

Научная статья
УДК 676.056.23/27

ИЗ ОПЫТА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СЕТКОВЕДУЩИХ ВАЛОВ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ НАТЯЖЕНИЯ СУШИЛЬНОЙ СЕТКИ

Вадим Владимирович Васильев¹, Нелли Валерьевна Куцубина²,
Александр Александрович Санников³

^{1,2,3} Уральский государственный лесотехнический университет,
Екатеринбург, Россия

¹ vasilyevvv@m.usfeu.ru

² kushubinanv@m.usfeu.ru

³ sannikovaa@m.usfeu.ru

Аннотация. В статье обсуждается необходимость и методика оценки нагруженности, напряженного и вибрационного состояния сетководущих валов сушильных частей бумагоделательных машин при увеличении натяжения сеток.

Ключевые слова: бумагоделательная машина, сушильная часть, валы

Scientific article

FROM THE EXPERIENCE OF FORECASTING LOADING CAPACITY OF GRID SHAFTS OF PAPER MAKING MACHINES WHEN INCREASING THE TENSION OF THE DRYING MESH

Vadim V. Vasiliev¹, Nelli V. Kutsubina², Alexander A. Sannikov³

^{1,2,3} Ural State Forest Engineering University, Yekaterinburg, Russia

¹ vasilyevvv@m.usfeu.ru

² kushubinanv@m.usfeu.ru

³ sannikovaa@m.usfeu.ru

Abstract. The article discusses the necessity and methodology for assessing the loading, stress and vibration state of the mesh-guiding rollers of the drying parts of paper machines with increasing mesh tension.

Keywords: paper machine, drying part, shafts

Бумагоделательные машины (БМ) – сложнейшие технические системы для производства бумаги и картона, работающие непрерывно в автоматическом режиме и состоящие из нескольких составных частей. На интенсивность обезвоживания и на качественные показатели бумажного

полотна оказывает влияние каждая составляющая часть БМ, включая сушильную.

В сушильной части обезвоживание бумажного полотна осуществляется путем испарения воды из бумажного полотна, прижимаемого к нагретой поверхности сушильного цилиндра. Интенсивность испарения воды из формируемого бумажного полотна зависит от температуры поверхности сушильных цилиндров и от плотности прижима бумажного полотна к нагретой поверхности сушильного цилиндра.

С увеличением усилия прижима бумажного полотна к сушильному цилиндру интенсивность обезвоживания бумажного полотна возрастает. Плотность прижима бумажного полотна к сушильным цилиндрам зависит от величины натяжения сеток. Но увеличение натяжения сеток ограничивается несущей способностью многочисленных сетководущих валов.

Поэтому перед принятием решения об увеличении натяжения сеток необходимо проверить несущую способность сетководущих валов при новых условиях эксплуатации.

Рассмотрим методику определения несущей способности сетководущих валов БМ для выработки бумаги плотностью 70–160 г/м² при увеличении натяжения сушильной сетки с 3,75 до 7,5 кН/м. Эксплуатационная скорость БМ составляет 40–90 м/мин, проектная – 100 м/мин. Обрезная ширина бумажного полотна – 2540 мм.

Сушильная часть состоит из пяти сушильных групп с двухъярусным расположением сушильных цилиндров диаметром 1500 мм. Число сушильных цилиндров в сушильной части – 17. Сушильные цилиндры снабжены шаберами. Давление прижима шаберов обеспечивается в пределах 150–230 Н/м. Верхние и нижние сушильные сетки всех сушильных групп синтетические шириной 2850 мм. Рекомендованное натяжение сетки – 3,75 кН/м. Сушильные сетки поддерживаются 50 сетководущими, натяжными и регулируемыми (далее – сетководущими) валами диаметром 240 мм.

Схема расположения сетководущих валов одной из сушильных групп представлена на рис 1.

Сетководущие валы имеют трубчатую конструкцию. Рубашка вала представляет собой стальную трубу с наружным диаметром 240 мм и длиной 3070 мм. Минимальная толщина рубашки составляет 18,7 мм. По концам рубашки запрессованы патроны, а в них цапфы, которые опираются на сферические роликоподшипники 22212-ЕК/СЗ. Корпуса подшипников установлены на станине. Расстояние между опорами вала составляет 3600 мм.

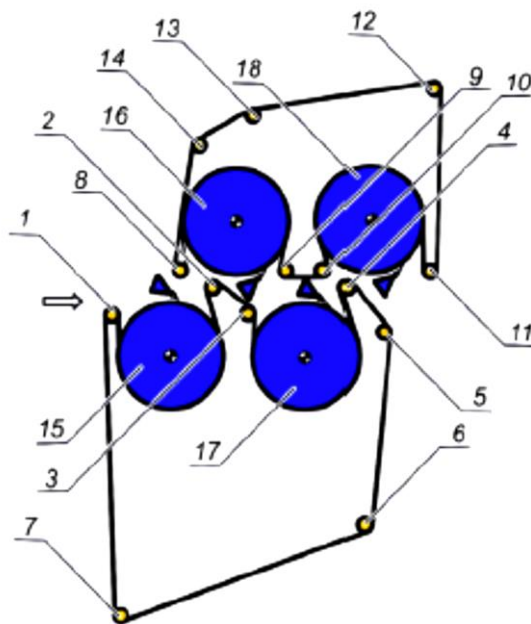


Рис. 1. Схема расположения сетководущих валов сушильной группы:
 1–5, 8–11, 14 – сетководущие валики; 6, 13 – регулирующие валики;
 7, 12 – натяжные валики; 15 – сушильный цилиндр № 2; 16 – сушильный цилиндр № 3;
 17 – сушильный цилиндр № 4; 18 – сушильный цилиндр № 5

Определение нагруженности сетководущих валов. Нагруженность сетководущих валов зависит от их веса и распределенного натяжения сетки. Схема нагружения сетководущего вала в общем виде приведена на рис. 2.

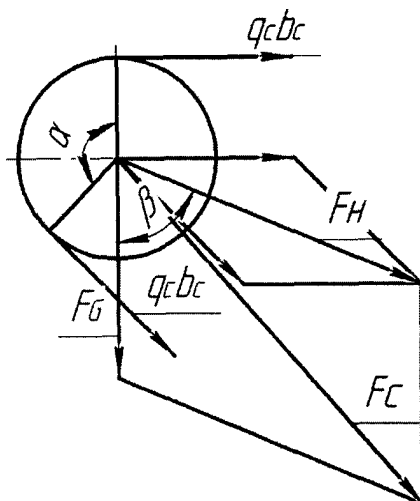


Рис. 2. К определению нагрузки на сетководущий вал:
 m – масса вала, кг; F_G – сила тяжести вала, $F_G = mg \times 10^{-3}$, кН;
 q_c – удельное натяжение сетки, кН/м; b_c – ширина сетки, сукна, бумаги, м;
 F_H – нагрузка на вал от натяжения сетки, кН; α – угол охвата вала сеткой, град;
 β – угол между биссектрисой угла между ветвями сетки, охватывающих вал,
 и вектором силы веса вала, град; F_C – суммарная нагрузка на вал, кН

Суммарная нагрузка на вал, кН, определяется по формуле [1]

$$F_C = \sqrt{F_G^2 + F_H^2 + 2F_G F_H \cos \beta} . \quad (1)$$

Определяются наиболее нагруженные валы, т. е. когда векторы сил тяжести и равнодействующей от натяжения сетки совпадают или достаточно близки по направлению. Так, наиболее нагруженными (табл. 1) являются 1-й, 2-й и 4-й сетководущие валы.

Таблица 1

Значения углов α и β

Номер позиции	α , град	β , град
1	186,7	2,7
2	144,4	35,2
4	159,6	28,2

Масса сетководущего вала 425 кг. Величина натяжения сетки при расчете принималась 4,0–7,5 кН/м.

Определение напряженного состояния сетководущих валов. Конструкция сетководущего вала состоит из трубчатой части, в которую с обеих сторон запрессованы патроны-цапфы. Посадки при запрессовке влияют на частоты собственных колебаний валов, но не оказывают воздействия на величину напряженного состояния при статическом нагружении вала. Поэтому при определении напряженного состояния вал рассматривался как единая жесткая конструкция, состоящая из рубашки и цапф, опирающаяся на шарнирные жесткие опоры, моделирующие подшипники качения.

Напряженное состояние валов оценивается по коэффициентам запаса прочности рубашек валов K_σ , цапф в местах перехода диаметров (галтелях) $\sigma_{\sigma i}$, в рубашке вала в местах запрессовки цапф K_n [1].

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}}; \quad \sigma_{\sigma i} = \frac{\sigma_{-1Di}}{\sigma_{i\varnothing}}; \quad K_n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_n}, \quad (2)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала по нормальным напряжениям (по справочникам), МПа;

σ_{max} – максимальное нормальное напряжение в рубашке вала, МПа;

σ_{-1D} – реальные пределы выносливости цапф в галтелях по каждому сечению, МПа;

$\sigma_{i\varnothing}$ – эквивалентное напряжение в цапфах вала в сечениях перехода диаметров (галтелях), МПа;

σ_n – напряжение растяжения внутренней поверхности рубашки в месте запрессовки цапфы, МПа.

Схема цапфы сетководящего вала с указанием характерных размеров, необходимых для расчета, приведена на рис. 3.

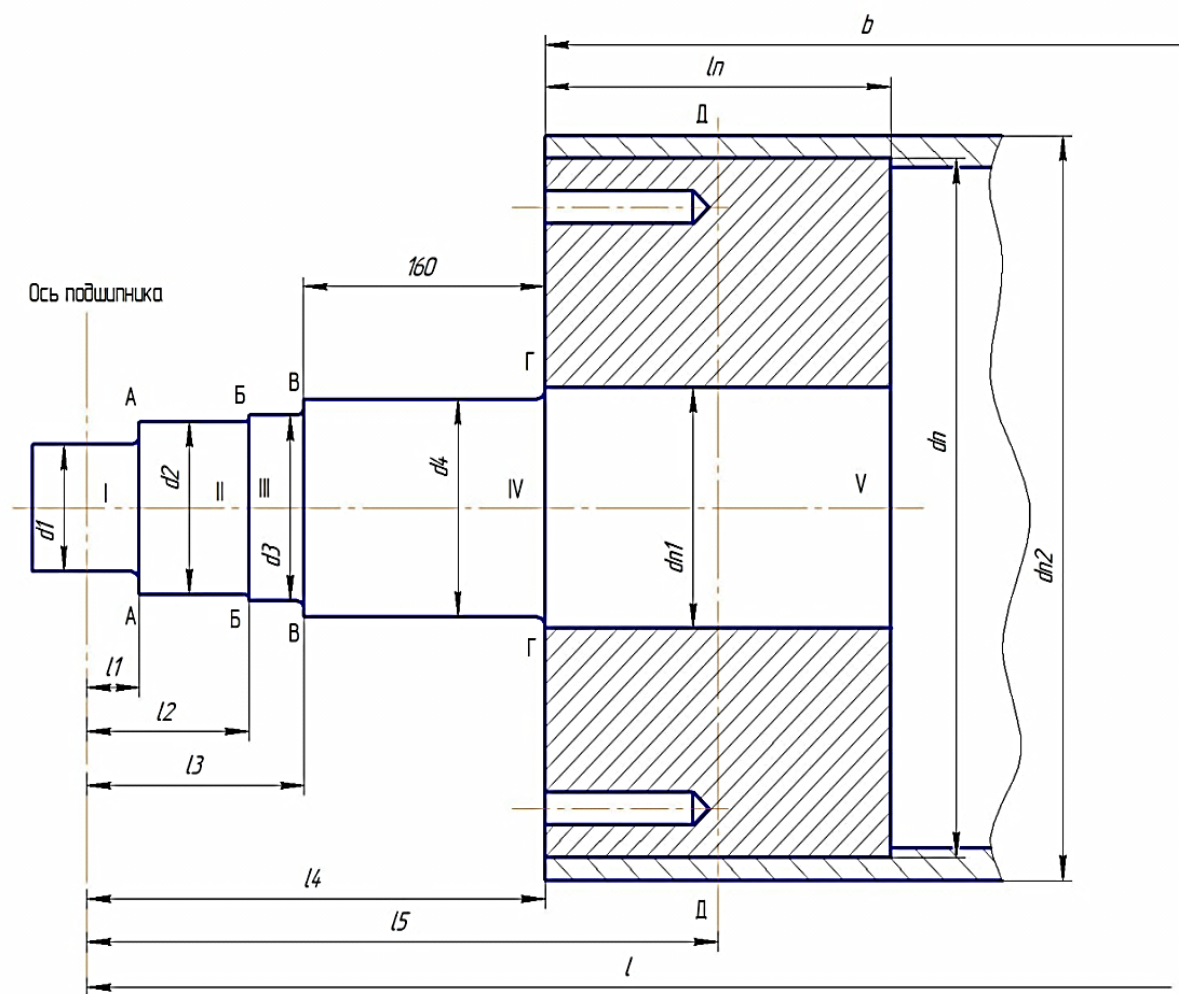


Рис. 3. Расчетная схема цапфы вала:

b – длина рубашки вала, м; l – расстояние между осями опор, м;
 d_i – диаметры цапф А, Б, В, $i = (1, 2, 4)$, м; d_3 – наружный диаметр патрона в месте запрессовки на участке В, м; l_i – длина посадочного места цапфы в рубашку, м;
 l_n, l_{n1} – длина запрессовки на участках Г и В, м; d_n – наружный диаметр запрессованной цапфы, м; $d_{n1, 2}$ – диаметры соответственно внутренней рубашки и наружный цапфы в месте запрессовки, м

Результаты расчета нагруженности и напряженного состояния сетководящих валов приведены в табл. 2.

В результате расчета установлено, что нагрузка на подшипниковые опоры при увеличении натяжения сеток до 7,5 кН/м составит 23 кН. Это в 2 раза больше, чем при нормативном значении натяжения сетки, равном 3,75 кН/м, но значительно меньше статической грузоподъемности подшипников 22212-ЕК/СЗ ($C_0 = 166$ кН). Рубашки валов, сечения цапф имеют достаточные коэффициенты прочности. Так, коэффициенты прочности на изгиб составляют 2, 2–14. Коэффициенты запаса прочности по напряжениям запрессовки 4,0–7,4.

Таблица 2

Результаты расчета нагруженности
и напряженного состояния сетководущих валов

Номер позиции	α , град	β , град	Удельная напряженность сетки q_c , кН/м					
			4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	7,5
Коэффициент запаса прочности патрона и цапфы по напряжению запрессовки K_n								
1	186,7	2,7	10,9	9,8	8,9	7,6	6,6	6,2
2	144,4	35,2	11,6	10,5	9,5	8,1	7,0	6,6
4	159,6	28,2	11,2	10,1	9,2	7,8	6,8	6,4
1	186,7	2,7	7,4	7,3	7,2	7,0	6,9	6,8
2	144,4	35,2	7,4	7,3	7,2	7,1	6,9	6,9
4	159,6	28,2	7,4	7,3	7,2	7,0	6,9	6,8

Расчет проводился с использованием инженерного программного обеспечения PTC MathCad 15.0 и систем трехмерного моделирования Creo Parametric и «Компас-3D» v16.1.

Определение вибрационного состояния сетководущих валов. Жесткость валов оценивается по максимальному прогибу рубашки в середине пролета вала. Вибрационное состояние валов оценивается по их критическим частотам и частотным отношениям, равным отношению частот вращения валов к собственным частотам колебаний.

Максимальный прогиб рубашки в середине пролета вала, м

$$y_{\max} = \frac{qb^3}{384EI}(12l - 7b) + \frac{5qb^2}{36GS}. \quad (3)$$

Относительный прогиб

$$\varepsilon_y = \frac{y_{\max}}{b} \leq [\varepsilon_y], \quad (4)$$

где $[\varepsilon_y]$ – допустимое значение относительного прогиба.

Допустимые значения относительных прогибов сетководущих валов 1/4000 указаны в [2]. Результаты расчета приведены в табл. 3.

С увеличением натяжения сетки относительный прогиб валов увеличивается и превышает допусковое значение (1/4000). При величине натяжения сетки 7,5 кНм превышение достигает 100 %. В результате в 2–3 раза возрастут центробежные силы инерции, увеличатся динамические воздействия на подшипниковые опоры.

Таблица 3

Расчетные значения относительного прогиба трубчатых валов при различных значениях натяжения сетки

Номер позиции	α , град	β , град	Удельная напряженность сетки q_c , кН/м					
			4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	7,5
Коэффициент запаса прочности рубашки K_σ								
1	186,7	2,7	0,29	0,32	0,35	0,41	0,48	0,5
2	144,4	35,2	0,27	0,3	0,33	0,39	0,45	0,48
4	159,6	28,2	0,28	0,31	0,34	0,4	0,47	0,5

Критические частоты вращения валов $f_{кр}$ определяются расчетным [1] и экспериментальным методами. На рис. 4 представлена расчетная модель для вибрационного расчета сетководущего вала.

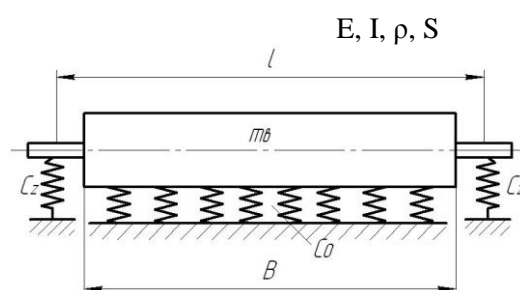


Рис. 4. Расчетная модель для вибрационного расчета вала:

C_z – коэффициент жесткости упругих сосредоточенных опор (подшипниковых опор вала);

C_0 – коэффициент жесткости упругого распределенного основания (сетки)

Критическая частота вращения вала, об/с, определится по формуле

$$f_{кр} = \frac{1}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI(\lambda^4 + \eta_0)}{\rho S}}, \quad (5)$$

где $EI/(\rho S l^4)$ – массово-жесткостные характеристики вала;

λ – безразмерный коэффициент, учитывающий массово-жесткостные характеристики сосредоточенных опор, определяемый из частотного уравнения;

η_0 – относительная жесткость упругого распределенного основания,

$$\eta_0 = \frac{C_0 l^4}{EI}, \quad (6)$$

C_0 – коэффициент жесткости упругого распределенного основания.

Критическая частота вращения вала зависит от жесткости вала, жесткости упругого распределенного основания (сетки) и жесткости упругих сосредоточенных опор (подшипниковых опор вала) [1–5].

При увеличении натяжения сетки жесткость упругого распределенного основания C_0 возрастает, что приводит к увеличению критических частот вращения валов.

При экспериментальном методе критическая частота определяется по временным записям колебаний (рис. 5).

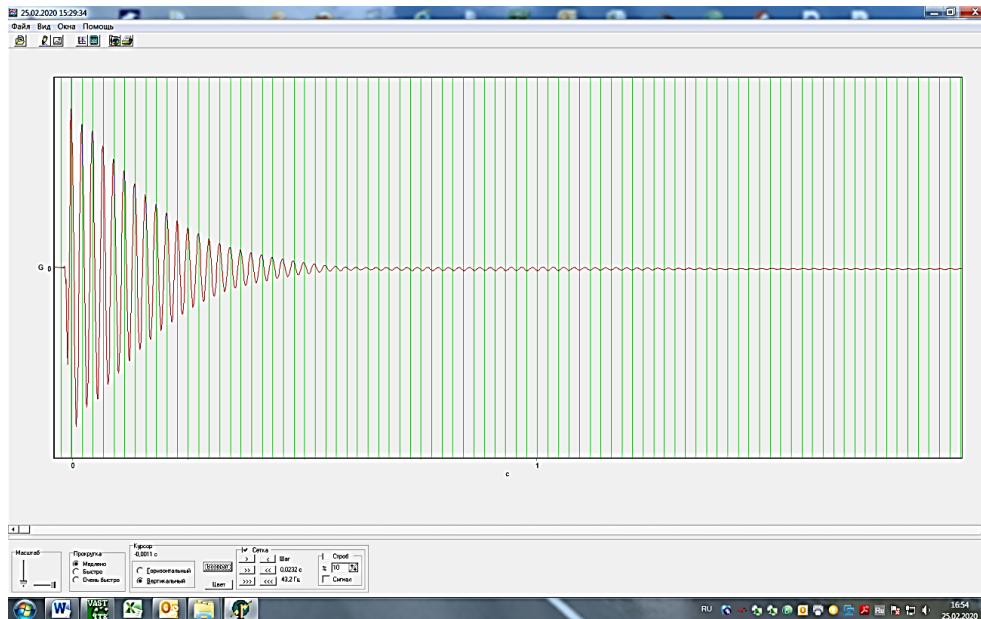


Рис. 5. Временной сигнал сетководящего вала

Частота вращения вала, об/с, при скорости соответствующей секции машины V_M , м/мин

$$f = \frac{V_M}{60 \pi d}. \quad (7)$$

Частотное отношение

$$\eta = \frac{f}{f_{кр}}. \quad (8)$$

По результатам измерений критические частоты вращения валов $f_{кр}$ (собственные частоты колебаний) составили $f_{кр} = 1/T = 1/0,0232 = 43,2$ Гц при периоде колебаний $T = 0,0232$ с.

Сетководящие валы работают в дорезонансном режиме. Увеличение натяжения сетки не повлияет на частотный режим работы валов, резонансы, суб- и суперрезонансы исключены.

Заключение. Прогнозирование несущей способности сетконатяжных валов заключается в оценке нагруженности, напряженного и вибрационного состояния наиболее нагруженных валов при увеличении распределенного натяжения сеток.

Увеличение натяжения сеток приводит к увеличению нагрузок на подшипниковые опоры сетководущих валов, снижению коэффициентов запаса прочности рубашки валов, сечений цапф, коэффициентов запаса прочности по напряжениям запрессовки, суммарных минимальных давлений в зоне запрессовки прессовых соединений (рубашка – патрон, патрон – цапфа). С увеличением натяжения сетки относительный прогиб наиболее нагруженных валов увеличивается, возрастают центробежные силы инерции, увеличиваются динамические воздействия на подшипниковые опоры, что может быть критичным для скоростных машин.

Увеличение относительного прогиба валов потребует систематического контроля технического состояния подшипниковых опор и цапф наиболее нагруженных валов.

Список источников

1. Куцубина Н. В. Теория и практика оценки технического состояния трубчатых валов бумагоделательных машин : моногр. Екатеринбург : Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2016. 132 с.
2. Эйдлин И. Я. Бумагоделательные и отделочные машины. 3-е изд., испр. и доп. М. : Лесн. пром-сть, 1970. 624 с.
3. Бумагоделательные и картоноделательные машины / под ред. В. С. Курова, Н. Н. Кокушина СПб : Политех. ун-та, 2011. 598 с.
4. Куцубина Н. В., Санников А. А. Виброзащита технологических машин и оборудование лесного комплекса : моногр. Екатеринбург : Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2008. 212 с.
5. Подготовка кадров и эффективность производства: моногр. / под ред. А. А. Санникова, Н. В. Куцубиной, Л. В. Фисюк. Екатеринбург : Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2013. 320 с.