

С. Н. КОЖЕВНИКОВ

**Динамика
машин
с упругими
звеньями**

АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

С. Н. КОЖЕВНИКОВ

ДИНАМИКА МАШИН
С УПРУГИМИ
ЗВЕНЬЯМИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
КИЕВ — 1961

Книга посвящена исследованию динамики переходных и неустойчившихся процессов в тяжелых машинах с учетом упругости звеньев.

Машина, представленная в виде рядной, разветвленной или замкнутой цепи дискретных масс, связанных упругими звеньями, описывается системой линейных дифференциальных уравнений. Приводится решение дифференциальных уравнений в случае действия на звенья машины внешних моментов сил, зависящих от времени и угловой скорости звена (ротора двигателя). Рассматриваются вопросы динамики механизмов при наличии зазоров в сочленениях. Для приближения теоретических исследований к конструкторской практике показывается возможность анализа дифференциальных уравнений динамики машин с упругими звеньями при помощи аналоговых электронных вычислительных устройств.

Рассчитана на научных работников и инженеров конструкторских бюро тяжелого машиностроения.

Ответственный редактор
академик АН УССР Некрасов З. И.

Кожевников Сергей Николаевич
Динамика машин с упругими звеньями

*Печатается по постановлению ученого совета
Института черной металлургии АН УССР*

Редактор издательства А. Ф. Мельник

Технический редактор А. А. Матвейчук

Корректор Л. А. Гешель

БФ 15766. Зак. № 1163. Изд. № 132. Тираж 3000. Формат бумаги 60×92¹/₁₆. Печ. физ. листов 10. Условн. печ. листов 10. Учетно-изд. листов 9,5. Подписано к печати 14.XI.61 г. Цена 57 коп.

Типография Издательства АН УССР, Киев, Репина, 4.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы динамики тяжелых машин приобретают в настоящее время первостепенное значение в связи с тем, что в промышленности существуют естественные тенденции повысить производительность рабочих машин в результате увеличения нагрузок и усиления темпов работы их.

Этот вопрос становится еще более важным в связи с развитием автоматического способа производства, что объясняется не только увеличением требований к прочности звеньев оборудования, но и все нарастающими требованиями к точности воспроизведения перемещений рабочих органов машин.

Не всякая машина может быть переведена на автоматическое управление. Практика показывает, что перевод на автоматическое управление машин, разработанных для ручного управления, не всегда оправдывается, так как не дает никакого экономического эффекта. Это наблюдается в тех случаях, когда исполнительные механизмы не удовлетворяют требованиям точности и однозначности перемещений. Затруднения, с которыми сталкиваются, например при автоматизации управления механизмами манипуляторов и кантователей блюмингов, объясняются именно этими причинами. Неудовлетворительная работа подъемно-качающихся столов жестекатальных станов с автоматическим управлением может быть объяснена возникновением колебательных процессов во время торможения стола при подходе к заданным крайним положениям.

Характер динамических нагрузок в исполнительных механизмах рабочих машин во многом зависит от принятой технологической схемы, от характера операций, которые должны быть воспроизведены в процессе обработки, наконец, от типа исполнительного механизма и привода его. Действительно, если технологический процесс прерывистый, как это имеет место, например, в блюмингах, слябингах, рельсо-балочных и трубозаготовочных станах, в уширительных станах холодной прокатки и других машинах металлургического производства, то каждый раз при очередном захвате заготовки и выходе ее из валков в главной линии и механизме нажатия валков возбуждаются динамические

процессы. Если движение заготовки реверсивное, то возникает необходимость либо вводить механизмы реверсирования главной линии и механизмы для передачи заготовки из калибра в калибр и ее кантовки, либо, при сохранении направления движения и скорости валков неизменными, дополнительно вводить механизмы подъемно-качающихся столов, совершающих реверсивное движение. Вследствие прерывности нагрузок и реверсивности движения в механизмах возбуждаются динамические процессы. В результате напряжения, характеризуемые коэффициентом динамичности, могут быть значительно больше тех, которые обычно принимают при расчете. Естественно, что при проектировании машин, работающих при больших нагрузках и высоких скоростях, следует избегать причин, возбуждающих динамические процессы, т. е. избегать включения в машины исполнительных механизмов с реверсивным движением звеньев или механизмов, требующих реверсирования привода. В прокатном производстве эти требования удовлетворяются в основных механизмах непрерывных станов.

Всякого рода возмущения здесь возникают только вследствие неоднородности заготовки (если, конечно, прокатывается полоса постоянного сечения), т. е. носят вторичный характер. Однако условия работы вспомогательного оборудования, например легучих ножниц и пил, моталок, стрелок и пр., таковы, что неизбежно возникает необходимость осуществить реверсивное движение либо отдельных звеньев механизмов, либо механизмов в целом.

В прокатных полунепрерывных станах динамические процессы могут в значительной мере осложняться, если интервал времени между выходом очередной заготовки и задачей новой невелик. В результате, появляющиеся напряжения при неблагоприятном сочетании налагающихся процессов, возбужденных при выходе и входе следующих друг за другом заготовок, могут, как это показывает практика, во много раз превысить напряжения, полученные обычным расчетным путем. Такого рода процессы могут появиться в жестккатальных, дрессировочных, уширительных и других станах.

Аналогичные условия работы исполнительных механизмов могут быть созданы в строительных машинах, в машинах для открытых горных разработок, например в шагающих экскаваторах и др.

К механизмам металлургических машин, работающих в сложных технологических линиях, предъявляются особые требования. Они должны быть просты и надежны в работе, допускать легкую регулировку и быструю замену деталей или блоков при ремонтах. Кроме того, механизмы должны удовлетворять условиям точности воспроизведения заданных перемещений. Такие требования вполне естественны, так как остановка какой либо одной машины влечет за собой либо остановку всей линии в целом, либо нарушение нормального потока заготовок. И в том и в другом случае

это связано со значительными материальными потерями вследствие прекращения выдачи готовой продукции.

Полная ясность в процессах, сопровождающих работу механизмов, находящихся в тяжелых динамических условиях, позволяет конструктору выбрать правильное решение, обеспечивающее нормальную работу машины.

Особенно большое значение динамика механизмов приобретает при расчете и проектировании тяжелого металлургического и горного оборудования, а также тяжелых строительных машин, возможность постройки опытных образцов которых в большинстве случаев исключена. В то же время машины не только должны удовлетворять условиям прочности при заданной производительности их, но и на постройку их должен рационально расходоваться металл.

Реальные основания в расчеты по предельным напряжениям будут заложены только в том случае, если представится возможным определять действительные нагрузки, воспринимаемые звеньями механизмов в пределах полного цикла работы машины. При установившемся режиме работы машины и стационарных силах определить действительные нагрузки, пользуясь методами кинестатического анализа, не представляет затруднений. Совершенно иначе обстоит дело с определением нагрузок при неустановившихся или переходных режимах, которые являются во многих случаях нормальным режимом работы большинства тяжелых машин. Естественно, что здесь методы расчета, принятые для установившегося движения, не могут найти себе применения.

Более детальный анализ работы тяжелых машин и наблюдение за ними в процессе эксплуатации подтверждают высказанные выше соображения о том, что сейчас взгляд на машину как систему твердых тел, образующих кинематические цепи, следует считать устаревшим. В действительности механизмы имеют более чем одну степень свободы вследствие наличия в них упругих звеньев. Поэтому действительный закон движения звеньев и нагрузки, передаваемые ими, нельзя определять без учета относительных перемещений, вызванных деформацией звеньев.

Рассмотрение механизмов как систем упругих звеньев невозможно обойти при разработке систем автоматического управления непрерывными прокатными станами, в которых возникает необходимость осуществлять регулирование натяжения или петли.

Эффект в форме нестационарного колебательного процесса может налагаться на основной процесс.

На рис. 1 приведена осциллограмма момента сил упругости шпинделя пилигримового трубопрокатного стана, на которой можно обнаружить наложение колебательной нагрузки на основную, определяемую калибровкой валков [1]. Динамический эффект в станах этого типа может быть значительно усилен, если в момент захвата заготовки последняя вследствие неудовлетворительной работы подающего аппарата ударяется о валки [2].

На рис. 2 приведена осциллограмма, показывающая изменение усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-шатунного механизма перемещения каретки стана периодической холодной прокатки труб типа ХПТ [3]. Изменение нагрузки здесь определяется, как и в предыдущем случае, калибровкой валков. Колебательный процесс — перегрузки, определяются упругостью звеньев механизма и наличием зазоров в подвижных соединениях. Характерным для этого механизма является то, что закон изменения усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-шатунного механизма перемещения каретки, не соответствует закону изменения технологической нагрузки. Отсюда следует, что если в основу расчета положить технологическую нагрузку, то результат расчета не будет соответствовать действительности.

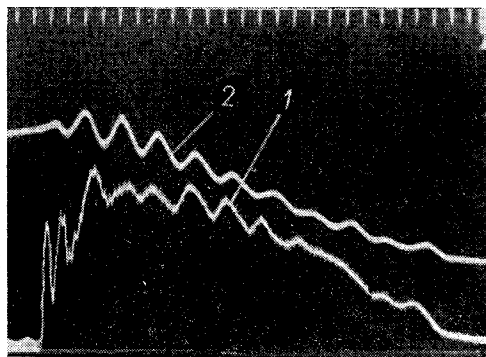


Рис. 1. Осциллограмма момента сил упругости шпинделя (1) и тока двигателя (2) пилигримового трубопрокатного стана.

Аналогичные явления были обнаружены при исследовании скиповых подъемников доменных печей [4], подъемно-качающих

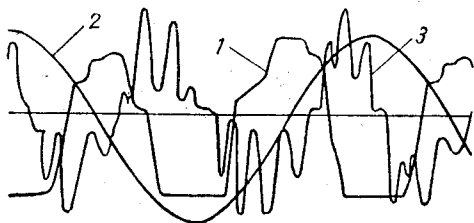


Рис. 2. Осциллограмма изменения давления на валки (1), скорости перемещения каретки (2) и усилия (3), действующего вдоль шатуна кривошипно-шатунного механизма перемещения каретки стана холодной прокатки труб.

ся столов жестекатальных станков [5], исследовании работы уширительных станков [6], механизмов шагающих экскаваторов [7] и др.

Целью настоящей работы является обобщение опыта ранее проведенных исследований в области динамики машин с упру-

гими звеньями и разработка частных вопросов, относящихся в основном к расчету главных линий прокатных станков.

В работе рассматриваются только машины, имеющие постоянные приведенные дискретные массы, связанные упругими звеньями, т. е. системы линейные, простые и разветвленные. В работе подвергнуты анализу также нагрузки, появляющиеся при различных режимах прокатки, положенные в основу расчета главных линий прокатных станков.

Вследствие того, что в прокатных станках в качестве приводного используется электрический двигатель, при динамическом анализе работы главных линий прокатных станков рассматриваются соответствующие законы изменения момента.

Изложенные в работе вопросы приобретают весьма большое значение при проектировании новых машин вследствие того, что представляется возможным составить суждение о характере работы отдельных звеньев машины до ее постройки, установить в процессе проектирования наиболее слабые звенья и усилить их, определить место установки предохранительных устройств, обеспечивающих сохранность при аварийных нагрузках и пр. Это должно придать уверенность конструкторам в успехе их работы, дать возможность искать отличные от традиционных решения для получения более выгодных вариантов механизмов и пр.

Эта работа должна оказать большую помощь конструкторам, модернизирующим действующее оборудование, при установлении узлов, недостаточно прочных в новых условиях работы.

Сложность расчета механизмов с упругими звеньями обычными методами численного анализа делает его на первый взгляд непригодным для практического использования. Однако, используя для расчетов аналоговые электронные установки, исследование работы машины при различных режимах ее работы можно произвести достаточно быстро.

Рассматриваемый в работе метод динамического расчета машин с учетом упругости звеньев достаточно общий, и, несмотря на то, что в основном он изложен применительно к расчету металлургического оборудования, в частности прокатного, его можно распространить на случаи расчета других типов машин: горных, строительных, кранового оборудования и пр., если они могут быть сведены к системе неизменных приведенных масс, связанных упругими связями.

Необходимо иметь в виду еще и следующее. Расчетная схема, описываемая в дальнейшем системой дифференциальных уравнений, составлена при известной идеализации реальных физических систем, т. е. машин с упругими звеньями. Например, в механической модели, которой предлагается заменить реальную машину, предполагается, что масса не обладает упругостью, а упругая связь не обладает массой. В то же время в реальной машине все звенья обладают как массой, так и упругостью. Кроме этого, при составлении расчетной схемы предполагается, что в

системе отсутствуют сопротивления, пропорциональные скорости деформации, которые определяют декремент затухания свободных колебаний. Эти сопротивления несомненно оказывают влияние на поведение исследуемой машины во время переходного или неустановившегося режима работы ее. Однако, если ставится задача, чтобы в результате расчета получить значения наибольших нагрузок, возникающих в звеньях механизма в указанные фазы работы машины, то пренебрежение внутренним трением материала деталей вполне допустимо.

Если переходный процесс повторяется часто и возникающие колебания системы не успеют затухнуть к началу нового возмущения, то, очевидно, пренебрегать затуханием уже нельзя, потому что в этом случае можно получить большие расхождения между результатами, полученными для расчетной и реальной систем.

Глава I. ОБЗОР РАБОТ ПО ДИНАМИКЕ СИСТЕМ С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Развитие промышленного производства и транспорта вызвало необходимость рассматривать механические системы, включающие в себя дискретные массы и упругие звенья, связывающие между собой массы системы. Интерес к такого рода исследованиям особенно возрос с тех пор, как теоретические исследования смогли получить практическое приложение.

При недостаточности напряженных темпов работы машин вопросы динамики упругих систем не имели большого практического значения ни при стационарных режимах работы их, ни при переходных режимах во время разгона и торможения. По-видимому, развитие железнодорожного транспорта в первую очередь выдвинуло перед наукой задачи о динамическом исследовании систем с упругими связями, чтобы получить необходимые сведения для проектирования рациональной системы сцепки вагонов. Действительно, при трогании поезда с места или при его торможении в элементах упряжных приборов возникают переменные усилия, закон изменения и максимальные значения которых зависят не только от режима трогания или разгона после торможения, но и от того, каким образом соединяются между собой вагоны — при помощи сквозной или несквозной сцепки.

Исследование работы несквозной сцепки поездов, когда между отдельными вагонами заключается упругий упряжной прибор, в общем виде дано Резалем [8]. Однако анализ, данный Резалем, сводящийся при n вагонах к интегрированию n линейных дифференциальных уравнений второго порядка, не позволяет установить характерные особенности процесса трогания и, как указывает Н. Е. Жуковский, не отмечает волновой характер процесса.

Исследование Н. Е. Жуковским [9] работы тяговых приборов при сквозной и несквозной сцепке поездов позволяет выяснить все детали процесса при трогании поезда с места при растянутом и сжатом начальном состоянии и установить все преимущества несквозной сцепки вагонов, при которой во время трогания поезда с места возникают намного меньшие разрывающие усилия, чем при сквозной сцепке.

Дальнейшее развитие этот вопрос получил в трудах главным образом отечественных ученых.

В связи с увеличением скоростей поездов и их веса, внедрением автоматической сцепки, применением тепловозной и электровозной тяги поездов потребовалось более детальное исследование процессов при трогании и изменении режима движения поездов, а также при торможении. Потребовалось также внести ясность в вопрос о влиянии на течение процесса фрикционных аппаратов, включенных в тяговые приборы, влиянии зазоров, неизбежных при автоматической сцепке и др.

Как правило, в исследованиях поезд уподобляется упругому стержню с грузом на конце (локомотив) [10], что позволяет сводить исследование к анализу волнового уравнения с заданными начальными и граничными условиями. Такой подход к задаче значительно упростил исследование. Введение в расчет вязкого трения, пропорционального скорости относительного перемещения, не совсем точно отображает физическую картину, так как фрикционные аппараты обладают нелинейной характеристикой жесткости, т. е. вследствие изменения знака силы трения жесткость при нагрузке и разгрузке различна. Ввиду того, что часто возникают сомнения в достоверности результатов, полученных при аналитическом расчете, при исследовании продольной динамики поездов начали широко использоваться поездные испытания и исследования на электрических моделях [11] и аналоговых электронных счетных машинах. Использование электрических и электронных моделирующих установок позволяет рассматривать поезд не только как однородную линейную систему, но и как неоднородную, обладающую существенными нелинейностями, и получить сравнительно быстро информацию о работе состава при всех основных режимах движения — неустановившегося и переходного.

Несомненно, изучение литературы по динамике поездов во многом облегчит исследования динамики машин, которые могут быть сведены к аналогичным расчетным схемам.

На динамические явления при неустановившихся процессах в шахтных подъемных установках обратили внимание еще в XIX ст., потому что обрыв канатов или разрушение каких-либо других частей подъемника может повлечь за собой человеческие жертвы и выход шахты из строя на долгое время.

Динамические усилия, воспринимаемые головным канатом рудничной подъемной машины, или усилия скипового подъемника доменной печи могут действовать периодически и спорадически.

К первым относятся нагрузки, возникающие при трогании клетей с места и последующем ускоренном движении; нагрузки при торможении клетей; дополнительные нагрузки, существующие при равномерном ходе вследствие толчков клетки в стволе и эксцентриситета органов навивки. Ко второй группе относятся нагрузки, возникающие при резком торможении барабана; усилия, возникающие при освобождении случайно застрявшей в стволе клетки и последующем ее спадании и др. В результате воздействия этих нагрузок, иногда трудно поддающихся учету, возникают колебания и напряжения увеличиваются по сравнению с напряжениями при статическом действии этих же сил.

Возмущения, вызывающие динамические напряжения в канатах, могут быть стационарными, например, воздействие на канат эксцентриситета барабана, и нестационарными, вызывающими появление переходного процесса. При стационарных периодических возмущениях возможен резонансный режим работы подъемного каната, поэтому необходимо знать частоту собственных колебаний подъемной установки. Все это говорит о том, что вопросы динамики шахтного подъема имеют большое практическое значение. Особенно большое внимание динамическим расчетам стали уделять с 20-х годов XX ст. В обзорной работе Локшина [12], опубликованной в 1929 г., рассмотрены более ранние исследования Пирри и Ричардсона, академика Динника, Вогана, Некоза [13], Гейландта и др. и дано наиболее полное на тот период теоретическое решение вопроса о динамических напряжениях с учетом веса каната, а также его длины для случая подъема клетки. Несколькими позднее аналогичная работа опубликована Нероновым [14].

В основе всех решений задачи о напряжениях в канате, обусловленных его продольными колебаниями в различные фазы движения, лежит допущение, что канат является струной, и для исследования динамических процессов используется дифференциальное уравнение движения струны. В качестве граничных условий задается закон движения верхнего конца каната, например, движение с постоянным ускорением, чего, конечно, практически никогда осуществить нельзя, так как ускорение определяется механизмом подъемной машины, включающей в свой состав упругие звенья. Совокупность привода и подъемной установки определяет закон движения верхнего конца каната, который, в частности, может быть гармоническим.

Динамические исследования систем с упругими связями в наиболее широком плане ведутся в области транспорта и горного дела, в частности по подъемным установкам. Однако и в других отраслях промышленности (например, в области грузоподъемных и транспортных устройств, в области тяжелого машиностроения и др.) вопросы динамики механизмов с упругими звеньями привлекают все большее внимание исследователей.

Одной из первых работ, посвященных исследованию нестационарных процессов, возникающих во время подъема грузов,

следует считать работу Пфлейдерера, вышедшую в 1906 г. [15] и в значительной своей части помещенную в «Курсе деталей машин» Берлова (т. IX). В послевоенное время появились труды по исследованию работы кранового оборудования [16 и др.], по исследованию цепных транспортеров, рассматриваемых как система упругих звеньев [17], а также труды, в которых анализируется работа механизмов экскаваторов [7 и др.]. В результате проведения очень большого объема исследований представилось возможным сделать ряд весьма важных практических выводов, позволивших установить либо безопасные режимы работы механизмов, либо рациональные параметры их, при которых работа агрегатов наиболее производительная.

Кроме того, возникла необходимость исследования и других типов машин, в которые включаются заведомо упругие звенья, как это наблюдается, например, в механизмах упоров, вибрационных грохотах и транспортерах, ткацких станках и пр.

Не менее важное место в области анализа механизмов с упругими звеньями занимают исследования тяжелого технологического металлургического оборудования, посвященного выяснению деталей работы доменных подъемников [4], прокатного и трубопрокатного оборудования [1—2, 19—22] и пр. Указанные работы преследуют цель отыскать параметры механизмов, при которых работа агрегатов наиболее производительная. На этом мы остановимся в дальнейшем при изложении основного материала монографии.

Необходимо остановиться в этом обзоре еще на некоторых вопросах, имеющих существенное значение.

Напряжение материалов упругих звеньев механизмов, работающих при неустановившихся и переходных режимах, часто вычисляется либо через разность абсолютных перемещений отдельных масс, полученных в результате решения уравнения движения масс, либо энергетическим способом. Первый метод использует Пфлейдерер [15], Комаров [16] и другие при исследовании различного вида неустановившихся режимов работы машин, Рейкерт [23] — для определения необходимого усилия при торможении прицепа автомобиля, Глаголев [24] — при определении напряжений в процессе удара в инерционном стартере Эклипс и др. Второй метод используется при определении напряжений, появляющихся в результате удара системы масс, связанных упругой связью, если собственная масса связи не учитывается [25], [26] и пр.

Определение напряжений через разность абсолютных перемещений приводит к громоздким и неудобным для практического анализа уравнениям, вследствие чего снижается их практическая ценность, в ряде случаев не представляется возможным вообще сделать какие-либо выводы.

В этом отношении следует отдать предпочтение методу, позволяющему непосредственно определять искомые величины, т. е.

моменты сил или силы упругости, а через последние и напряжения. Этим методом автор пользовался неоднократно и практическая проверка показала его пригодность. Более того, в связи с возможностью использования в настоящее время электронных моделирующих установок для получения вариантов исследования такое описание машины дифференциальными уравнениями становится особенно выгодным.

Не менее важно то, что на характер переходных процессов в механической системе оказывает влияние переходный процесс в системе двигателя, например электрического, обладающего определенной характеристикой. Игнорирование взаимным влиянием переходных процессов в механической и электрических системах в ряде случаев не позволяет найти объяснения практически обнаруженным явлениям. Во многих работах по динамике механизмов с упругими звеньями [4, 27, 28] это обстоятельство принимается во внимание, что дает возможность более обоснованно делать выводы относительно характера протекания процесса.

Глава II. ВИДЫ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПРОЦЕССЕ РАБОТЫ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН

§ 1. Технологические нагрузки в металлургических машинах

Технологические нагрузки в металлургическом оборудовании могут иметь следующий характер.

Нагрузки, возрастающие в течение определенного промежутка времени T_1 по некоторому закону и остающиеся постоянными для времени $t > T_1$, т. е. изменяющиеся только во время захвата заготовки валками. В ряде важных случаев эту нагрузку главной линии в процессе захвата можно представить себе линейной функцией времени (рис. 3)

$$M = M_n \frac{t}{T_1} \quad \text{при } t < T_1$$

и

$$M = M_n \quad \text{при } t > T_1. \quad (1)$$

Время T_1 может быть определено через угол захвата, выражаемый равенством (рис. 4).

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{\delta}{D}}. \quad (2)$$

Приближенно

$$\varphi \approx 2 \sqrt{\frac{\delta}{D}}, \quad (3)$$

где δ — сумма обжатия δ_1 заготовки и деформации δ_2 станины, отнесенные к одному валку.

Отсюда

$$T_1 = \frac{\varphi}{\omega_1}. \quad (4)$$

Если скорость валка в процессе захвата заметно изменяется, то момент прокатки следует выражать линейной функцией угла поворота. В процессе захвата может оказаться, что максимальное

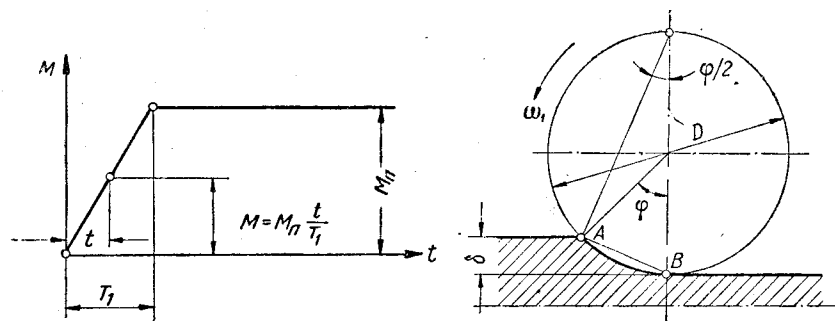


Рис. 3. Закон изменения момента прокатки во время захвата заготовки валками.

Рис. 4. Определение угла поворота валков за время захвата заготовки валками.

значение момента прокатки в процессе захвата больше, чем при установившемся процессе прокатки, потому что температура металла на переднем и заднем концах ниже, чем в середине, например при прокатке листа.

При передаче движения к валкам от одного двигателя через редуктор и шестеренную клеть возможны случаи несимметричного (неодинакового) нагружения шпинделей и даже возможно появление так называемой циркулирующей мощности. Действительно, если диаметры валков отличаются один от другого, то появляется так называемое верхнее или нижнее давление и результирующие реакции относительно линии центров отклоняются на различные углы, в результате чего момент одного шпинделя увеличивается, а второго уменьшается (рис. 5). При прохождении реакции через ось одного из валков шпindel второго несет двойную нагрузку, которая может быть еще больше, если реакция на втором валке проходит по другую сторону оси. В этом случае без перегрузки двигателя появляется как бы дополнительная (циркулирующая) мощность, перекачиваемая через шестеренную клеть от второго вала к первому. Предельным значением момента является величина, определяемая углом захвата и соответствующая наиболее тяжелому случаю — срыву заготовки. При работе в области, близкой на одном из валков к предельному углу захвата, возможны также периодические срывы, носящие характер автоколебаний. Появление верхнего или нижнего давления воз-

можно не только при различии окружных скоростей валков. Поскольку этот случай важный и в литературе совершенно не освещен, на нем необходимо остановиться.

При резком сбросе нагрузки возникают колебания в главной линии с периодом для каждого шпинделя, зависящим от его предварительной нагрузки и приведенного зазора в сочленениях. В результате этого свободные колебания каждого из валков не будут совпадать по фазе, если зазоры и начальные натяжения шпинделей будут различны. Представим себе, что очередной захват

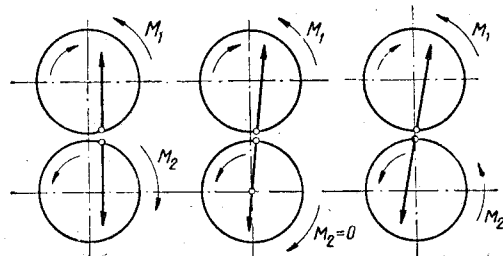


Рис. 5. Возможные случаи распределения нагрузки между валками прокатного стана.

произошел в момент, когда зазор в одном шпиндельном соединении выбран, а во втором еще нет. В таком случае в начальную фазу захват заготовки будет происходить при одном ведущем шпинделе, пока вследствие его закручивания увеличивающаяся нагрузка не станет распределяться (после исчезновения зазора во втором шпинделе) между обоими шпинделями, причем неравномерно.

Разумеется, наихудший случай тот, когда в момент захвата колеблющиеся валки будут находиться в противофазе. Это может привести к срыву заготовки, следовательно, к резкому повышению на одном из шпинделей.

Нагрузки, изменяющиеся по некоторому закону, определяемому калибровкой валков прокатных станов. Такого типа нагрузки наблюдаются в станах пилигримовой горячей или холодной прокатки труб. На рис. 1 показана осциллограмма изменения момента сил упругости шпинделя в процессе работы стана пилигримовой прокатки труб.

Здесь следует подчеркнуть одно весьма важное обстоятельство. При калибровке пилгерных валков принимается во внимание только характер деформации металла в процессе прокатки и совершенно оставляется без внимания закон изменения момента прокатки, оказывающий существенное влияние на динамику главной линии стана. При форсировании работы станом, очевидно, при калибровке, необходимо, кроме чисто технологических требований, удовлетворять еще и условия, при которых работа

стана будет наиболее благоприятной с динамической точки зрения.

В главных линиях пилигримовых установок возможны еще большие динамические нагрузки вследствие удара заготовки о валки при неудовлетворительной работе подающего аппарата, не обеспечивающего затормаживания заготовки при подходе ее к валкам.

Этот случай динамического нагружения будет рассмотрен особо.

Нагрузки периодические, определяемые калибровкой валков. С нагрузками такого типа мы сталкиваемся при прокатке перио-

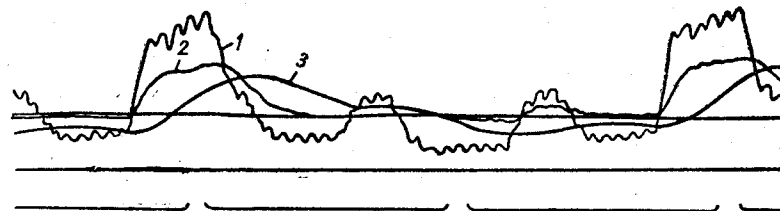


Рис. 6. Осциллограмма изменения давления на валки и момента на шпинделе в процессе периодической прокатки автомобильных осей на линейном прокатном стане:

1 — момент сил упругости на шпинделе; 2 — давление на шейке валков; 3 — сила тока в роторе.

дических профилей, в роликовых станах типа Сендзимира, станах холодной прокатки труб и др.

Опыты показали, что конструктивные формы заготовок деталей, получаемых в процессе периодической прокатки, в большой мере влияют на закон изменения нагрузки главной линии. Неудачный выбор конструктивных форм может привести к значительным перегрузкам главной линии. Показательным в этом отношении является периодическая прокатка осей автомобилей заводов ЗИЛ и ГАЗ на мелкосортном линейном стане №5 завода им. Петровского (рис. 6). Следует отметить, что при отсутствии колебательной нагрузки на шейках валков момент сил упругости шпинделя имеет периодическую составляющую.

Опытом установлено, что динамические нагрузки стана при прокатке осей автомобиля завода ЗИЛ значительно больше, чем при прокатке осей автомобиля ГАЗ. При сопоставлении конструктивных форм осей выяснилось, что причиной больших перегрузок стана являются резкие переходы одного сечения в другое в осях автомобиля ЗИЛ, чего нет в осях автомобиля ГАЗ.

В связи с этим естественно, чтобы технологи для создания более благоприятных условий работы стана потребовали у конструкторов внести в конструкцию осей такие изменения, при которых неравномерность нагрузки и динамический эффект ее будут снижены.

Нагрузки, имеющие автоколебательный характер. В процессе прокатки при больших обжатиях заготовки на блюмингах, слябингах, крупных заготовочных станах, листовых станах и других не исключена возможность пробуксовывания, имеющей прерывистый характер, иногда периодический, или же полного буксования. Такие случаи наблюдаются при эксплуатации станов, например при прокатке в первой клетки крупносортного стана 500 ММК, блюминга завода им. Петровского [29], на универсальном стане завода им. Дзержинского [30] и др.

На рис. 7 приведена осциллограмма изменения давления на валки в клетке дуо непрерывного тонколистового стана 1680 при

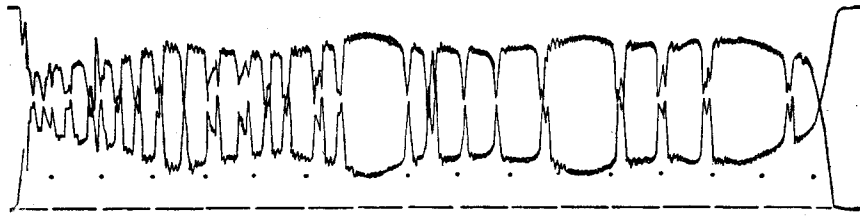


Рис. 7. Осциллограмма давления металла на валки в процессе периодического срыва заготовки.

прокатке марганцевистой стали 12ГС. На осциллограмме зафиксированы давления на левый и правый нажимной винты, имеющие в результате пробуксовывания заготовок прерывистый характер, причем давление на каждый из винтов падает почти до нуля [31].

Эти же явления искусственно воспроизводились в специальных опытах при прокатке на клин [29, 32, 33] нагретых стальных и свинцовых образцов.

Пробуксовывание или полное буксование наступает в том случае, когда появляется в результате уменьшения коэффициента трения предельное состояние равновесия прокатываемого образца, т. е. когда нейтральное сечение в зоне деформации совпадает с линией центров валков.

Установлено [29, 32, 33], что уменьшение коэффициента трения происходит вследствие наличия первичной окалины на поверхности прокатываемой заготовки.

Если полное буксование легко объяснить нарушением условий захвата заготовки, то прерывистый характер захвата, наблюдающийся при пробуксовывании, исследован недостаточно. Во всяком случае физическая сторона вопроса изучена совершенно неудовлетворительно.

Исследованию подверглись образцы, прокатываемые в открытых калибрах, когда, кроме относительного скольжения вдоль оси прокатки, было еще и скольжение вдоль оси валка вследствие уширения.

Если усреднение коэффициента трения и пренебрежение влия-

нием уширения на распределение сил трения в очаге деформации допустимо при рассмотрении устойчивого процесса прокатки, когда имеется еще резерв для втягивающих сил, усреднение для предельного случая уже недопустимо, так как трудно при этих условиях объяснить захват заготовки, который наблюдается при пробуксовке.

По-видимому, на процесс периодической пробуксовки оказывают влияние изменение коэффициента трения в зависимости от скорости, неоднородность поля относительных скоростей точек заготовки и поверхности валка в пределах очага деформации, эластичность главной линии, наконец, величина обжатия заготовки.

Изучение осциллограмм [33] изменения давления на валки, приводящие к такой же закономерности изменения момента сил упругости в шпинделях, позволяет предположить, что периодическое пробуксовывание является результатом возбуждения автоколебаний, появляющихся при определенном режиме в системе, на которую действуют силы трения, изменяющиеся с увеличением относительной скорости скольжения. Количественная оценка пробуксовывания, вредно отражающегося на работе прокатного оборудования, требует постановки специальных исследований, которые позволили бы для различных условий прокатки и различных характеристик главных линий описать процесс соответствующими уравнениями.

С динамическими нагрузками, возникающими в звеньях механизмов тяжелых машин вследствие автоколебательного режима, можно столкнуться в ряде других случаев; например, в методических печах заготовочных и листопрокатных станов для нагрева крупных заготовок — блюмсов и слябов — в процессе их проталкивания через печь с малой постоянной скоростью движения толкателя.

Нагрузки типа импульса могут быть в результате приложения кратковременной нагрузки, например, при резании заготовки на летучих ножницах или в результате удара заготовки о валки. Если в первом случае характер изменения нагрузки полностью определяется геометрией резания и пластическими свойствами разрезаемого материала, то в случае ударного импульса поведение главной линии будет зависеть от относительной скорости заготовки и валков, масс заготовки и валков, а также профиля валков.

При ударе заготовки о валки последним сообщается (рис. 8) ударный импульс и, следовательно, дополнительная скорость.

Предполагая удар пластическим мгновенным и определяя ударный импульс $S = \int_0^f R dt$ через изменение количества движения заготовки и валков, найдем значение угловой скорости ω_1 валков после удара

$$\omega_1 = \frac{\frac{mr^2 \sin \alpha \sin \varrho}{2 \cos(\alpha + \varrho)} \omega_0' + \Theta}{\frac{mr^2 \sin \alpha \sin \varrho}{2 \cos(\alpha + \varrho)} + \Theta}, \quad (5)$$

где $\omega_0' = \frac{v_0}{r \sin \alpha}$, v_0 и m — начальная скорость и масса заготовки, ω_0 и Θ — угловая скорость перед ударом и момент инерции валков, ϱ — угол трения.

Из формулы (5) видим, что в результате удара угловая скорость валка увеличивается, т. е. $\omega_1 > \omega_0$. Учитывая, что перед захватом главная линия была не напряжена, вследствие удара может образоваться зазор в сочленениях, ибо валок будет обгонять шпиндель. За этим может последовать упругий удар после выборки зазора и как следствие — значительное повышение динамического эффекта приложения момента прокатки.

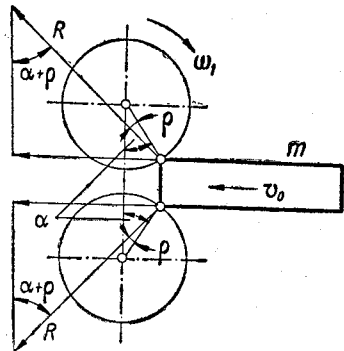


Рис. 8. Определение начальной скорости при ударе заготовки о валки.

α определяется в зависимости от положения валка в момент

В станах пилигримовой прокатки труб валок и заготовка движутся навстречу друг другу (рис. 9). В соответствии с этим у ω_0 в формуле (5) мы должны изменить знак на противоположный, в результате чего $\omega_1 < \omega_0$. Угол

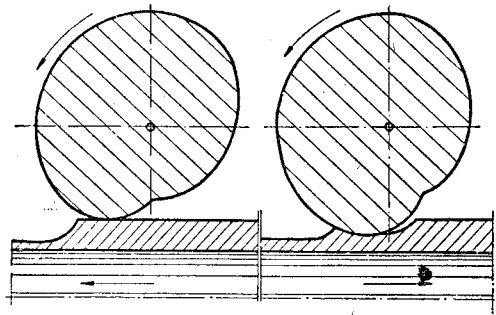


Рис. 9. Взаимное расположение заготовки и валков перед захватом и после захвата заготовки валками пилигримового стана.

контакта поверхности калибра его с заготовкой. В рассматриваемом случае зазор в шпиндельном соединении не меняет знака,

но вследствие действия ударного импульса в том же направлении, что и момент прокатки, эффекты их приложения складываются и динамические перегрузки могут быть очень велики.

В качестве примера мы приведем обработанную осциллограмму (рис. 10) момента сил упругости шпинделя, появившегося при

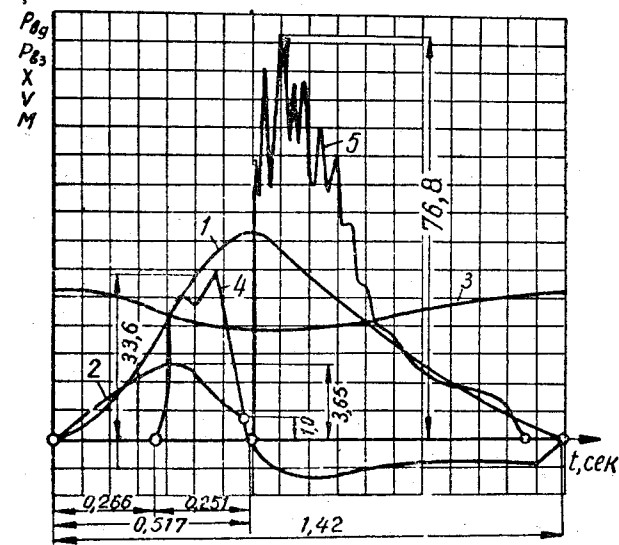


Рис. 10. Осциллограмма процесса прокатки труб на пилигримовом трубопрокатном стане:

1 — кривая перемещения плунжера подающего аппарата; 2 — кривая скорости заготовки; 3 — кривая изменения давления воздуха в камере подающего аппарата; 4 — кривая изменения давления жидкости в тормозной камере подающего аппарата; 5 — кривая изменения момента сил упругости шпинделя.

неудовлетворительной работе подающего аппарата пильгерной установки [34]. Коэффициент динамичности достигает величины 2,18 вместо 1,1—1,2 при нормальной работе. Сравнивая эту осциллограмму с осциллограммой на рис. 1, снятой при нормально работавшем подающем аппарате, нетрудно выявить эффект ударного действия заготовки на поведение главной линии.

§ 2. Момент двигателя

На поведение механизмов металлургических машин оказывает влияние также закон изменения момента двигателя, определяемый характеристикой его.

При исследовании прокатных станов о моменте прокатки обычно судят по току ротора двигателя, в некоторых случаях по мощности, имея при этом дополнительную информацию об угловой скорости ротора.