические рекомендации обеспечения требуемых условий вибрационной защиты:

- масса фундамента мельницы должна быть не менее 1 800 кг, масса корпуса мельницы — не менее 250 кг;
- суммарная жесткость виброизоляторов $1,2 \cdot 10^7$ Н/м, суммарная жесткость контакта корпуса и фундамента не менее $1,5 \cdot 10^9$ Н/м;
- центры жесткости виброизоляторов и масс всей динамической системы должны совпадать по вертикали.

В производствах древесной массы из щепы и при размоле полуфабрикатов высокой концентрации широко используются дисковые мельницы. В конструкции этих мельниц используется шнековая подача волокнистого материала в зону размола [10]. Динамические нагрузки, возбуждаемые шнековыми питателями, исследованы в работе [11]. Шнеки в ножевых размалывающих машинах не возбуждают большие динамические нагрузки [12]. Поэтому эти нагрузки при исследовании вибрации ножевых машин с поддерживающими конструкциями могут не приниматься во внимание. Как показали исследования, ошибка при определении амплитуды колебаний при этом не превышает 1 % [5].

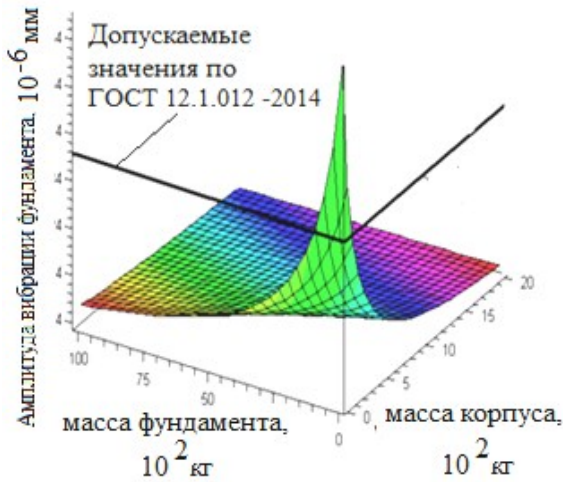


Рис. 2. Амплитуда вибрации фундамента мельницы TF-52 в зависимости от масс динамической системы

Колебания мельниц в продольном направлении исследованы автором в работе [7]. Основной источник этих колебаний — параметрическое изменение свойств волокнистого материала при жидкостном трении и изменение площади контакта ножей ротора и статора при граничном трении гарнитуры. Как показали проведенные исследования, наибольшую амплитуду колебаний имеет ротор при граничном трении в зоне размола. Амплитуда колебаний ротора ножевых размалывающих машин в продольном направлении S_a составляет 0,05–0,90 мм [7]. При эксплуатации мельниц зазор между ножами ротора и статора S_m сопоставим с амплитудой колебаний ротора. Следовательно, возможно невыполнение условия вибрационной защиты $S_a > S_m$, что приводит к «металлическому контакту» ножей гар-

нитуры, ее интенсивному износу и сокращению технического ресурса.

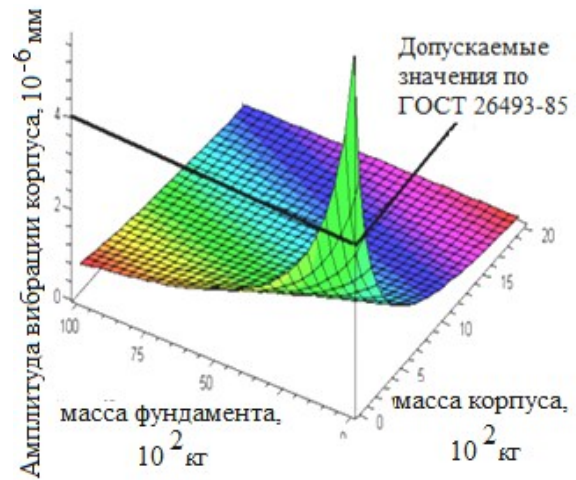


Рис. 3. Амплитуда вибрации корпуса мельницы TF-52 в зависимости от масс динамической системы

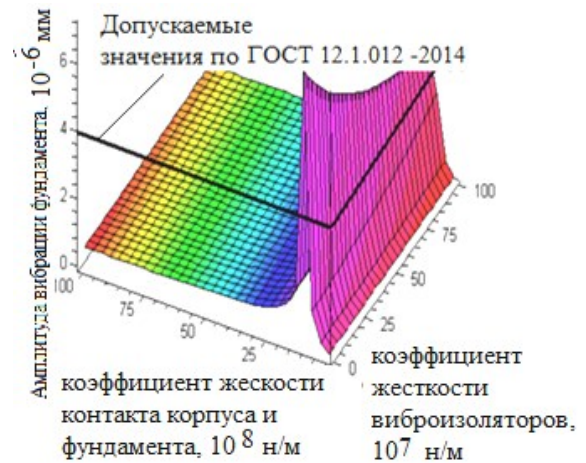


Рис. 4. Амплитуда вибрации фундамента мельницы TF-52 в зависимости от коэффициентов жесткости динамической системы



Рис. 5. Амплитуда вибрации корпуса мельницы TF-52 в зависимости от коэффициентов жесткости динамической системы

Поэтому для обеспечения вибрационной защиты и повышения надежности гарнитуры рекомендуется проводить вибрационный расчет мельниц и при необходимости разрабатывать методы и средства вибрационной защиты.

Заключение. Разработка методов и средств вибрационной защиты мельниц производится в следующих случаях:

– если амплитуда вибрации мельниц, их фундаментов или междуэтажных перекрытий превышает установленные допустимые нормы вибрации и (или) при невыполнении условия конструктивной вибрационной защиты $|f_0 - f| \geq 0,3f_0$, где f_0, f — частоты свободных и вынужденных колебаний конструкции;

– если амплитуда вибрации ротора S_a превышает эксплуатационный межножевой зазор S_m , $S_a > S_m$.

Проектирование мельниц и поддерживающих конструкций производится различными организациями, хотя они представляют собой одну динамическую систему. Поэтому их вибрационный расчет рекомендуется производить совместно по разработанной и апробированной методике. Разработана методика определения

Литература

1. Легоцкий С.С., Гончаров В.Н. Размалывающее оборудование и подготовка бумажной массы. М.: Лесная промышленность, 1990. 224 с.
2. ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрация. Общие требования безопасности. Введ. 01.07.2008. М.: Стандартинформ, 2010. 16 с.
3. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования. Введ. 30.06.1986. М.: Изд-во стандартов, 1986. 8 с.
4. Вихарев С.Н., Сиваков В.П., Душинина С.А., Федотов А.Н. Виброзащита рафинеров производств химико-механической массы // Целлюлоза, бумага, картон. 2006. № 1. С. 66-67.
5. Вихарев С.Н. Виброзащита ножевых размалывающих машин. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2014. 147 с.
6. Вибрации в технике: справ. В 6-ти т. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. Т. 3. 544 с.
7. Вихарев С.Н., Санников А.А. Продольные колебания роторов дисковых мельниц // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. СПб., 1993. С. 46-50.
8. Вибрации в технике: справ. В 6-ти т. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. 352 с.
9. Вибрация энергетических машин: справ. / под ред. Н.В. Григорьева. Л.: Машиностроение, 1974. 464 с.
10. Иванов С.Н. Технология бумаги. М.: Лесная промышленность, 2006. 696 с.
11. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Инварев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. Л.: Машиностроение, 1977. 287 с.
12. Olender D., Wild P. Forces on Bars in High-Consistency Mill-Scale Refiners. Trends in Primary and Rejects Stage Refiners // J. Pulp Paper Sci. 2007. V. 33 (3). P. 163-171.

суммарных динамических нагрузок на междуэтажное перекрытие при установке нескольких машин. Ошибка между теоретическими и экспериментальными значениями не превышает 8 %. При этом рекомендуется целенаправленно подходить к выбору массы поддерживающей конструкции и коэффициента жесткости виброизоляторов.

Динамические нагрузки от шнековой подачи полуфабриката в ножевых размалывающих машинах не принимаются во внимание. При этом ошибка при определении амплитуды колебаний элементов динамической системы не превышает 1 %.

Амплитуда колебаний роторов и межножевой зазор ножевых размалывающих сопоставимы. Следовательно, возможно невыполнение условия вибрационной защиты $S_a > S_m$, что приводит к интенсивному износу гарнитуры и сокращению ее технического ресурса. Рекомендуется проводить вибрационный расчет мельниц и при необходимости разрабатывать методы и средства вибрационной защиты.

References

1. Legockij S.S., Goncharov V.N. Refining equipment and pulp preparation. M.: Lesnaya prom-st', 1990. 224 p.
2. GOST 12.1.012-2004. Vibration. General requirements safety. Vved. 01.07.2008. M.: Standartinform, 2010. 16 p.
3. GOST 26493-85. Vibration. Technological equipment for pulp and paper production. The norms of vibration. Technical requirements. Vved. 30.06.1986. M.: Izd-vo standartov, 1986. 8 p.
4. Viharev S.N., Sivakov V.P., Dushinina S.A., Fedotov A.N. Vibration protection refiners manufactures of mechanical pulp // Pulp. Paper. Board. 2006. № 1. P. 66-67.
5. Viharev S.N. Vibration protection of knife refining machines. Ekaterinburg: Ural. gos. lesotekhn. un-t, 2014. 147 p.
6. Vibrations in technique: sprav. V 6-ti t. Fluctuations of machines, designs and their elements / pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova. M.: Mashinostroenie, 1980. V. 3. 544 p.
7. Viharev S.N., Sannikov A.A. Longitudinal of fluctuation of rotors of disk refiners // Mashiny i apparaty cellyulozno-bumazhnogo proizvodstva: mezhvuz. sb. nauch. tr. SPb., 1993. P. 46-50.
8. Vibrations in technique: sprav. V 6-ti t. Fluctuations of linear systems / pod red. V.V. Bolotina. M.: Mashinostroenie, 1978. V. 1. 352 p.
9. Vibration of power machines: sprav. / pod red. N.V. Grigor'eva. L.: Mashinostroenie, 1974. 464 p.
10. Ivanov S.N. Technology of paper. M.: Lesnaya prom-st', 2006. 696 p.
11. Kel'zon A.S., Zhuravlev YU.N., Invarev N.V. Calculation and designing rotor machines. L.: Mashinostroenie, 1977. 287 p.
12. Olender D., Wild P. Forces on Bars in High-Consistency Mill-Scale Refiners. Trends in Primary and Rejects Stage Refiners // J. Pulp Paper Sci. 2007. V. 33 (3). P. 163-171.