

А. И. ТАЙНОВ,
кандидат технических наук, доцент

К РАСЧЕТУ НОЖЕВЫХ ГОЛОВОК СТРОГАЛЬНЫХ СТАНКОВ ПО ДЕРЕВУ

Существующие расчеты деталей ножевых головок не являются исчерпывающими. В них без достаточных оснований не учитываются некоторые силы, например, силы реакции опорных стенок ножевых гнезд. Расчет ведется для периода установившегося равномерного вращения ножевого вала. В действительности, в периоды пуска и остановки ножевой вал имеет неравномерное вращение.

Неравномерность вращения ножевого вала является одним из важных факторов, оказывающих сильное влияние на изменение величины и распределение сил, действующих в системе болт—планка—нож ножевых головок.

В практике бывают случаи, когда ножи строгальных станков вылетают из своих гнезд. Это явление обычно всегда происходит не в процессе работы станка или в период установившегося движения, а по окончании рабочего процесса, т. е. в период остановки или выбега машины.

Поэтому при расчетах ножевых головок строгальных станков нельзя пренебречь явлениями неравномерности хода машин.

Ниже излагается методика расчета ножевых головок строгальных станков с учетом приведенных выше замечаний.

СТРУКТУРА И КИНЕМАТИКА ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА

На рис. 1 изображена конструкция элемента ножевой головки строгального станка с одним закрепленным ножом. Зажимное устройство состоит из зажимного болта А и прижимной планки В. После установки и закрепления ножа болт и планку можно рассматривать как одно жесткое звено зажимного механизма, так как самотормозящее винтовое соединение деталей обеспечивает необходимую их жесткость. При этих условиях зажимное устройство ножевой головки, образованное звеньями 1 (болт—планка) и 2 (нож), можно рассматривать

как простейший механизм плоской системы, содержащий только поступательные пары. Такие механизмы, как известно, состоят из однозвенных групп Ассура [2]. Поэтому при кинематическом или динамическом анализе этих механизмов исследование производится по

следовательно, каждого звена в отдельности.

Относительное перемещение звеньев рассматриваемого механизма в процессе установки для расчета не имеет существенного значения. В процессе установки ножей вал не вращается. Это перемещение должно привести лишь к заклиниванию ножа и прижимной планки в гнезде ножевой головки.

Для расчета и обеспечения условий нормальной работы прижимного

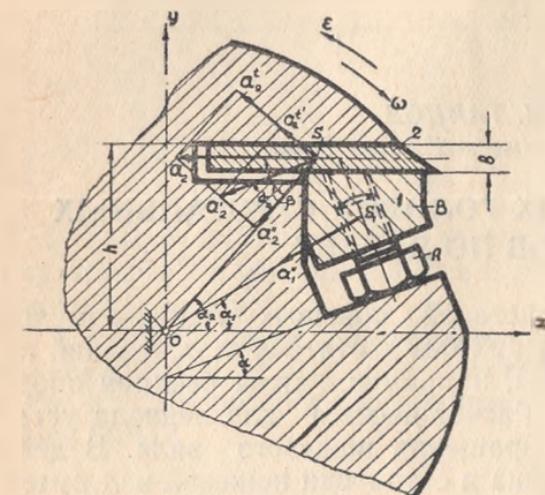


Рис. 1.

механизма решающее значение имеет вращательное движение ножевого вала вместе с заклиненными в гнездах ножами и прижимными механизмами. От характера этого движения зависит величина и распределение усилий, возникающих в звеньях прижимного механизма.

Обозначим через S_1 и S_2 центры тяжести соответствующих звеньев и через r_1 и r_2 радиусы их вращения. Тогда окружные скорости вращения указанных точек соответственно определяются из уравнений:

$$V_1 = \omega r_1 \text{ и } V_2 = \omega r_2, \quad (1)$$

где ω — угловая скорость вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (2)$$

При установившемся движении, удовлетворяющем условию $\omega = \text{const}$, точки S_1 и S_2 указанных звеньев имеют только нормальные ускорения, направленные по радиусу к центру вращения. Модули этих ускорений соответственно будут:

$$a_1 = \omega^2 r_1 \text{ и } a_2 = \omega^2 r_2. \quad (3)$$

При неравномерном вращении ножевого вала, кроме нормальных ускорений, точки S_1 и S_2 будут иметь еще касательные

ускорения. В этом случае модули полных ускорений указанных точек определяются из уравнений:

$$a_1 = r_1 \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad \text{и} \quad a_2 = r_2 \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}, \quad (4)$$

где ε — угловое ускорение вала.

При равноускоренном (в период разгона) и равнозамедленном (в период выбега) движениях угловое ускорение Σ может быть определено по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t}, \quad (5)$$

где: t — время разгона или остановки ножевого вала,

ω — угловая скорость установившегося движения вала.

Наличие касательных ускорений отклоняет направление полных ускорений от радиального на некоторый угол β , синус которого определится из уравнения:

$$\sin \beta = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}}. \quad (6)$$

Это отклонение, в зависимости от знака углового ускорения, может быть в ту или другую сторону. Причем наиболее опасным, с точки зрения удержания ножа от выбрасывания, является отклонение в обратную сторону движения. Такое отклонение получается при отрицательном значении углового ускорения, т. е. в случае замедленного движения. При этом направления полных ускорений центров тяжести звеньев по мере увеличения значения углового ускорения будут постепенно приближаться к тангенциальному направлению. Обозначим угол между направлениями нормального и касательного ускорений точки β , через β .

В нормальных условиях при медленной остановке ножевого вала угол β практически будет весьма незначительным. Следовательно, будет незначительным и отклонение полного ускорения от радиального направления. Но при внезапных торможениях и быстрых остановках ножевого вала этот угол может быть достаточно большим. Будем считать, что в пределе он будет равен углу α_2 наклона радиуса центра тяжести ножа. Из рис. 1 следует, что

$$\sin \alpha_2 = \frac{h - \frac{b}{2}}{r_2} = \frac{2h - b}{2r_2}, \quad (7)$$

где: b — толщина ножа, h — расстояние направления плоской грани гребня ножевой головки до центра вращения вала.

Исходя из условия $\beta = \alpha_2$, приравняв правые части уравнений (6) и (7) и решив относительно ε , будем иметь:

$$z = \frac{\omega^2(2h-b)}{\sqrt{4r_2^2-(2h-b)^2}} \quad (8)$$

Полное ускорение центра тяжести ножа, а следовательно и силы инерции, стремящиеся выбросить нож из гнезда, достигают своего максимального значения в самый начальный момент внезапной остановки ножевого вала при угловой скорости ω_{max} , а поэтому этот момент и является наиболее опасным с точки зрения возникновения усилий, стремящихся выбросить нож из гнезда ножевой головки.

Для этого момента полные ускорения точек S_1 и S_2 центров тяжести соответствующих звеньев механизма, определяются уравнениями:

$$a_1 = r_1 \omega^2 \sqrt{\frac{4r_2^2}{4r_2^2-(2h-b)^2}} \quad (9)$$

и

$$a_2 = r_2 \omega^2 \sqrt{\frac{4r_2^2}{4r_2^2-(2h-b)^2}} \quad (10)$$

Время остановки ножевого вала, соответствующее указанному условию, определится из уравнений (5) и (8). Из этих уравнений имеем:

$$t = \frac{\sqrt{4r_2^2-(2h-b)^2}}{\omega(2h-b)} \quad (11)$$

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА

В соответствии с приведенным выше анализом производим силовой расчет каждого звена механизма в отдельности. Для расчета применим метод кинестатики.

Обозначим:

Q —силу предварительного натяжения затяжного болта;

G_1 —вес звена 1, представляющего совокупность планки и болта;

G_2 —вес звена 2, представляющего участок ножа, приходящийся на долю каждого болта и равный по длине расстоянию между двумя болтами;

S_1 —силу инерции первого звена;

S_2 —силу инерции второго звена;

R_{01} —полную реакцию, действующую со стороны задней стенки гнезда ножевой головки на планку;

R_{21} —полную реакцию, действующую со стороны ножа на планку;

R_{02} —полную реакцию, действующую со стороны гребня ножевой головки на нож;

R_{12} —полную реакцию, действующую со стороны планки на нож.

Для упрощения расчета пренебрегаем силами собственного веса звеньев. Эти силы, по сравнению с остальными силами, при современных быстроходных машинах являются весьма незначительными, поэтому заметного влияния на расчеты не окажут. Принимаем также постоянной величину коэффициента трения f для всех поступательных пар механизма. А силы инерции будем считать приложенными к центру тяжести соответствующих звеньев.

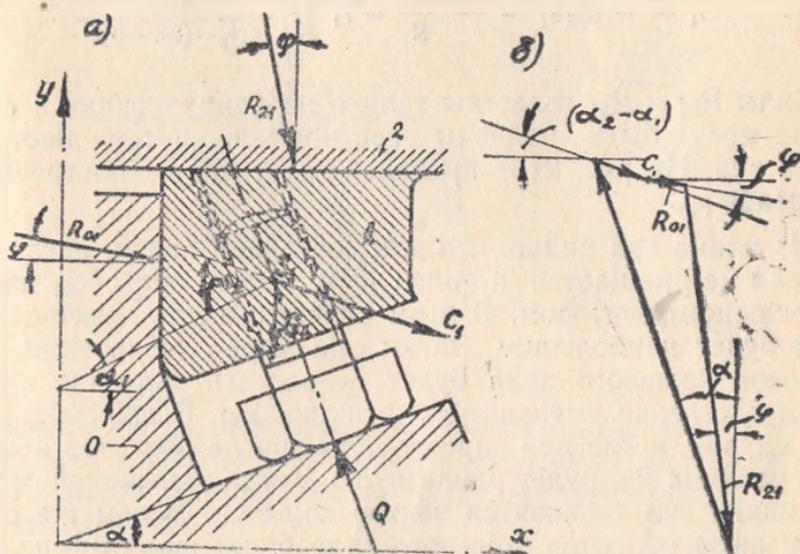


Рис. 2.

На рис. 2(а) приведена конструктивная схема звена 1 зажимного механизма. При зажиме ножа прижимная планка должна плотно прилегать к задней стенке гнезда ножевой головки. В противном случае в процессе работы планка может проскользнуть и высвободить нож от зажатия. Для того, чтобы при установке планка плотно прижималась к задней стенке гнезда ножевой головки, практически необходимо выполнить условие:

$$\alpha > 2\varphi, \quad (12)$$

где: α —угол заострения клиновидной щели ножевой головки,
 φ —угол трения, определяемый из соотношения

$$f = \operatorname{tg}\varphi. \quad (13)$$

В рабочем положении на звено 1 действуют силы Q , C_1 , R_{01} и R_{21} . На рис. 2(а) приведена схема приложения этих сил.

Полные реакции R_{01} и R_{21} в этом случае будут направлены под углом φ к соответствующим нормальям, а сила C_1 —под углом $(\alpha_2 - \alpha_1)$ к горизонтали. Под действием этих сил звено находится в равновесии. Следовательно, геометрическая сумма этих сил будет равна нулю:

$$\bar{Q} + \bar{C}_1 + \bar{R}_{01} + \bar{R}_{21} = 0. \quad (14)$$

В этом уравнении сила Q является заданной; величина силы C_1 определится из уравнения:

$$C_1 = -m_1 a_1 = -\frac{G_1}{g} \omega^2 r_1 \sqrt{\frac{4r_2^2}{4r_2^2 - (2h-b)^2}}. \quad (15)$$

Силы R_{01} и R_{21} известны только по направлению, и величины их могут быть найдены графически, путем построения плана сил. На рис. 2(б) приведен этот план, построенный в масштабе μ_p .

Из плана сил видно, что для состояния покоя, когда ножовой вал не вращается и сила $C_1 = 0$, вектор силы R_{01} является замыкающим вектором. В этом случае модуль вектора этой силы будет наибольшим. Затем по мере увеличения числа оборотов ножового вала будет возрастать значение силы C_1 и соответственно уменьшится реакция R_{01} . В практике могут быть случаи, когда при определенном числе оборотов ножового вала реакция R_{01} будет равна нулю. Тогда замыкающим вектором плана сил становится вектор силы C_1 . В том же случае, когда число оборотов ножового вала будет еще больше, чем в предыдущем случае, то сила C_1 приводит к возрастающему заклиниванию звена I, а следовательно, к дополнительному увеличению сил Q и R_{21} .

Вообще говоря, силы C_1 и R_{01} , ввиду незначительности массы первого звена и угла α , практически по сравнению с силами Q и R_{21} будут весьма незначительными. Поэтому для практических расчетов, согласно плану сил (рис. 2б), величина силы R_{21} в зависимости от Q с некоторым допущением может быть определена из уравнения:

$$R_{21} = Q \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi}. \quad (16)$$

Конструктивная схема звена 2 приведена на рис. 3(а). На это звено действуют силы R_{12} , R_{02} и C_2 , направления которых показаны на схеме. Действие усилия резания на лезвие ножа не учитываем, так как в наиболее опасный момент для зажима ножа оно отсутствует. Силами собственного веса ножа пренебрегаем.

Под действием сил R_{12} , R_{02} и C_2 нож должен находиться в равновесии. Следовательно, можем написать:

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{02} + \bar{C}_2 = 0. \quad (17)$$

В этом уравнении известны направление и величина силы R_{12} , так как

$$\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}. \quad (18)$$

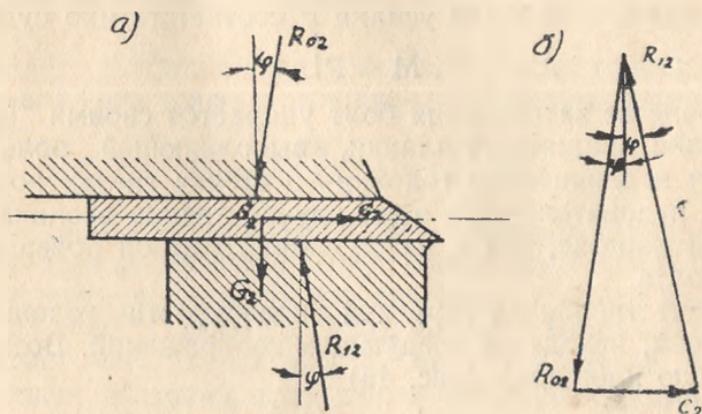


Рис. 3

Неизвестную по величине силу R_{02} находим из плана сил. На рис. 3(б) приведен этот план, построенный в масштабе μ_p . Из плана видно, что сила R_{02} по величине равна силе R_{12} , а отсюда вытекает, что

$$C_2 = 2R_{12} \sin \varphi. \quad (19)$$

Но так как R_{12} по величине равна R_{21} , то, подставляя в последнее уравнение значение этой силы из уравнения (16), имеем:

$$C_2 = 2Q \operatorname{tg} \varphi \operatorname{Cos} \alpha = 2fQ \operatorname{Cos} \alpha. \quad (20)$$

Для удержания ножа от вылета необходимо обеспечить условие:

$$C_2 < 2fQ \operatorname{Cos} \alpha \quad (21)$$

или

$$Q > \frac{C_2}{2f \operatorname{Cos} \alpha}, \quad (22)$$

где C_2 —определяется из уравнения:

$$C_2 = -m_2 a_2 = -\frac{G_2}{g} \omega^2 r_2 \sqrt{\frac{4r_1^2}{4r_2^2 - (2h-b)^2}}. \quad (23)$$

Для обеспечения указанного условия расчетное уравнение для определения усилия первоначального натяжения будет иметь вид:

$$Q_{\text{расч}} = kQ, \quad (24)$$

где k —коэффициент запаса, обычно равный 1,5—2.

Коэффициент трения скольжения стали по стали при расчетах следует принимать примерно равным $f=0,15$.

РАСЧЕТ ЗАТЯЖНОГО БОЛТА

При затягивании болта прикладывается внешний крутящий момент M . Величина этого момента при длине рукоятки гаечного ключа L и рабочем усилии P соответственно будет:

$$M = PL. \quad (25)$$

В процессе затягивания болт упирается своими нарезками на нарезки прижимной планки, выполняющей роль гайки, торцевой поверхностью головки—о стенку гнезда ножевой головки. Следовательно, в этом случае трение возникает как на винтовой нарезке, так и на опорной торцевой поверхности головки болта.

Момент трения на торцевой поверхности головки болта определяем, исходя из следующих соображений. Возьмем элементарную площадку (рис. 4а)

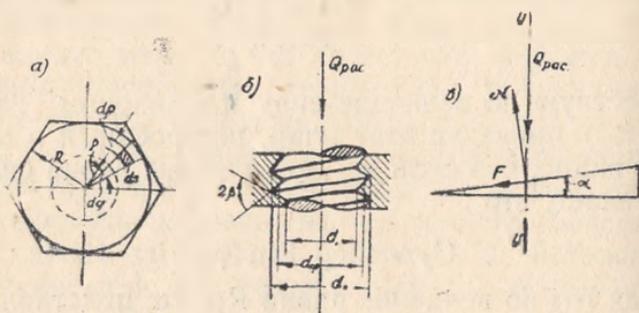


Рис. 4.

$$ds = \rho d\rho d\alpha, \quad (26)$$

на которую будет действовать нормальное давление

$$dN = \rho p d\rho d\alpha. \quad (27)$$

Тогда элементарная сила трения соответственно будет

$$dF = f\rho p d\rho d\alpha \quad (28)$$

и элементарный момент трения—

$$dM'_{\text{тр}} = f\rho^2 p d\rho d\alpha, \quad (29)$$

откуда находим полный момент трения на торцевой поверхности головки болта:

$$M'_{\text{тр}} = \int_0^{2\pi} \int_0^R f\rho^2 p d\rho d\alpha. \quad (30)$$

Проинтегрировав, получим:

$$M'_{тр} = \frac{2\pi}{3} f p R^3. \quad (31)$$

Удельное давление p достигает своего максимального значения в конце затягивания болта, при осевом усилии, равному $Q_{расч}$. Величина удельного давления при равномерном распределении по всей опорной площадке может быть определена в этом случае из уравнения:

$$p = \frac{Q_{расч}}{\pi R^2}. \quad (32)$$

где R —радиус опорной торцевой поверхности головки болта. Подставляя это значение p в предыдущее уравнение, имеем:

$$M'_{тр} = f Q_{расч} \frac{2R}{3} = f Q_{расч} \frac{D}{3}. \quad (33)$$

Момент трения в винтовой нарезке соответственно определяется из следующих соображений. Затяжные болты обычно имеют стандартную метрическую винтовую резьбу с углом при вершине $2\beta = 60^\circ$. Трение в таких винтах (рис. 4б), как известно, может быть рассчитано так же, как в случае винтов с прямоугольной нарезкой, если вместо обычного коэффициента трения f учитывать приведенный коэффициент трения f' , равный

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} \approx 1,15 f. \quad (34)$$

При затягивании винта под действием осевой нагрузки в нарезках винта возникают нормальное давление N и сила трения F , направления которых показаны на рис. 4(в). Для равновесия сумма проекций всех сил, действующих в винтовой нарезке, должна быть равна нулю, т. е.

$$\Sigma P_y = N \cos \alpha - P \sin \alpha - Q_{расч} = 0, \quad (35)$$

где α —угол подъема винтовой линии.

Но так как

$$F = f' N, \quad (36)$$

$$N(\cos \alpha - f' \sin \alpha) = Q_{расч}, \quad (37)$$

тогда

$$N = \frac{Q_{расч}}{\cos \alpha - f' \sin \alpha} \quad (38)$$

$$F = \frac{f' \cdot Q_{расч}}{\cos \alpha - f' \sin \alpha}. \quad (39)$$

Момент трения в винтовой нарезке в этом случае определяется из уравнения:

$$M''_{\text{тр}} = N r_{\text{ср}} \sin \alpha + F r_{\text{ср}} \cos \alpha. \quad (40)$$

Подставляя в это уравнение значения N и F и производя преобразование, будем иметь:

$$M''_{\text{тр}} = Q_{\text{расч}} r_{\text{ср}} \frac{\text{tg} \alpha + f'}{1 + f' \text{tg} \alpha} \quad (41)$$

или

$$M''_{\text{тр}} = Q_{\text{расч}} r_{\text{ср}} \text{tg}(\alpha + \varphi'), \quad (42)$$

где: φ' — приведенный угол трения, определяемый из соотношения:

$$f' = \text{tg} \varphi'; \quad (43)$$

$r_{\text{ср}}$ — средний радиус резьбы затяжного болта.

Для равновесия сумма моментов всех сил относительно оси болта должна быть равна нулю. Следовательно, можем написать:

$$M - M'_{\text{тр}} - M''_{\text{тр}} = 0. \quad (44)$$

Подставляя значения моментов, имеем:

$$PL = Q_{\text{расч}} \cdot \left(\frac{fD}{3} + r_{\text{ср}} \frac{\text{tg} \alpha + f'}{1 + f' \text{tg} \alpha} \right), \quad (45)$$

откуда

$$P = \frac{Q_{\text{расч}}}{L} \left(\frac{fD}{3} + r_{\text{ср}} \frac{\text{tg} \alpha + f'}{1 + f' \text{tg} \alpha} \right). \quad (46)$$

Затяжной болт работает в основном только на сжатие и кручение. Изгиб болта исключается, так как по мере закручивания болт самоустанавливается.

Под действием осевого усилия $Q_{\text{расч}}$ в сечениях болта возникнут нормальные напряжения

$$\sigma_p = \frac{Q_{\text{расч}}}{\pi r_1^2}, \quad (47)$$

где: r_1 — внутренний радиус резьбы винта.

Под действием крутящего момента $M''_{\text{тр}}$ в сечениях болта возникнут касательные напряжения

$$\tau_k = \frac{M''_{\text{тр}}}{W_p}, \quad (48)$$

где: W_p — полярный момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi r_1^3}{128} = \frac{\pi d_1^3}{16}. \quad (49)$$

Подставляя соответствующие значения в уравнение (48), находим:

$$\tau_k = \frac{128 Q_{\text{расч}} \cdot r_{\text{ср}}}{r_1^3} \cdot \frac{\text{tg}\alpha + f'}{1 + f' \text{tg}\alpha}. \quad (50)$$

Расчетное уравнение в этом случае имеет вид:

$$\sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma]_p. \quad (51)$$

Но так как расчетное напряжение, вычисленное по последней формуле, практически обычно превышает напряжение σ_p примерно только на 30%, то болт может быть рассчитан по формуле

$$Q_0 \approx 1,3 Q_{\text{расч}} = \pi r_1^2 [\sigma]_p, \quad (52)$$

откуда

$$r_1 = \sqrt{\frac{1,3 Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} \quad (53)$$

или

$$d_1 = 2 \sqrt{\frac{1,3 Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}}. \quad (54)$$

РАСЧЕТ ГРЕБНЯ НОЖЕВОЙ ГОЛОВКИ

Гребень ножевой головки в наиболее напряженном состоянии находится в процессе резания при установившемся движении, когда на гребень действуют усилие резания и нормальное давление со стороны ножа.

Нормальное давление ножа в этом случае будет несколько иное, чем в предыдущем случае, т. е. в период выбега машины. Определяем величину нормального давления, соответствующего данному случаю. Для упрощения расчета пренебрегаем реакцией R_{01} . Тогда условие равновесия звена I зажимного механизма определится уравнением:

$$\bar{Q}_{\text{расч}} + \bar{C}_1 + \bar{R}_{21} = 0, \quad (55)$$

а звена 2—уравнением:

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{02} + \bar{C}_2 = 0. \quad (56)$$

Силы C_1 и C_2 в этом случае являются центробежными силами инерции, а потому будут направлены по радиусу. Направления остальных сил также известны. Строим план сил (рис. 5), согласно уравнениям (55) и (56) в масштабе μ_p .

Из плана сил имеем:

а) сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\Sigma P_y = Q_{расч} \cos \alpha + C_1 \sin \alpha_1 - R_{02} \cos \varphi + C_2 \sin \alpha_2 = 0, \quad (57)$$

б) сумму проекций всех сил на горизонтальную ось:

$$\Sigma P_x = Q_{расч} \sin \alpha + C_1 \cos \alpha_1 - R_{02} \sin \varphi + C_2 \cos \alpha_2 = 0. \quad (58)$$

Решив совместно последние уравнения после некоторых преобразований, находим:

$$R_{02} = \sqrt{Q_{расч}^2 + C_1^2 + C_2^2 + 2Q_{расч} [C_1 \sin(\alpha_1 - \alpha) + C_2 \sin(\alpha_2 - \alpha)] + 2C_1 C_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (59)$$

Силы инерции в этом случае определяются из уравнений:

$$C_1 = -\frac{G_1}{g} \omega^2 r_1 \quad \text{и} \quad C_2 = -\frac{G_2}{g} \omega^2 r_2. \quad (60)$$

Разложив силу $R_{20} = -R_{02}$ на нормальную и касательную составляющие (рис. 6), имеем:

$$N = R_{20} \cos \varphi \quad \text{и} \quad F = R_{20} \sin \varphi. \quad (61)$$

При расчете гребня ножевой головки на прочность учитывается максимальное значение сопротивления резания. Касательное составляющее этого усилия, приходящегося на длину ножа, ограниченную расстоянием между двумя затяжными болтами, можно определить по формулам:

$$P'_{\max} \approx \frac{2\pi l}{ZL} \sqrt{\frac{2R}{H}} P_{ср} \quad (62)$$

и

$$P_{ср} = \frac{102 N}{V}, \quad (63)$$

где: Z —число одновременно работающих ножей,
 l —расстояние между двумя затяжными болтами,
 L —общая длина ножа,
 R —радиус резания,
 H —глубина снимаемого слоя,

N —мощность резания в квт,
 V —скорость резания в м/сек.

Радиальную составляющую сопротивления резания обычно принимают равной 0,3 от окружного усилия. Следовательно, имеем:

$$P''_{\max} = 0,3 P'_{\max}. \quad (64)$$

Геометрическая сумма этих сил соответственно будет:

$$P'_{\max} = \sqrt{(P'_{\max})^2 + (0,3P'_{\max})^2} \approx 1,05P'_{\max}. \quad (65)$$

Разложив последнюю силу на горизонтальную и вертикальную составляющие (рис.6), будем иметь:

$$P_x = P_{\max} \cos \alpha_4$$

$$P_y = P_{\max} \sin \alpha_4. \quad (66)$$

При расчете гребня ножевой головки на прочность следует также учитывать силы инерции. Опасным сечением гребня является сечение $m-n$. Определяем вес гребня G_3 , ограниченного этим сечением и расстоянием l между двумя зажимными болтами. Находим положение центра тяжести. Для установившегося движения сила инерции гребня определится из уравнения:

$$C_3 = - \frac{G_3}{g} \omega^2 r_3, \quad (67)$$

где r_3 —радиус вращения центра тяжести гребня.

Силу инерции C_3 разлагаем на вертикальную и горизонтальную составляющие:

$$C_x = C_3 \cos \alpha_3 \text{ и } C_y = C_3 \sin \alpha_3. \quad (68)$$

Из рис. 6 видно, что гребень ножевой головки работает на изгиб и на растяжение. Максимальный изгибающий момент в опасном сечении $m-n$ гребня будет:

$$M_{mn} = N \cdot x_1 + P_y \cdot x_2 + C_y \cdot x_3. \quad (69)$$

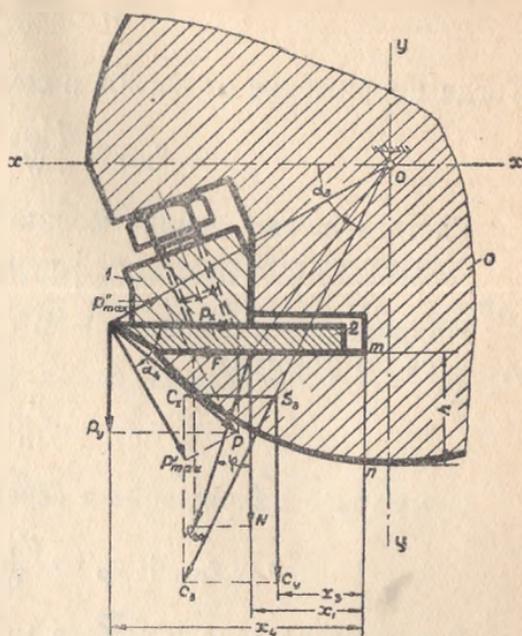


Рис. 6.

Момент сопротивления сечения гребня соответственно определится:

$$W = \frac{lh^2}{6}.$$

Тогда напряжение от изгиба в сечении составит:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{мп}}}{W}.$$

Растягивающее усилие можно принимать равным:

$$P = C_x + F - P_x.$$

Напряжение в сечении $m-n$ от растягивающей силы делится по формуле

$$\sigma_p = \frac{P}{lh}.$$

Суммарное напряжение в сечении $m-n$ будет

$$\sigma = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_p = \frac{M_{\text{мп}}}{W} + \frac{P}{lh}.$$

В период разгона и выбега машины напряжения в сечении $m-n$ гребня будут несколько меньшими, чем при установившемся движении, так как в этих случаях ножевая головка производит полезную работу. Следовательно, будут отсутствовать силы, связанные с резанием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грубе А. Э. Станки и инструменты в деревообработке. Гумиздат, 1949.
 2. Тайнов А. И. Новый метод образования групп Ассур. «Известия АН БССР», т. 3, 1954.
-