

ВЕСТНИК ИНЖЕНЕРОВ и ТЕХНИКОВ

1 9  4 7

ИЗДАТЕЛЬСТВО ВЦСПС — ПРОФИЗДАТ
МОСКВА

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Политические и научные знания — массам!	241
Инж. А. В. Лакедемонский — О задачах центральных заводских лабораторий	243
Канд. техн. наук С. И. Ратнер.—К вопросу о единой теории прочности	244
Д-р техн. наук Е. П. Попов.—К расчету сильно изгибающихся плоских пружин	252
Проф. В. А. Юдин, доц. Л. В. Петрокас, доц. Л. И. Жигалов и асс. Ф. А. Шкловская—Основные вопросы синтеза планетарного редуктора с внутренним вцеплением и большим передаточным отношением	256
Д-р техн. наук, проф. Н. В. Воробьев.—К вопросу расчета цепных передач на износ	263
Засл. деятель науки и техники, д-р техн. наук, проф. И. Н. Бутаков —Утилизация тепла выхлопного пара паровозов	267
Инж. А. Г. Членов—Конструкция малых термических печей при газовом отоплении	269
Инж. Ч. А. Соболевский—К вопросу о получении высококалорийного газа из торфа	272
Новые стандарты	275
Хроника научных инженерно-технических обществ	
Обращение	277
Во Всесоюзном совете НИТО. Лучшая ячейка Общества	277
В Ленинградском совете НИТО	278
Критика и библиография	
Аннотации трудов Общественного университета ВСНИТО, вышедших из печати в 1946—1947 гг	279
Аннотации трудов Общества водников	280

Редакционная коллегия: проф. В. С. ЕМЕЛЬЯНОВ, инж. В. П. ЛЕБЕДЕВ, акад. В. Л. ПОЗДЮНИН
член-корр. АН СССР Н. С. СТРЕЛЕЦКИЙ, член-корр. АН СССР А. Б. ЧЕРНЫШЕВ.

А Д Р Е С Р Е Д А К Ц И И: Москва, Проезд Владимирова, 6. Тел. Н-4-88-65.

В Е С Т Н И К И Н Ж Е Н Е Р О В и Т Е Х Н И К О В

« ENGINEERS AND TECHNICIANS BULLETIN »

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ОРГАН ВСНХО

« BULLETIN DES INGENIEURS ET DES TECHNICIENS »

ОСНОВАН В 1915 г. ПОЛИТЕХНИЧЕСКИМ ОБЩЕСТВОМ в МОСКВЕ и ОБЩЕСТВОМ ТЕХНОЛОГОВ в ЛЕНИНГРАДЕ

№ 7 1947 г.

Июль—август

Политические и научные знания—массам!

Октябрьская социалистическая революция открыла безграничные возможности для культурного роста народных масс. В старом капиталистическом обществе культура являлась достоянием лишь имущих классов. Крайняя степень разделения труда привела к антагонизму между трудом умственным и физическим.

В буржуазном обществе функции умственного труда были уделом ограниченной прослойки интеллигенции, которая рекрутировалась из среды имущих классов: капиталистов, помещиков, купцов. «Все агрономы, инженеры, учителя, все они, — говорил Ленин, — брались из имущего класса; не из воздуха они упали! Неимущий пролетарий от станка и крестьянин от сохи пройти университета не могли ни при царе Николае, ни при республиканском президенте Вильсоне. Наука и техника — для богатых, для имущих; капитализм дает культуру только для меньшинства». (Ленин, Соч., т. XXIV, стр. 64—65).

За годы советской власти в нашей стране произошла подлинная культурная революция. «С точки зрения культурного развития народа, — говорил товарищ Сталин на XVIII съезде партии, — отчетный период был поистине периодом культурной революции».

Уже в 1938—39 гг. СССР стоял на первом месте в мире по числу учащихся в общеобразовательных школах и имел в 1,2 раза больше учащихся в этих школах, чем в Великобритании, Германии, Франции, Италии вместе взятых, и в 1,4 раза больше студентов, чем в тех же странах плюс Япония. К началу 1939 г. в Советском Союзе было 240 тысяч библиотек, в которых насчитывалось около полумиллиарда книг. Число массовых библиотек в Советском Союзе по сравнению с дореволюционным временем увеличилось в 6 раз. Громадными многомиллионными тиражами выпускались произведения классиков русской литературы — Пушкина, Лермонтова, Толстого, Некрасова, Чехова, Салтыкова-Щедрина и др.

Известно, какую огромную заботу партия проявила о подготовке кадров технической интеллигенции. Состав учащихся вузов за годы советской власти решительно изменился в сторону увеличения приема студентов из числа рабочих и крестьян. Рабочее ядро учащихся в промышленных вузах в последние годы составляло около 75 проц.,

а по ряду вузов — даже 80—90 проц. Выпуск специалистов из вузов за первую пятилетку составил 170 тыс. человек, за вторую — 370 тыс. человек. С 1928 по 1938 г. советские вузы и техникумы подготовили около 1 800 тыс. специалистов.

В итоге грандиозной работы, проделанной партией и советским правительством, число людей со средним и высшим образованием по переписи 1939 г. превысило 13 миллионов человек, из них 10 миллионов получили образование при советской власти.

Таковы некоторые итоги и некоторые цифры, которые характеризуют происшедшую в Советском Союзе культурную революцию.

«Раньше, — говорил В. И. Ленин на III Всероссийском съезде Советов в январе 1918 г., — весь человеческий ум, весь его гений творил только для того, чтобы дать одним все блага техники и культуры, а других лишить самого необходимого — просвещения и развития. Теперь же все чудеса техники, все завоевания культуры станут общенародным достоянием и отныне никогда человеческий ум и гений не будут обращены в средства насилия и средства эксплуатации. Мы это знаем, — и разве во имя этой величайшей исторической задачи не стоит работать, не стоит отдать всех сил? И трудящиеся совершат эту титаническую историческую работу, ибо в них заложены дремлющие великие силы революции, возрождения и обновления». (Ленин, Соч., т. XXII, стр. 225).

Эти принципы, на которых зиждется развитие социалистической культуры, сформулированные В. И. Лениным в первые годы советской власти, успешно осуществляются. В нашей стране созданы изумительные условия для работы ученых, деятелей науки.

Советские ученые не замыкаются в собственную скорлупу, как это имеет место в буржуазных странах. Советские ученые несут все свои знания, самые последние достижения науки в массы.

Известен пример великого русского ученого Климента Аркадьевича Гимязева, который в самые тяжелые годы советской власти нес знания, культуру в народ. Перед смертью своей он писал: «Большевики, проводящие ленинизм, я уверен и убежден, — работают для счастья народа и приводят его к счастью. Я всегда был ваш и с вами. Передайте Владимиру Ильичу мое восхищение его

гениальным разрешением мировых вопросов в теории и на деле».

Создание Всесоюзного общества по распространению политических и научных знаний имеет целью усиление связей между наукой и народом, повышение культуры народа, усиление политического и культурного просвещения масс.

В капиталистических странах углубляется пропасть, созданная между умственным и физическим трудом. Автоматизация и механизация труда все больше низводят роль рабочего к функциям самой простой рабочей машины, усугубляется противоположность между рабочим и руководящим персоналом предприятия.

Возникшее в Советской стране в 1935 году стахановское движение явилось выражением колоссального роста культурно-технического уровня рабочих масс. Об этом говорил товарищ Сталин, анализируя корни и истоки стахановского движения:

«Разве не ясно, что стахановцы являются новаторами в нашей промышленности, что стахановское движение представляет будущность нашей индустрии, что оно содержит в себе зерно будущего культурно-технического подъема рабочего класса, что оно открывает нам тот путь, на котором только и можно добиться тех высших показателей производительности труда, которые необходимы для перехода от социализма к коммунизму и уничтожения противоположности между трудом умственным и трудом физическим».

Мы живем в эпоху, когда социализм из мечты о лучшем будущем человечества превратился в реальную действительность. Тяга масс к культуре с каждым днем усиливается. Это вызывает необходимость в дальнейшем усилении работы по распространению политических и культурных знаний.

Созданное Общество будет вести политическое просвещение народа на единственно научном мировоззрении — марксизме-ленинизме. Одной из центральных задач Общества является разоблачение междонародной реакции и ее «ученых прислужников», разоблачение расистских и иных реакционных «теорий», фашистской идеологии, апологии империализма, каким бы псевдо-научным флагом она не прикрывалась. Пропагандистская деятельность вновь созданного Общества должна быть боевой, воинствующей, наступательной.

Марксизм-ленинизм это единственный метод научного подхода к общественным явлениям, которым обязаны руководствоваться деятели любой отрасли культуры и науки. Тот, кто игнорирует марксизм-ленинизм, кто отвергает учение о материалистическом понимании общественных явлений, тот перестает быть ученым, та наука перестает быть наукой.

Возьмем, например, инженерную деятельность. Знание марксизма-ленинизма совершенно необходимо любому инженеру, наряду с хорошим знанием своей технической специальности. В капиталистическом обществе инженер — слуга капиталиста. Он принадлежит к замкнутой, чуждой трудящимся касте технических спецов. Советский инженер — руководитель производства, новатор, почетная фигура среди трудящихся. Перед ним открыты необъятные возможности для творческой деятельности. Он должен быть не только знатоком тех или иных технических приемов. Его инженерная деятельность будет плодотворной только в том случае, если он

будет видеть перспективы развития всей отрасли, всего хозяйства, всего общества, в котором он живет.

«Марксистская наука дает возможность понимать не только отдельные явления, но и целые формации человеческого общества». (М. И. Калинин, «О коммунистическом воспитании», стр. 264).

Проводя научно-пропагандистскую деятельность вновь созданное Общество будет бороться против низкопоклонства перед иностранной наукой и техникой. Русская наука дала миру выдающихся ученых и выдающиеся научно-технические открытия.

Великое научное и культурное наследие, которое получила Советская страна, могучий рост ее науки и культуры в годы советской власти, должны вызывать в широких массах трудящихся чувства национальной гордости, чувства великого патриотизма, они должны вдохновить их на новые подвиги в труде, в науках и во всяких искусствах. Лекции и издания Общества должны содействовать укреплению морально-политического единства советского народа.

Научные инженерно-технические общества должны принять активное участие в работе Общества по распространению политических и научных знаний. Членами НИТО являются десятки тысяч передовых инженеров, научных деятелей, профессора и доценты, доктора и кандидаты наук. В какой бы области они ни работали, всюду имеются захватывающие проблемы, которые интересуют и волнуют миллионы трудящихся!

Знакомить широкие массы с открытиями в различных областях науки и техники, с тем, какое влияние эти открытия могут оказать сегодня и завтра на дальнейший подъем экономической и технической мощи нашей Родины, на рост материального благосостояния трудящихся масс, как эти открытия могут сказаться на ускорении выполнения задач, поставленных в пятилетнем плане, — вот благородная и вместе с тем весьма ответственная задача для НИТО, для действительных членов Общества по распространению политических и научных знаний, для членов-соревнователей!

Сила советской науки и советских научных деятелей в том, что они поддерживают тесные связи с массами. В нашей стране происходит диффузия знаний — передовые научные деятели несут свои знания в массы, массы передают свой опыт строительства научным деятелям, чтобы его анализировать, обобщать и на основе этого делать новые научные открытия, формулировать новые научные законы. И чем сильнее будет это взаимодействие научных деятелей и всей массы трудящихся, тем больше будут успехи нашей страны.

«Мы хотим сделать всех рабочих и всех крестьян культурными и образованными, — говорил товарищ Сталин на XVIII партийном съезде, — и мы сделаем это со временем».

Перед советской интеллигенцией, в частности перед технической интеллигенцией нашей страны, поставлены ответственные задачи, и можно быть уверенными, что она оправдает надежды, возлагаемые на нее партией и великим Сталиным.

За работу! Понесем знания и культуру в массы! Еще выше поднимем культурно-технический уровень населения нашей страны, ее славного рабочего класса, колхозного крестьянства!

О задачах центральных заводских лабораторий¹

Инж. А. В. ЛАКЕДЕМОНСКИЙ
(Член Общества машиностроителей)

Сталинский пятилетний план восстановления и развития народного хозяйства СССР на 1946—1950 гг. ставит перед советской наукой и техникой грандиозные задачи. Предусматриваемые планом новые технологические процессы, конструирование и производство новых машин и агрегатов требуют от научно-технической интеллигенции высоких знаний, большого напряжения сил и четкой организации труда.

На страницах нашего журнала² уже поднимался вопрос о постановке научно-исследовательской работы в области промышленности, подчеркивалась необходимость единого планирования этой работы и освещалась роль центральных научно-исследовательских институтов и инженерно-технических обществ.

Весьма ответственная роль в выполнении общего плана научно-технических работ принадлежит центральным заводским лабораториям.

По своему характеру эти лаборатории стоят на стыке между наукой и производственной практикой, благодаря чему являются основным проводником современных научных достижений в промышленности. Непосредственная связь лаборатории с заводом дает ей возможность непрерывно изучать нужды своего производства и оперативно использовать современные достижения науки и техники.

Опыт военных лет показал, что в ряде случаев центральные заводские лаборатории решали проблемы создания новых технологических процессов быстрее и оперативнее, чем межотраслевые научно-исследовательские институты. Лаборатории крупных предприятий часто разрабатывали вопросы, имеющие отраслевое значение. В результате многие работы, выполненные заводскими лабораториями, удостоены Сталинских премий.

Новый пятилетний план ставит перед центральными лабораториями еще более серьезные задачи, выполнение которых требует значительной перестройки работы лабораторий.

До настоящего времени на некоторых предприятиях роль лаборатории сводится к выполнению функций технического контроля или экспресс-исследований. Такое сужение задач, безусловно, неправильно. Центральная лаборатория должна прежде всего заниматься научно-исследовательской разработкой и освоением новых технологических процессов. Все эксперименты должны проводиться в лаборатории, по возможности на собственном оборудовании. Окончательно разработанная технология передается в цех и под техническим руководством лаборатории осваивается на производственном оборудовании. Затем наблюдение и контроль над выполнением технологии

ложится целиком уже на технические части, цеховые экспресс-лаборатории и ОТК. Центральные лаборатории должны привлекаться только при длительной разладке технологического процесса, сопровождающейся массовым браком.

Проведение экспериментальных работ непосредственно в цехах приучает к мысли о возможности изменения технологического режима, что, как правило, расшатывает технологическую дисциплину цеха и снижает общее качество продукции. Поэтому все экспериментальные работы следует сосредотачивать в лабораториях.

Не менее важными задачами центральной лаборатории является интенсификация и усовершенствование существующих технологических процессов, повышение качества выпускаемой продукции и общей культуры производства. Как показала практика, чем лучше работает центральная лаборатория, тем выше общий культурный уровень производства. Центральная заводская лаборатория — мерило технического уровня предприятия.

Одной из существенных задач этих лабораторий является научная обработка наиболее важных рационализаторских предложений и непосредственная помощь изобретателям и стахановцам.

Успешное разрешение задач, стоящих перед центральными лабораториями, в значительной мере зависит от рациональности их организационной структуры. До настоящего времени на многих предприятиях существует неправильная раздробленность лабораторий. Так, на одном из ведущих заводов имеется несколько самостоятельных центральных заводских лабораторий (металловедческая, химическая, литейная и т. д.) и несколько отдельных цеховых лабораторий. Эти лаборатории находятся в подчинении различных отделов завода и между собой не поддерживают практически никакой технической связи.

Данная структура приводит к нерациональному использованию научно-исследовательских кадров и лабораторного оборудования ввиду естественного при такой организации стремления каждой лаборатории иметь собственное оборудование и штаты для вспомогательных экспериментов. Как показал опыт, все это сильно тормозит проведение комплексных научно-исследовательских работ.

Научно-исследовательские секции (НИС) по этим же причинам не могут обеспечить единую направленность научно-технических исследований завода, в результате чего тематика разпыляется, проблемы разрабатываются поверхностно, государственные средства тратятся нерационально.

Совершенно очевидна срочная необходимость в реорганизации структуры заводских лабораторий.

Каждое крупное предприятие должно иметь одну единую центральную заводскую лабораторию, в составе которой объединяются все специализированные лаборатории (химическая ме-

¹ В порядке обсуждения.

² В. П. Лебедев, «Вестник инженеров и техников», 1946, № 7, стр. 197—199.

талловедческая, литейная, коррозионная и т. д.) кроме цеховых. Начальники всех лабораторий должны подчиняться начальнику центральной заводской лаборатории, а последний — главному инженеру.

При такой структуре облегчится создание единой направленности научно-исследовательской мысли предприятия и возможность руководства ею главным инженером.

Серьезность задач, стоящих перед заводскими лабораториями, требует от их работников весьма высоких разносторонних технических знаний. Лаборатории должны укомплектовываться наиболее высококвалифицированными инженерами производства, проявляющими склонность к научно-исследовательской работе, к рационализации и изобретательству.

Особое внимание следует обратить на непрерывное повышение квалификации работников центральных заводских лабораторий. Необходимо поддерживать и поощрять работников, подготовляющихся к защите диссертаций на соискание ученых степеней.

Следует пересмотреть существующую систему оплаты труда заводских исследователей, приравняв их к соответствующим работникам научно-исследовательских институтов. В настоящее время заводские исследователи часто оплачиваются ниже соответственного цехового инженерно-технического персонала, что тормозит привлечение лучших инженеров в лаборатории.

Особое значение для успешной научной работы имеет рациональное планирование ее. Отсутствие единой направленности в тематике приводит к тому,

что одна и та же работа проводится несколькими организациями того же министерства. Это вызывает напрасную трату государственных средств и нерациональную загрузку научно-исследовательских кадров.

Министерства должны тщательно и одновременно рассматривать годовые планы научно-исследовательских работ своих учреждений и предприятий, не допуская параллельности и создавая определенную направленность исследовательской мысли.

Общий годовой план исследований по тому или иному министерству надо доводить до сведения всех предприятий данной отрасли промышленности.

Для улучшения обмена опытом между предприятиями и ознакомления широких масс технической интеллигенции с результатами проводимых исследований необходима широкая публикация их в печати. С этой целью при крупных предприятиях следует организовать выпуск бюллетеней или сборников 1—2 раза в год.

Особое внимание надо обратить на внедрение в производство проведенных исследований. Каждая работа, давшая положительные результаты, должна обязательно включаться в оргтехплан предприятия. Совершенно необходимо создать заинтересованность цеховых работников и исследователей в практическом внедрении результатов исследований.

Организационное улучшение работы центральных заводских лабораторий позволит им с честью выполнить свои задачи в первой послевоенной сталинской пятилетке.

К вопросу о единой теории прочности¹

Канд. техн. наук С. И. РАТНЕР
(Член Общества машиностроителей)

Основная задача теории прочности состоит в установлении критериев, с помощью которых, зная поведение материала при простом напряженном состоянии (например, растяжении), можно будет предсказать, когда наступит состояние текучести или разрушение материала при различных сложных напряженных состояниях.

В отличие от всех существующих теорий прочности единая теория прочности Я. Б. Фридмана (1) устанавливает два критерия для наступления разрушения: приведенные напряжения — для случаев хрупкого разрушения, и максимальные касательные напряжения — для случаев пластического разрушения. Принимается, что материал обладает двумя, совершенно самостоятельными константами прочности при разрушении: 1) сопротивлением отрыву (σ_T) и 2) сопротивлением срезу (t_K), причем хрупкое разрушение (путем отрыва) определяется нормальными напряжениями, а пластическое раз-

рушение (путем среза) — касательными напряжениями.

Единая теория прочности покоится на следующих двух положениях:

1. Каждый материал может разрушаться хрупко от нормальных напряжений или пластически — от касательных напряжений, в зависимости от характера напряженного состояния. Так например, при растяжении чугун разрушается от нормальных напряжений, как только они превзойдут величину его сопротивления отрыву; — при сжатии же он разрушается от касательных напряжений в тот момент, когда они достигнут определенной величины — сопротивления срезу чугуна.

Представления Я. Б. Фридмана о двух видах разрушения, обуславливающих совершенно различными по своей природе напряжениями, имеют большое позитивное значение. Они помогли объяснить ряд экспериментально наблюдавшихся, казалось бы, совершенно непонятных и противоречивых фактов.

¹ В порядке обсуждения (см. № 4 «Вестн. Инж. и Техн.» за 1947 г.)

2. Связь между напряжениями и деформациями в координатах «касательные напряжения — сдвиги» выражается единой кривой, не зависящей от вида напряженного состояния. Конечная точка этой кривой для пластических материалов и представляет собой сопротивление срезу (t_n), являющееся константой материала. В том случае, когда разрушение происходит путем отрыва, кривая деформации обрывается раньше.

Эти два основных положения единой теории прочности графически выражены Я. Б. Фридманом в диаграмме механического состояния (рис. 1). В левой части диаграммы предельные состояния текучести и разрушения нанесены параллельно координатным осям. В правой части помещается кривая течения, не зависящая от вида напряженного состояния.

Вторая предпосылка единой теории прочности (в сочетании с тем, что за сопротивлением срезу и сопротивлением отрыву признается значение

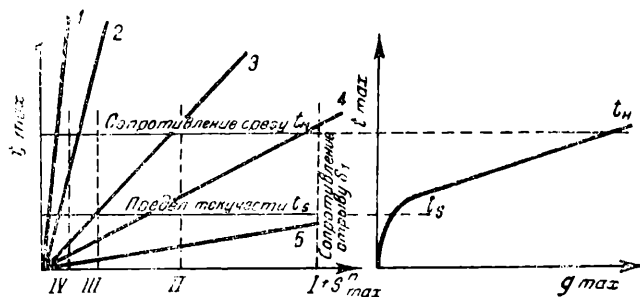


Рис. 1. Диаграмма механического состояния, учитывающая основные свойства материала (обобщенную диаграмму деформации и сопротивление отрыву) и напряженное состояние (по Я. Б. Фридману)

констант) в том случае, если бы она оказалась справедливой, явилась бы, по существу, решением главной задачи, формулируемой каждой теорией прочности: дать критерий для наступления текучести и разрушения при любом сложном напряженном состоянии, зная поведение материала, скажем, при одноосном растяжении или сжатии.

В конечном счете вопрос сводится к следующему: существует ли универсальная связь между деформациями и напряжениями, независимо от характера напряженного состояния, и справедливо ли представление о сопротивлении срезу как о константе материала. Другими словами, существует ли обобщенная кривая течения и можно ли говорить об обобщенном сопротивлении срезу, не зависящем от вида деформации.

Вопрос о существовании обобщенной диаграммы деформации обсуждался много раз. Первые представления о кривой течения были изложены Людвигом (2). Он считал, что кривые деформации, построенные в координатах «максимальные касательные напряжения (t_{max}) — максимальные условные сдвиги (γ_{max})», не зависят от вида напряженного состояния и являются, таким образом, абсолютной характеристикой материала. Построенные Людвигом кривые течения при растяжении, сжатии и кручении для меди, железа и мягкой стали показали небольшие расхождения. Затем Людвик распространил свои представления и на более сложные случаи нагружения, опубликовав сов-

местно с Шеу (3) исследования по растяжению, сжатию, кручению и прокатке меди.

Позднее Закс (4) также сопоставил кручение, растяжение, сжатие, прокатку и волочение меди. Пределы текучести предварительно прокатанной и волоченной меди, определенные им из опытов на растяжение, очень хорошо совпадают с кривыми кручения и растяжения (до образования шейки).

В дальнейшем идея независимости кривой деформации от вида напряженного состояния подробно освещалась в работах Надаи, Дэвиса, Большаиной, Мак-Грегора и др.¹ Однако если сам Людвик осторожно подчеркивал приближенный характер обобщенной кривой, то в некоторых более поздних работах [например, (5)] эта идея приобрела характер некоего универсального закона.

Между тем, весьма многие экспериментальные факты совершенно не укладываются в рамки представлений об единой для всех напряженных состояний кривой течения и о сопротивлении срезу, как о константе материала. Не говоря уже о том, что Людвик [как показал Н. Н. Давиденков (6)] ошибочно подсчитывал деформации при растяжении и сжатии и при соответствующем пересчете соотношение между кривыми получилось бы существенно иным, можно привести многочисленные факты, когда и кривые течения и сопротивление срезу при различных напряженных состояниях обнаруживали весьма значительное расхождение. Такие факты наблюдались и для одноосных, и для плоских, и для объемных напряженных состояний.

Приведем некоторые из них:

1. Зибель и Помп (7) получили удовлетворительное совпадение кривых деформации при одноосных растяжении и сжатии лишь для двух чистых металлов: меди и алюминия. Аналогичные кривые для ряда сталей имели весьма значительное расхождение; кривая сжатия во всех случаях располагалась значительно выше кривой растяжения. Так например, при 20% деформации это расхождение для никелевой стали составляло 30%.

2. Зибель и Майер (8), накладывая внутреннее давление на продольное растяжение (при испытании труб), т. е., создавая практически плоское напряженное состояние в элементе трубы, установили, что с увеличением среднего главного напряжения понижались не только пластичность и предел прочности, но и сопротивление разрушению (Reissfestigkeit) исследуемых материалов (сталей и латуни). При этом сопротивление разрушению понижалось и в тех случаях, когда характер разрушения не менялся и трубы разрушались пластически (например, при отношении $s_1 : s_2 = 1 : \frac{1}{2}$, когда деформация была достаточно высокой и составляла 40%).

Бриджмен (9), испытывая различные стали в условиях плоского напряженного состояния сжатия, тоже установил, что кривая деформации при двухосном сжатии во всех случаях (за исключением одного) лежит выше соответствующей кривой для

¹ Следует отметить, что американские ученые при построении обобщенных кривых отдают предпочтение октаэдрическим касательным напряжениям (t_n) и октаэдрическим сдвигам (g_n) перед максимальными касательными напряжениями (t_{max}) и максимальными сдвигами (g_{max}), т. е. исходят из IV теории прочности, а не из III, как Людвик.

одноосного сжатия. На рис. 2 приведена одна из диаграмм Бриджмена.

Как обнаружил Дэвис (10), пластичность и прочность, подсчитанные по IV и по III~теориям прочности, при двухосном растяжении значительно ниже, чем при одноосном, при одинаковом виде разрушения¹.

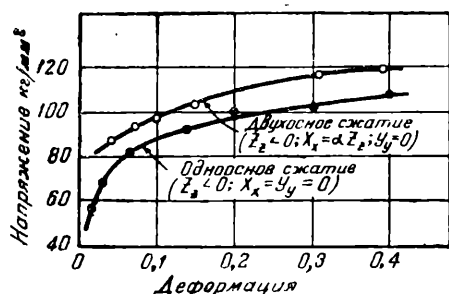


Рис. 2. Кривые деформации при сжатии стали 1045, отожженной при 650° (по Бриджмену)

В табл. 1 приведены полученные Дэвисом данные.

Таблица 1

Напряженное состояние	Касательные напряжения при разрушении кг/мм ²		Истинная деформация при разрушении, %	Истинный сдвиг при разрушении	
	максимальные $t_{\max}$	октаэдрические t_n		максимальный $g_{\max}$	октаэдрический g_n
Одноосное растяжение	39,5	37,2	78,0	1,23	1,106
Двухосное растяжение ($\sigma_2 = 0,775 \sigma_1$) ($\sigma_r = 2,5 \text{ кг/мм}^2$)	32,8	30,0	43,0	0,71	0,62

Попутно укажем, что результаты опытов Мак-Грегора и Коффина (11), наблюдавших малые расхождения в сопротивлении разрушению при одноосном и двухосном (с различным соотношением $\sigma_1 : \sigma_2$) растяжениях, приведенные Н. Н. Давиденковым, не кажутся нам столь обнадеживающими и противоречащими экспериментальным данным Дэвиса. В самом деле, ведь именно те случаи двухосного растяжения, при которых Дэвис установил значительные отклонения в прочности и пластичности по сравнению с одноосным растяжением (например, при $\sigma_2 = 0,775 \sigma_1$ или $\sigma_2 = 0,80 \sigma_1$), и не исследовались вообще Мак-Грегором и Коффином.

Результаты опытов Бриджмена и Дэвиса показывают, что и при переходе к плоскому напряженному состоянию меняется не только пластичность материала, но и его прочность при разрушении. Правда, наблюдались факты, когда такой переход сказывался лишь на величине пластичности при неизменном сопротивлении разрушению. Но даже и в этом случае нельзя уже говорить о независимости

кривой деформации от вида напряженного состояния, и, может быть, совпадение прочностных характеристик при разрушении следует рассматривать скорее как случайный факт. Нетрудно видеть (рис. 3), что чем больше разница в пластичности (при одинаковом сопротивлении разрушению), тем значительнее расходятся кривые течения.

3. Характер объемного напряженного состояния еще сильнее сказывается на ходе кривой деформации и на сопротивлении разрушению материала. В дополнение к примерам Н. Н. Давиденкова (12), укажем на опыты Закса и Линикуса (13), исследовавших кривые деформации латуни (рис. 4) и стали, предварительно наклепанных (на разную степень обжатия) волочением.

Если представления об обобщенной кривой справедливы и способ пластической деформации не вносит никаких принципиальных изменений в состояние материала, то кривые растяжения предварительно наклепанной латуни, дойдя до точки А (или В), должны были бы слиться с кривой растяжения отожженной латуни. Между тем, чем больше угол заострения фильера, т. е. чем резче отличаются напряженные состояния волочения и растяжения, тем круче идет кривая растяжения наклепанного материала и тем сильнее отклоняется она от соответствующей кривой для отожженного материала.

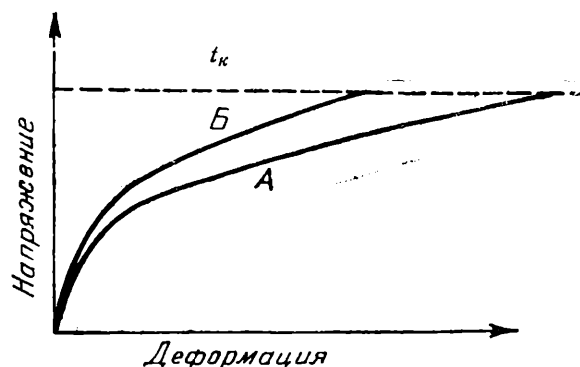


Рис. 3. Схематические изображения кривых деформации при одноосном А и плоском Б напряженных состояниях

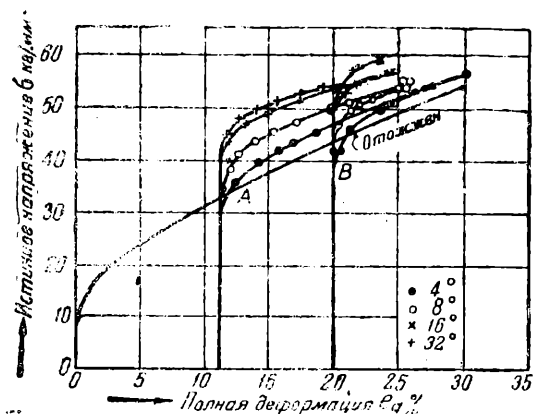


Рис. 4. Кривые растяжения отожженной и предварительно протянутой (при разных углах фильера) латуни MS 63 (по Заксу) (истинная деформация при волочении 11% и 20%)

Таким образом, многочисленные эксперименты показывают, что кривые течения, определенные для разных напряженных состояний, значительно расходятся.

¹ Следует отметить, что те данные Дэвиса, которые приводит Н. Н. Давиденков (см. «Вестник инженеров и техников», 1947, № 4) и не должны были обнаружить совпадения, так как в одном случае двухосного растяжения (при $\sigma_2 = 2 \sigma_1$) разрушение проходило вдоль трубы, а в другом (при $\sigma_2 = 0,5 \sigma_1$) — поперек ее.

Возникает вопрос: являются ли факты, устанавливающие зависимость кривых течения и прочности при разрушении от вида напряженного состояния, случайностью или они есть следствие того, что до сих пор еще не найдены действительные критерии для наступления предельных состояний, что мы не можем еще точно учесть специфические особенности многих напряженных состояний, либо же в общем случае и не может существовать универсальная, не зависящая от вида напряженного состояния, связь между деформациями и напряжениями в пластической области?

Если рассмотреть современные представления о процессе пластической деформации, то станет, пожалуй, ясным, что кривая деформации материала и его прочность при разрушении не могут не зависеть от напряженного состояния.

Действительно, согласно существующим воззрениям при пластической деформации технических сплавов происходят процессы, кардинально изменяющие состояние материала по плоскостям скольжения. Так, по представлениям С. Т. Кишкина (14) при пластической деформации сталей выделяются субмикроскопические частицы (карбиды), блокирующие сдвиги и упрочняющие тем самым материал. С. Т. Конобеевский и М. А. Захарова (15) рентгенографическим методом обнаружили, что при деформации твердого раствора меди в алюминии происходит распад этого раствора с выделением дисперсных частиц по плоскостям скольжения. Наконец, в интересной работе Брега (16) указывается еще один фактор упрочнения — измельчение блоков мозаики при пластической деформации.

Таким образом, если представить себе, что при разных напряженных состояниях создаются в общем случае различные возможности для структурных превращений (или измельчения блоков мозаики), то на поставленный вопрос можно ответить только так: кривые деформации материалов и прочность их при разрушении должны быть различны для разных напряженных состояний.

Какие же факторы обуславливают эти разные возможности для упрочнения при различных напряженных состояниях?

В первом приближении можно назвать два таких фактора:

- 1) вращение плоскостей скольжения,
- 2) величина и знак среднего главного напряжения.

1. Еще Людвик (2) указал, что напряженные состояния растяжения или сжатия отличаются от напряженного состояния кручения совершенно различным вращением плоскостей скольжения в процессе деформации. Иными словами, при растяжении или сжатии большее число плоскостей образца попадает в положение плоскостей максимальных касательных напряжений, т. е. по большему числу плоскостей скольжения (или более полно) произойдет пластический сдвиг.

Нетрудно представить, что, скажем, при напряженном состоянии А, характеризующемся большим вращением плоскостей скольжения, чем состояние В, процессы выделения (или структурных превращений) произойдут по большему количеству плоскостей (или полнее), т. е. выделившиеся частицы как бы гуще распределятся в деформируе-

мом материале. В первом случае силы взаимодействия или связи между отдельными частицами материала, а следовательно, и его прочность будут иными, чем во втором.

2. Аналогичная картина получается при рассмотрении в этом плане влияния среднего главного напряжения. В общем случае величина этого напряжения при разных напряженных состояниях различна. Так например, для одноосного растяжения $s_2 = 0$; для плоского $s_2 > 0$; для одноосного растяжения + боковое сжатие $s_2 < 0$, и т. д.

Можно показать, что в том случае, когда среднее главное напряжение равно одному из крайних (при этом, конечно, огромное значение имеет сам знак s_2), появляются дополнительные возможности для сдвигов и, кроме того, иная ориентировка их. А так как пластическое сопротивление частицы материала зависит от состояния соседних частиц, то опять-таки эта иная ориентировка сдвигов обусловит другое поведение частиц материала.

Однако если пластическая деформация, столь активно воздействующая на материал, при разных напряженных состояниях различна (и по величине, и по количеству сдвигов, и по их ориентировке), то как же можно говорить о независимости кривой течения от вида напряженного состояния, об обобщенной кривой течения?

Подойдем к этому вопросу с двух точек зрения:

1) Можно ли принять обобщенную кривую как универсальный закон для всех материалов и для всех напряженных состояний?

2) Можно ли принять обобщенную кривую как закон, приближенно справедливый лишь в некоторых частных случаях, а может быть, даже в пределах определенных деформаций?

На первый вопрос, мы полагаем, следует ответить отрицательно и считать, что кривая течения в общем случае зависит от вида напряженного состояния и для различных материалов по-разному. На второй вопрос можно дать утвердительный ответ и признать приближенную справедливость обобщенного закона лишь для некоторых частных случаев.

Здесь, пожалуй, уместно будет несколько остановиться на том, какими методами можно проверить, зависит или не зависит поведение материала в пластической области от характера напряженного состояния.

Можно говорить о трех методах проверки обобщенного закона.

1. Можно сравнить кривые течения, определенные при разных способах нагружения, пытаясь учесть те изменения, которые вносят в эти кривые специфические особенности данного способа (например, объемно-напряженное состояние в шейке при растяжении, трение на торцах при сжатии, неравномерное распределение напряжений по сечению при кручении цилиндрического стержня, трение при волочении и т. д.). Это и делали Людвик, Зибель и Помп, Дэвис (в некоторых работах), Большанина, Фридман и многие другие. Данный метод имеет ряд недостатков, в частности тот, что кривые течения можно сравнивать более или менее надежно лишь в области небольших пластических деформаций (порядка 10%).

2. Можно создавать различные напряженные состояния наложением внешнего или внутреннего

давления, например, на продольное растяжение или сжатие, и сравнивать полученные в каждом отдельном случае кривые течения. При изменении величины внешнего или внутреннего давления создается целая гамма напряженных состояний — от всестороннего растяжения до всестороннего сжатия.

Этот метод наиболее совершенен. Им, в основном, и пользовались в своих опытах Зибель и Майер, Бриджмен, Надаи, Дэвис, Мак-Грегори др.

3. Можно, зная кривую деформации материала при каком-то напряженном состоянии А, подвергнуть часть образцов заданной пластической деформации e_x при каком-то другом способе нагружения Б и затем проверить при напряженном состоянии А, изменилось ли сопротивление пластической деформации, соответствующее величине e_x (рис. 5). Если

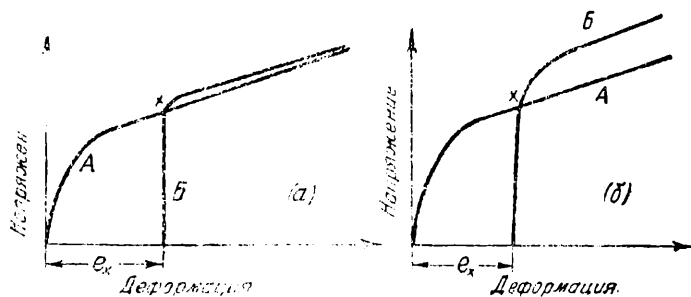


Рис. 5. Схема изменения кривой деформации при переходе от одного напряженного состояния к другому

обобщенный закон справедлив, то кривая Б, дойдя до точки х, должна слиться с кривой А [рис. 5(а)]. Если же диаграмма деформации зависит от вида напряженного состояния, то кривая Б может, например, пойти так, как на рис. 5(б). Более корректным этот метод окажется в том случае, если вращение плоскостей скольжения при напряженных состояниях А и Б будет иметь одинаковый характер.

Этот метод, по существу, применил Закс (4), сопоставляя пределы текучести предварительно протянутой на различную степень обжатия меди с ее сопротивлениями пластической деформации на разных стадиях растяжения. Данным методом пользовался также Людвик, который еще в 1909 г. пытался выяснить, как сказывается на характере обобщенной кривой переход от одного напряженного состояния к другому в самом процессе пластической деформации. Людвик выбрал наиболее неблагоприятный случай, когда переход от одного напряженного состояния к другому сопровождался внезапным изменением поворота плоскостей скольжения. С этой целью Людвик сопоставил кривые кручения меди и латуни, отожженных и предварительно растянутых на разную степень удлинения. Как оказалось, даже при весьма значительном предварительном удлинении расхождение между этими кривыми не превышало 5%¹.

В опытах по изучению влияния способа деформации на ход кривой упрочнения, проведенных нами в 1945 г., был также использован третий метод. Результаты экспериментов подтвердили, что

¹ Надо все же полагать, что изменение способа нагружения, сопровождающееся изменениями в характере вращения плоскостей скольжения, должно в общем случае отразиться на ходе кривой деформации.

кривая деформации и сопротивление срезам зависят от напряженного состояния и не являются константами материала.

Приведем некоторые из полученных данных.

На рис. 6 показаны диаграммы деформации при растяжении стали 50, предварительно наклепанной волочением. Здесь учтена предварительная деформация, полученная сталью при волочении, и исключительно упрочнение формы, обуславливающееся объемно-напряженным состоянием в шейке образца. Так как у отожженных и наклепанных волочением материалов шейка разная, причем она меняется и с повышением степени наклепа, то увеличение сопротивлений деформации и разрушению за счет геометрического упрочнения у отожженных и наклепанных материалов должно быть разным. Для того чтобы исключить влияние этого фактора, была использована формула Н. Н. Давиденкова (17), позволяющая учесть упрочнение формы:

$$S_k = S_{k_{эф}} \left(1 + \frac{a}{4R}\right),$$

где

S_k — номинальное сопротивление разрушению, определяемое непосредственно при испытании на растяжение;

$S_{k_{эф}}$ — действительное сопротивление разрушению;

a — радиус поперечного сечения в наиболее узком сечении шейки;

R — радиус кривизны шейки.

Таким образом, по оси абсцисс (рис. 6) отложена полная деформация e , полученная материалом ($e = e_o + e_p$, где e_o — истинная деформация при волочении, а e_p — истинная деформация при растяжении), а по оси ординат — истинные нормальные напряжения.

Нетрудно заметить, что с увеличением степени предварительного наклепа постепенно повышается сопротивление разрушению и все больше расходятся

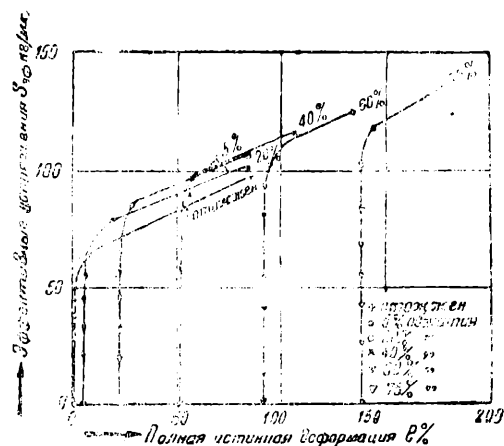


Рис. 6. Истинные диаграммы деформации отожженной и холоднотянутой стали 50, учитывающие объемно-напряженное состояние в шейке (упрочнение формы)

кривые деформации наклепанного материала и отожженного (такое же соотношение между кривыми получилось бы и при построении диаграмм в координатах $t_{max} = f(g_{max})$, так как зависимость между максимальными сдвигами и удлинениями при волочении и растяжении одинакова: $g_{max} = 1,5e$).

Может возникнуть вопрос, насколько правильно отражает деформация, определенная по наружному

обмеру протянутого прутка, реальную деформацию различных его зон. Однако, если учесть, что при плавном волочильном очке (а в наших опытах $\alpha = 6^\circ$) деформации распределяются, как это показал Закс (4), почти так же, как и при растяжении, то станет ясно, что этим обстоятельством ни в коей мере нельзя объяснить отклонения кривых растяжения материала, предварительно наклепанного волочением.

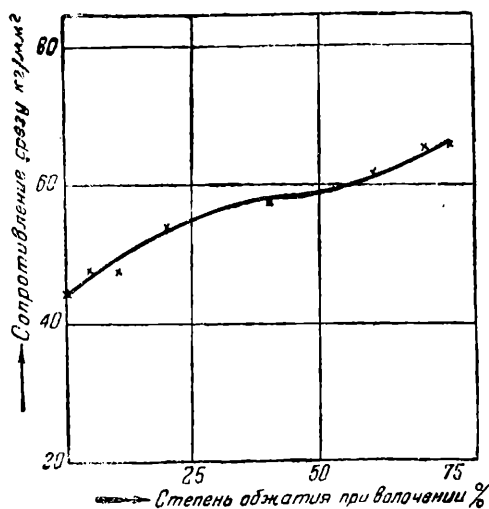


Рис. 7. Влияние степени обжатия при волочении на сопротивление срезу стали 50

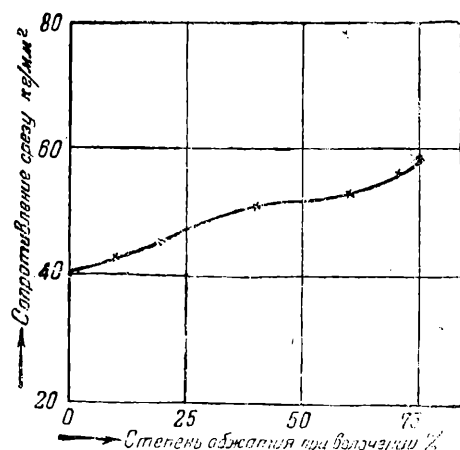


Рис. 8. Влияние степени обжатия при волочении на сопротивление срезу стали 20

Аналогичные изменения в характере диаграмм деформации и повышение прочности при разрушении в результате предварительного наклепа наблюдались у ряда других материалов: стали 20, стали 30ХГСА, бериллиевой бронзы, магнитного сплава пермендюр и, в известной мере, даже железа Армко.

Помимо испытаний на растяжение, исследуемые материалы испытывались на двойной срез после отжига (высокого отпуска) и после предварительного наклепа волочением (рис. 7—10). Предварительный наклеп очень сильно повышает сопротивление срезу: при больших степенях обжатия, например, для стали 50, оно составляет 50% (от 44 до 65 кг/мм^2).

Конечно, повышение сопротивления вязкому разрушению при растяжении и при испытаниях на двойной срез никак не укладываются в схему обобщенного закона и могут быть объяснены только исходя из вышеизложенных соображений: пластическая деформация активно воздействует на ме-

талл, изменяя силы взаимодействия или силы связи между его частицами. Поскольку при различных напряженных состояниях пластическая деформация протекает неодинаково (как в смысле общего количества сдвигов, пронизавших образец, так и в смысле их ориентировки), постольку различным напряженным состояниям должны быть присущи разные кривые деформации, разные кривые течения.

Только в двух случаях — для меди и алюминия — практически наблюдалась независимость диаграммы деформации и сопротивления разрушению при растяжении и двойном срезе от степени предварительного наклепа.

На рис. 11—12 представлены диаграммы деформации меди, подвергавшейся предварительному наклепу. При учете объемно-напряженного состояния в шейке (рис. 12) оказывается, что кривые деформации совпадают очень хорошо при обжатии до 45%, хотя и наблюдается незначительное повышение сопротивления разрушению (примерно на 3 кг/мм^2).

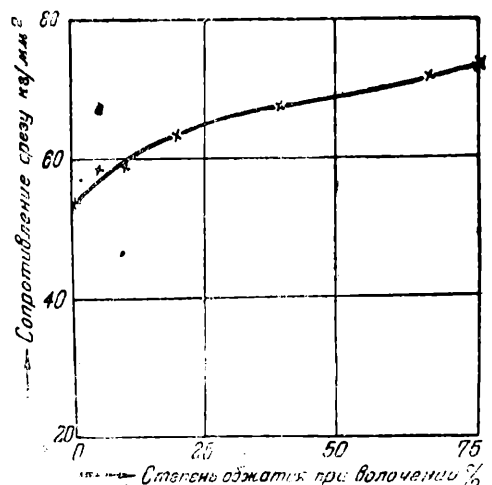


Рис. 9. Влияние степени обжатия при волочении на сопротивление срезу стали 30ХГСА

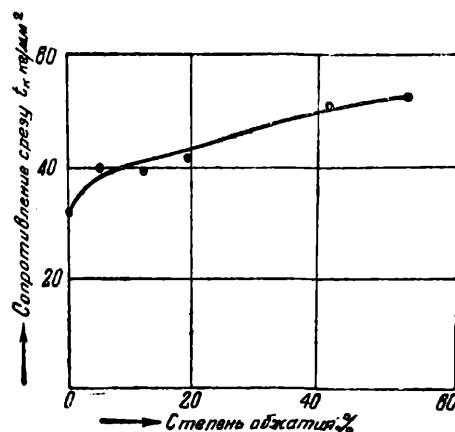


Рис. 10. Влияние степени обжатия при волочении на сопротивление срезу бериллиевой бронзы

Как выяснилось, при испытаниях на двойной срез сопротивление срезу для меди совершенно не зави-

Рис. 14 иллюстрирует влияние предварительного наклепа волочением на сопротивление разрушению алюминия. Картина, аналогичная меди: прочность алюминия при разрушении практически не зависит от предварительного наклепа, и только при очень высоких степенях обжатия (82—86%) несколько повышается S_k .

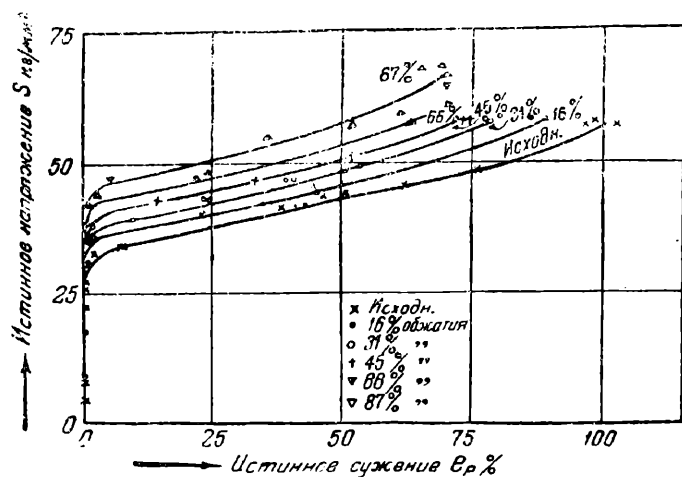


Рис. 11. Истинные диаграммы растяжения меди

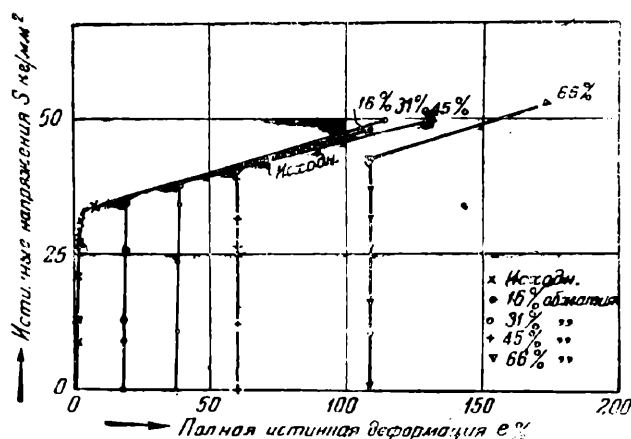


Рис. 12. Истинные диаграммы деформации меди, учитывающие объемно-напряженное состояние в шейке (упрочнение формы)

Таким образом, в первом приближении можно считать, что для двух чистых металлов — меди и алюминия — до весьма значительных степеней обжатия кривая деформации и сопротивление разрушению не зависят от степени предварительного наклепа. Следовательно, для этого частного случая обобщенный закон, а также представление об обобщенном сопротивлении срезу справедливы.

Сопоставляя поведение меди и алюминия с поведением сталей, можно сделать еще один вывод: повышение прочности при разрушении и иной ход кривой деформации не связаны с образованием текстуры, так как при волочении меди и алюминия текстура создавалась, а сопротивление разрушению и кривые деформации практически не изменялись.

Повидимому, дело, действительно, все же в том, что в процессе деформации сплавов происходят структурные превращения с выделением каких-то фаз по плоскостям скольжения. Именно различное количество этих выделений и их различная ориентировка при разных напряженных состояниях

обуславливают тот или иной ход кривой деформации и прочность при разрушении.

Отсюда становится понятным, что наиболее эффективное изменение диаграммы деформации (и, в частности, сопротивления разрушению) должно наблюдаться у неустойчивых структур, т. е. при наклепе материалов, закаленных или отпущенных на невысокие температуры.

Приведем несколько примеров.

На рис. 15 показано повышение сопротивления разрушению (S_k) в результате предварительного наклепа для стали 20 после отпуска на 300°. При сопоставлении этой кривой с данными изменения S_k для той же стали после высокого отпуска можно заметить, насколько интенсивно увеличивается прочность при разрушении в первом случае. Так, уже при 30% обжатии стали 20, отпущенной при 300°, S_k повысилось от 190 до 251 кг/мм², т. е. на 32%, в то время как у отожженной стали (при той же степени обжатия) — примерно на 10%.

У весьма склонной к искусственному старению бериллиевой бронзы тоже наблюдается весьма значительное повышение прочности при разрушении в результате наклепа волочением непосредственно после закалки.

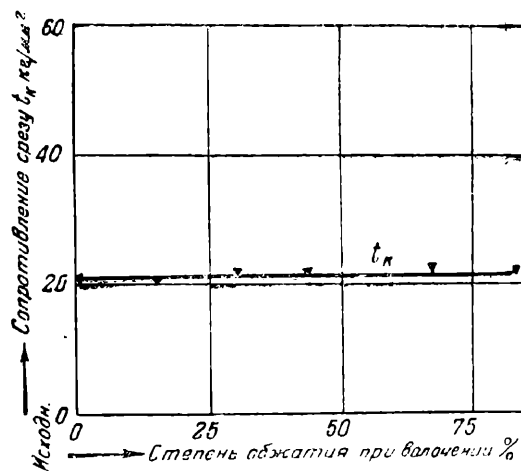


Рис. 13. Влияние степени обжатия при волочении на сопротивление срезу меди

Наконец, можно привести еще пример магнитного сплава пермендюр (рис. 16), когда предварительный наклеп резко изменил ход кривой деформации материала с неустойчивой структурой **.

В этом аспекте становится понятным, почему Фридман и Володина наибольшее расхождение кривых кручения и растяжения наблюдали именно для низких отпусков стали 30ХГСА. Объяснение же этого факта Н. Н. Давиденковым (12) довольно натянуто. Н. Н. Давиденков считает, что расхождение кривых кручения и растяжения у низкоотпущенной стали 30ХГСА объясняется меньшей пластичностью при кручении, которая, в свою очередь, обусловлена очень малым упрочнением при этом виде напряженного состояния. Но ведь кривые кручения высокоотпущенной стали 30ХГСА в опытах Я. Б. Фридмана и Т. А. Володиной имели

* По данным Г. Курдюмова (18), после часового отпуска при 300° в растворе должно присутствовать около 0,11% С.

** По мнению А. С. Займовского и Б. Г. Лившица, при прокатке происходит разрушение сверхструктуры этого сплава.

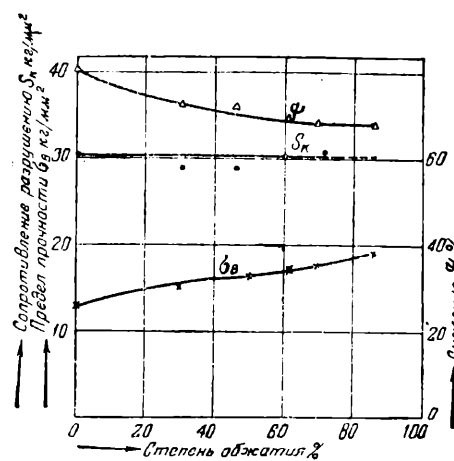


Рис. 14

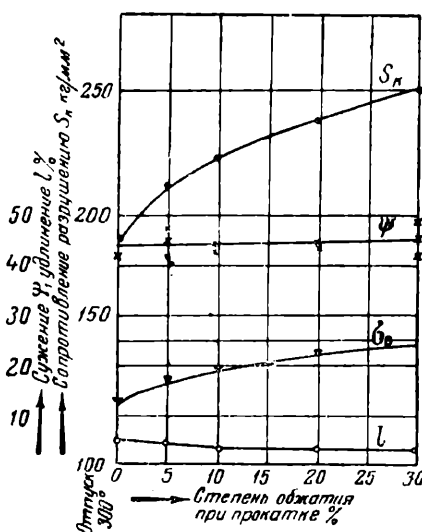


Рис. 15

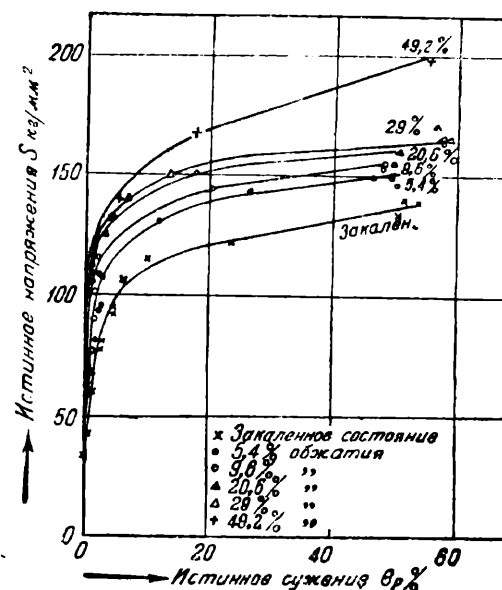


Рис. 16

Рис. 14. Влияние степени обжатия при волочении на механические свойства чистого алюминия. Рис. 15. Влияние степени обжатия при прокатке на механические свойства стали 20, подвергнувшейся перед прокаткой закалке и отпуску при 300°. Рис. 16. Истинные диаграммы растяжения закаленного (с 866° в подсоленную воду) и холоднокатанного сплава пермендюр

еще меньший наклон кривой в пластической области, а, между тем, дали удовлетворительное совпадение с кривыми растяжения.

* * *

Таким образом, представления о независимости кривой деформации от вида напряженного состояния и о сопротивлении срезу как о константе материала, лежащие в основе единой теории прочности, не соответствуют действительности и справедливы лишь в некоторых частных случаях для чистых металлов. Кривые течения стали и цветных сплавов в той или иной мере (в зависимости от структурного состояния материала) определяются характером напряженного состояния. Если добавить еще, что именно метастабильные материалы являются основными конструкционными материалами, то станет ясно, что единая теория прочности, которую можно применять для чистых материалов, представляет скорее научный, чем технический интерес.

Особое место занимает вопрос о превосходном совпадении для целого ряда случаев сопротивления срезу, определенного при испытаниях на сжатие, кручение и двойной срез. Особенно это относится к двум последним видам испытания. Однако в некоторых случаях, преимущественно при сопоставлении сжатия и двойного среза, такого совпадения установить не удалось (табл. 2), причем иногда t_k при двойном срезе оказывалось выше, чем t_k при сжатии. Пока еще трудно сказать, в чем здесь дело.

Что же касается идеи о двух видах разрушения, то она, как уже отмечалось, оказалась крайне плодотворной и в механике материалов, и в металловедении. Ее можно рассматривать как самостоятельную теорию разрушения материалов, независимо от того, какая судьба постигнет единую теорию прочности.

В заключение хотелось бы сделать несколько замечаний о предложении Н. Н. Давиденкова — определять сопротивление разрушению материала в условиях любого сложного объемно-напряженного состояния (t), пользуясь выражением:

$$t = t_0 \pm \beta t_r,$$

Таблица 2

Сопротивление касательному разрушению (сопротивление срезу) t_k при разных напряженных состояниях

Материал	Состояние материала	t_k , кг/мм ²			% расхожд. дения	По данным
		сжатие	круче- ние	двойной срез		
Алюминиевый сплав Ас. 12	Литой, заливка при 710°, старение при 150°	14,3	—	17,1	19	Я. Б. Фридмана (I)
Магнийевый сплав МА-4	Охлажденный с 390° на воздухе + старение 175°	17,5	15,2	14,6	20	
Сплав MgII + 2Al	Отжиг 350°	15,2	—	11,3	34	
Алюминиевый сплав 195	Литой	18,6	—	21,8	17	

где:

t_0 — сопротивление срезу при отсутствии объемности,

β — некоторый коэффициент.

К сожалению, Н. Н. Давиденков не указывает, какова природа β и чем он будет определяться. В самом деле, если коэффициент β зависит от природы материала и его структуры, то количество β , которое нужно экспериментально определить, будет чрезвычайно большим. Но вопрос не только в этом. Ведь можно предположить, что коэффициент β , который, по существу, должен характеризовать упрочнение или разупрочнение материала при наличии объемности, сам будет зависеть от характера объемно-напряженного состояния, и, таким образом, для каждого напряженного состояния опять-таки придется определять величину β . Наконец, мы позволим высказать сомнение по поводу того, что во всех случаях при наличии радиальных растягивающих напряжений сопротивление срезу будет понижаться, как это следует из вышеприведенной формулы. Вообще же говоря, погоня за универсализмом не всегда оправдана и может оказаться далеко не полезной для «инженерной» теории прочности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Я. Б. Фридман, Единая теория прочности, Оборонгиз, 1943.
2. P. Ludwik, Elemente der Technologischen Mechanik, Berlin, 1909.
3. P. Ludwik u. R. Scheu, „St. u. Eisen“, № 4. 1925, S. 373.
4. G. Sachs, Mechanische Technologie d. Metalle.—Leipzig, 1925.
5. В. Д. Кузнецов, Физика, „Твердые тела“, II, 1941, стр. 674.
6. Н. Н. Давиденков, „Известия ОН АН СССР“, 1944, № 4—5, стр. 309.
7. E. Siebel u. A. Pomr, „Mitt. Kais. Wilh. Inst., Eisenforsch“, 9, 1927, S. 157.
8. E. Siebel u. A. Maier, „Z. VDI“, 77, 1937, S. 1345—1349.
9. P. Bridgman, „Journal of Applied Physics“, 17, 1946, № 4, p. 225.
10. E. Davis, „Journal of Applied Mechanics“, 12, 1945 № 1, A—13.
11. C. Mac-Gregor a. L. Coffin, „Journal of Applied Mechanics“, 13, 1946, № 1, A—70.
12. Н. Н. Давиденков, „Вестник инженеров и техников“, 1947, № 4.
13. G. Sachs u. W. Linicus, Mitt. d. dtsh. Materialprüfungsanstalten, Spanlose Formung, 1931, XVI, S. 42.
14. С. Т. Кишкин, „Техника воздушного флота“, 1943, № 11.
15. С. Т. Конобеевский, М. А. Захарова, „Рентгенография в применении к исследованию материалов“, 1936.
16. L. Bragg, „Iron a. Steel“, XVIII, 1945, № 13, p. 531.
17. Н. Н. Давиденков, „Заводская лаборатория“ 1945, № 6, стр. 583—589.
18. Г. В. Курдюмов и Н. Ослон, „ЖТФ“, IX, 1939, вып. 21.

К расчету сильно изгибающихся плоских пружин

Д-р техн. наук Е. П. ПОПОВ
(Член Общества машиностроителей)

Теория изгиба балок в сопротивлении материалов справедлива, как известно, только для малых (сравнительно с длиной пролета) прогибов. В применении к сильно изгибающимся плоским пружинам она дает большие погрешности. Такие пружины характерны именно тем, что при работе материала в пределах пропорциональности (т. е. при малых деформациях внутри каждого малого элемента пружины), мы можем получить уже прогибы, сравнимые с длиной пружины. Это называется большими упругими перемещениями, а сама плоская пружина представляет собой так называемый брус малой жесткости. При расчете последнего предполагается, что это тонкая полоска, которая под действием внешних сил сильно изгибается в плоскости наименьшей жесткости по произвольной цилиндрической поверхности. Расчет сводится к исследованию сильного изгиба (в одной плоскости) некоторой нерастяжимой упругой линии, представляющей собой геометрическое место центров тяжести площадей всех поперечных сечений изогнутой пружины.

В такой постановке наша задача является частной задачей теории тонких стержней, которая составляет особый раздел математической теории упругости. Теория тонких стержней позволяет составить дифференциальные уравнения равновесия упругой линии в любой задаче (как на плоскости, так и в пространстве). Однако точное решение в конечном виде может быть дано лишь для некоторых, вполне определенных классов задач, число которых весьма ограничено, причем решение записывается в эллиптических функциях.

Все это привело к тому, что инженеры почти никогда не пользуются точными способами расчета сильно изгибающихся плоских пружин, а предпочитают производить грубую оценку по обычной теории изгиба балок. Затем уже путем экспериментов они добиваются наиболее точного соответствия проектируемой пружины тем задачам, которые она должна выполнять в данном приборе или регу-

ляторе. Это отнюдь не удовлетворительное разрешение вопроса.

Создание удобных для практики способов расчета является насущной задачей. За последние годы в технических журналах часто появлялись решения для отдельных простейших частных задач в этой области. Не вдаваясь в историю вопроса, укажем лишь последние работы. Проф. В. И. Кузнецов [1] (см. литературу в конце статьи) рассматривает поперечный изгиб плоской пружины, заделанной одним концом и нагруженной на другом конце, сосредоточенной силой, перпендикулярной к первоначальной оси пружины (или, что сводится к тому же, — плоская пружина с подвижными опорами по концам, нагруженная посередине). Он дает для этого случая точное решение и оценку предела применимости обычной теории изгиба в зависимости от степени гибкости пружины. Точное решение данной и некоторых других задач было рассмотрено также проф. Е. Н. Тихомировым [2] и В. М. Мучниковым [3]. Подобные вопросы фигурируют и в иностранных технических журналах [4].

Автор статьи после ряда опубликованных в разное время решений отдельных частных задач получил теперь сравнительно простые и удобные для практики единые методы расчета для самых разнообразных плоских и ленточных пружин как прямых, так и кривых. Эта теория с многочисленными примерами изложена в книге автора [5], где содержатся подробные числовые таблицы и расчетные диаграммы. Решения всех ранее рассматривавшихся в литературе задач могут быть получены отсюда как узкие частные случаи.

Здесь мы рассмотрим лишь один вопрос, тесно примыкающий к теме статьи проф. В. И. Кузнецова [1]. Дело в том, что формулы в эллиптических интегралах, применяемые до сих пор, неудобны для практических расчетов плоских пружин, так как требуют очень кропотливого подбора

эллиптических интегралов по таблицам. Нашей целью является получение таких результатов, которые были бы практически удобны для инженеров и техников. В этом свете мы покажем расчет плоской пружины, работающей на продольно-поперечный изгиб по схеме рис. 1 и 2 или (что то же самое)

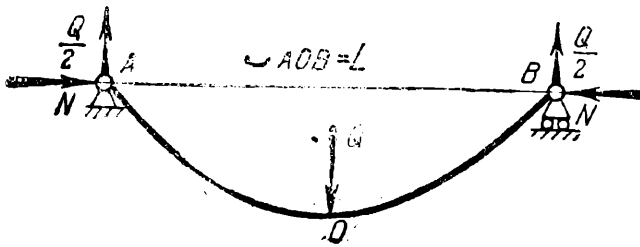


Рис. 1

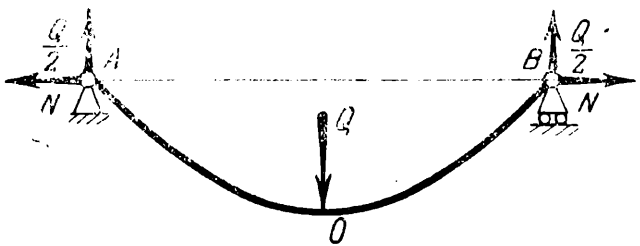


Рис. 2

по схеме рис. 3 (последняя эквивалентна одной половине упругой линии на рис. 1 или 2). Здесь

$$P = \sqrt{N^2 + \left(\frac{Q}{2}\right)^2}, \quad \gamma = \arctg \frac{Q}{2N} \quad (0 \leq \gamma \leq 90^\circ)$$

или

$$\gamma = 180^\circ - \arctg \frac{Q}{2N} \quad (180^\circ \geq \gamma \geq 90^\circ)$$

соответственно для рис. 1 и 2. Как известно (см. [5] или [3]), точные значения прогиба v и напряжения σ от изгиба в середине O пружины (рис. 1 и 2) определяются формулами:

$$\frac{v}{L} = \frac{1}{\beta} [k \cos \varphi_0 \cos \gamma - G(k, \varphi_0) \sin \gamma] + \frac{1}{2} \sin \gamma, \quad (1)$$

$$\frac{\sigma}{E} = 4 \beta k \cos \varphi_0, \quad (2)$$

где введены обозначения:

$$\beta = \frac{L}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}}, \quad E' = E \frac{h}{2L}, \quad G(k, \varphi_0) = E(k) - E(k, \varphi_0), \quad (3)$$

h — толщина пружины, k и φ_0 — модуль и амплитуда эллиптических интегралов Лежандра первого рода $F(k, \varphi_0)$ и $K(k)$ и второго рода $E(k, \varphi_0)$ и $E(k)$, удовлетворяющие двум соотношениям:

$$k \sin \varphi_0 = \sin \frac{\gamma}{2}, \quad K(k) - F(k, \varphi_0) = \beta.$$

Результаты расчета по этим формулам представлены в виде графика рис. 4, где по оси абсцисс

отложены значения отношения продольной силы N к эйлеровой критической силе

$$N_0 = \frac{\pi^2 EI}{L^2}, \quad (4)$$

а по оси ординат — значения отношения поперечной силы Q к величине $2N_0$. На графике нанесены кривые постоянных значений прогиба v/L (сплошные линии) и кривые постоянных значений напряжения от изгиба σ/E' . Для лучшей ориентировки мы приведем еще две числовые таблицы, относящиеся к двум частным случаям: табл. 1 — для поперечного изгиба ($N = 0$) и табл. 2 — для продольного изгиба ($Q = 0$).

Таблица 1

$\frac{Q}{2N_0}$	0,000	0,143	0,296	0,472	0,686	0,970	1,381	2,062	3,517
$\frac{v}{L}$	0,000	0,058	0,115	0,171	0,223	0,272	0,326	0,359	0,393
$\frac{\sigma}{E'}$	0,000	0,700	1,412	2,156	2,950	3,822	4,850	6,172	8,280

График рис. 4 может применяться к любым числовым данным задачи (все величины представлены на нем в безразмерном виде). При этом инженеру или технику совершенно не нужно быть знакомым с эллиптическими интегралами.

Хотя предлагаемый точный метод расчета и прост, все же для практики весьма важно выяснить, в каких случаях следует прибегать к нему и когда можно довольствоваться результатами, даваемыми

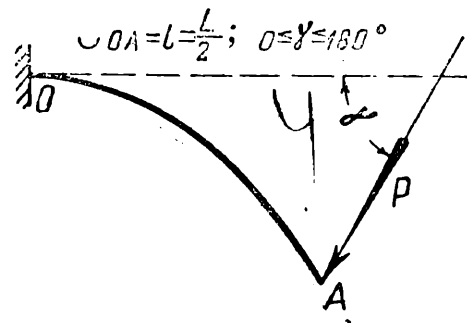


Рис. 3

обычной теорией продольно-поперечного изгиба балок, основанной на решении линейного дифференциального уравнения вида

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} \pm N y = M(x). \quad (5)$$

Результат интегрирования для схемы рис. 1 дает

$$\frac{v}{L} = \frac{Q}{4N} \left(\frac{\operatorname{tg} \psi}{\psi} - 1 \right), \quad \frac{\sigma}{E'} = 2 \psi^2 \left(\frac{Q}{4N} + \frac{v}{L} \right), \quad (6)$$

а для схемы рис. 2

$$\frac{v}{L} = \frac{Q}{4N} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \psi}{\psi} \right), \quad \frac{\sigma}{E'} = 2 \psi^2 \left(\frac{Q}{4N} - \frac{v}{L} \right), \quad (7)$$

Таблица 2

$\frac{N}{N_3}$	1,000	1,004	1,017	1,036	1,065	1,102	1,154	1,215	1,294	1,393	1,520	1,679	1,886	2,160
$\frac{v}{L}$	0,000	0,055	0,110	0,162	0,211	0,257	0,297	0,330	0,360	0,381	0,396	0,403	0,402	0,393
$\frac{\sigma}{E}$	0,000	0,458	1,098	1,654	2,218	2,790	3,372	3,968	4,594	5,242	5,930	6,656	7,470	8,370

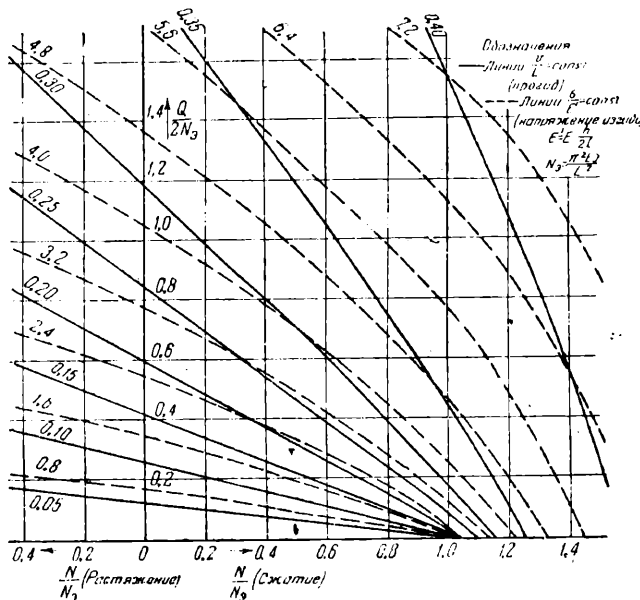


Рис. 4. График для точного расчета плоских пружин

где, кроме прежних, введено обозначение

$$\psi = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{N}{N_3}}. \quad (8)$$

Погрешности последнего приближенного решения по сравнению с точным (1)–(3) подсчитаем по формулам:

$$\Delta_v = \frac{v_{\text{прибл.}} - v_{\text{точн.}}}{v_{\text{точн.}}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{\text{прибл.}} - \sigma_{\text{точн.}}}{\sigma_{\text{точн.}}} \cdot 100\%. \quad (9)$$

Результаты этих расчетов приведены на рис. 5. Погрешности всюду положительны, т. е. обычное приближенное решение [6] и [7] всегда дает увеличенные значения прогибов и напряжений. Для изгиба по схеме рис. 2 (растягивающая продольная сила) погрешность обычного решения невелика. Но для изгиба по схеме рис. 1 (сжимающая продольная сила) погрешность быстро растет с увеличением относительного значения поперечной нагрузки $Q/2N_3$, особенно с приближением величины продольной нагрузки N к значению N_3 , где погрешность бесконечно велика. Иными словами, обычные приближенные расчетные формулы (6) в данном случае ни в коей мере не отражают действительности. В самом деле, при $N = N_3$ обычное решение (6) показывает бесконечное значение прогибов, в то время как точное решение (рис. 4) дает вполне конкретные числовые результаты.

Полученные графики (рис. 4 и 5) позволяют оценить границы применимости обычных расчет-

ных формул (6) и (7). Скажем, если допустима погрешность расчета 5%, то они применимы для прогибов, не превышающих примерно $0,1 : L$, что следует из простого сравнения графиков рис. 4 и 5.

Рассмотрим некоторые примеры:

Пример 1. Плоская пружина длиной $L=100$ мм, шириной $b=20$ мм и толщиной $h=0,2$ мм, с модулем Юнга $E=2,1 \times 10^6$ кг/см² и пределом пропорциональности $\sigma_p=80$ кг/мм² изгибается, согласно схеме рис. 1, под действием поперечной силы $Q=166$ кг и продольной силы $N=138$ кг. При этих данных получаем:

$$N_3 = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = 276 \text{ г}; \quad \frac{N}{N_3} = 0,5;$$

$$\frac{Q}{2N_3} = 0,3; \quad E' = E \frac{h}{2L} = 2100 \text{ кг/см}^2.$$

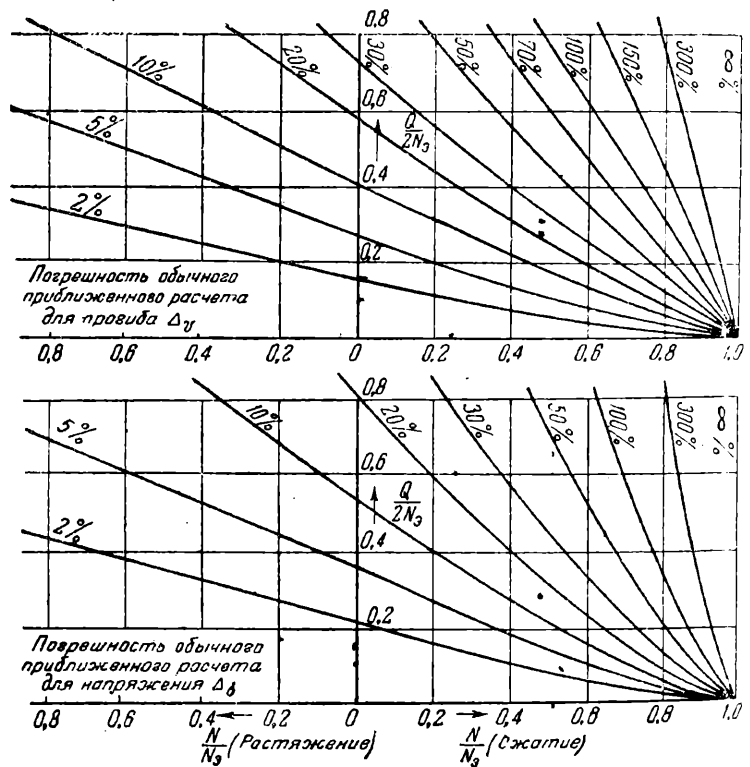


Рис. 5

Из графика рис. 5 находим погрешность обычных расчетных формул

$$\Delta_v = 28\%, \quad \Delta\sigma = 19\%,$$

что недопустимо ни в каких расчетах. Нужно обратиться к точному решению. Для этого на графике рис. 4 находим точку с координатами $N/N_3=0,5$ и $Q/2N_3=0,3$, для которой получаем из кривых графика точное решение задачи

$$v=0,20; \quad L=20 \text{ мм}, \quad \sigma=2,25; \quad E'=4725 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 2. Задан допустимый прогиб плоской пружины OA регулятора: $\nu = 0,35 l$, где l — длина пружины (рис. 6). Требуется определить соответствующее ему допустимое число n оборотов в минуту вала DE регулятора. Пусть сечение и материал пружины те же, что и в примере 1, вес груза $G = 80 \text{ г}$, размеры: $l = 40 \text{ мм}$ и $c = 20 \text{ мм}$. Центробежная сила F :

$$F = \frac{G}{g} \omega^2 (c + \nu). \quad (10)$$

Очевидно, что упругая линия OA (рис. 6) точно соответствует половине OA упругой линии рис. 2, у которой надо положить

$$N = G, \quad Q = 2F, \quad L = 2l.$$

Тогда, с учетом (4), имеем

$$N_3 = \frac{\pi^2 EI}{(2l)^2} = 432 \text{ г}, \quad \frac{N}{N_3} = \frac{G}{N_3} = 0,1855, \\ \frac{\nu}{L} = \frac{\nu}{2l} = 0,175.$$

По этим данным из графика рис. 4 (точное решение) находим $Q/2N_3 = 0,58$, а следовательно,

$$F = \frac{Q}{2} = 0,58 N_3 = 250 \text{ г}.$$

Поэтому из (10) получаем

$$\omega = \sqrt{\frac{gF}{G(c + \nu)}} = 9,50 \frac{1}{\text{сек.}}, \\ n = \omega \frac{60}{2\pi} = 90,8 \text{ об/мин.}$$

При пользовании приближенными расчетными формулами (7) для продольно-поперечного изгиба, при этих данных мы получили бы ошибку в прогибе (см. рис. 5) $\Delta_\nu = 15\%$. В действительности же ошибка будет еще больше, так как на практике обычно пользуются формулами только поперечного изгиба, пренебрегая действием силы веса G по сравнению с центробежной силой F (см., например, С. П. Тимошенко и Лессельс «Прикладная теория упругости», 1931, стр. 230). При наших данных этот обычный метод дал бы следующую погрешность:

$$\nu_0 = \frac{Fl^3}{3EI} = 0,476 l, \\ \Delta_\nu = \frac{\nu_0 - \nu}{\nu} = \frac{0,476 l - 0,35 l}{0,35 l} = 36\%.$$

Пример 3. Определить, до какой величины прогиба ν поперечный изгиб плоской пружины

длиной l и жесткостью EI под действием силы P (рис. 3 при $\gamma = 90^\circ$) можно рассчитывать по обычной теории ($\nu = Pl^3/3EI$), если погрешность расчета не должна превышать 5%. Вычислить прогиб и напряжение этой же пружины при $P = 0,9 EI/l^2$.

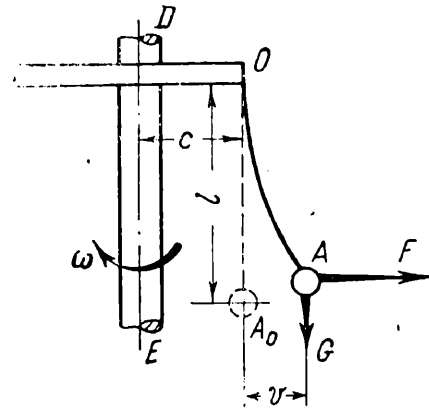


Рис. 6

Так как наша упругая линия (рис. 3, $\gamma = 90^\circ$) соответствует половине OA упругой линии при изгибе по схеме рис. 1 при условии

$$Q = 2P, \quad N = 0, \quad L = 2l,$$

то из графиков рис. 5 и 4 последовательно находим:

$$\frac{Q}{2N_3} = 0,27; \quad \frac{\nu}{L} = 0,105,$$

что с учетом (4) даст ответ на первый вопрос задачи

$$P = \frac{Q}{2} = 0,27 N_3 = 0,665 \frac{EI}{l^2}, \\ \nu = 0,105 L = 0,21 l.$$

Для ответа на второй вопрос надо обратиться, очевидно, к точной теории. Для этого по заданной силе P подсчитываем

$$\frac{Q}{2N_3} = \frac{P}{N_3} = 0,365; \quad N = 0; \\ \left(N_3 = \frac{\pi^2 EI}{4l^2} \right).$$

Пользуясь табл. 1, получаем искомое:

$$\nu = 0,149 l; \quad L = 0,298 l, \\ \tau = 1,864; \quad E' = 0,466 E \frac{h}{l}.$$

Заметим, что точный метод позволяет вычислить и величину смещения конца в направлении начальной оси стержня, что также весьма важно в некоторых технических задачах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проф. В. И. Кузнецов, «Вестник инженеров и техников», № 11—12, 1946.

2. Проф. Е. Н. Тихомиров, «Вестник инженеров и техников», № 6, 1934; № 3, 1936; № 10, 1936. Труды МММИ им. Баумана, вып. 21, 1936, вып. 1, 1941.

3. В. М. Мучников, «Вестник инженеров и техников», № 6, 1935.

4. F. H. M. A. S., „Journal of Applied Mechanics“, № 6, 1946.

5. Е. П. Попов, ряд статей в «Прикладной математике и механике» и в других изданиях, а также книга, «Теория и расчет гибких упругих деталей», изд. Ленинградской Краснознаменной военно-воздушной инженерной академии, 1947.

Основные вопросы синтеза планетарного редуктора с внутренним внеполюсным зацеплением и большим передаточным отношением

Проф. В. А. ЮДИН, доц. Л. В. ПЕТРОКАС, доц. Л. И. ЖИГАЛОВ и асс. Ф. А. ШКЛОВСКАЯ
(Члены Общества машиностроителей)

Одной из наиболее развитых и обширных отраслей современного машиностроения является редукторостроение. Нет такого вида машиностроения или приборостроения, в котором не нашли бы применения редукторы самых различных типов и принципов действия.

В настоящее время не только исчерпывающе изучены прямые возможности конструирования силовых редукторов с эвольвентным зацеплением, но и детально разработаны многочисленные вопросы проектирования скорректированных эвольвентных зацеплений, основанных на разнообразных системах коррекции.

Многочисленные попытки создания новых типов редукторов с эвольвентным зацеплением говорят, однако, о том, что с ростом передаточного отношения редуктора обычно увеличиваются его габариты и уменьшается к. п. д. — при большой редукции, достигающий порой 10% и даже меньше.

Основные элементы цилиндрического редуктора, теория которого излагается в настоящей работе, достаточно хорошо известны, причем большая часть их не находит или не находила практического применения в современном силовом редукторостроении.

Напомним кратко некоторые характеристики этих элементов редуктора.

Цевочное зацепление плоского и пространственного типа известно с незапамятных времен и ныне рассматривается как частный случай циклоидального зацепления. Так, при увеличении диаметра производящей окружности в циклоидальном зацеплении с целью увеличения рабочей длины линии зацепления одновременно уменьшается рабочая часть ножки зуба, и при совпадении диаметров производящей и начальной окружности получается одностороннее цевочное зацепление.

Односторонность зацепления определяет возможность различной профилировки ножки зуба. Например, ножку можно кончать по радиусу цевки или радиальной прямой, как в механизмах точной механики.

Цевочное зацепление завоевало себе место в часовых и других механизмах точной механики, где встречаются колеса с 6—20 цевками. Простота изготовления определила применение этого зацепления также в тихоходных поворотных механизмах кранов экскаваторов, орудийных установок, подъемных устройств и др.

Исследования геометрии процесса цевочного зацепления приводят к выводу, что линией зацепления являются кардиоиды-улитки Паскаля, уравнение которой при принятом полюсе полярных координат в полюсе зацепления и полярной осью,

совпадающей с центральной линией колес (рис. 1), имеет вид

$$\rho = 2r \cos \delta - r_0,$$

где

$2r$ — диаметр начальной окружности цевочного колеса,

r_0 — радиус цевки.

Малая значимость r_0 приводит к утверждению, высказываемому рядом авторов, что линией зацепления является сама дуга начальной окружности колеса.

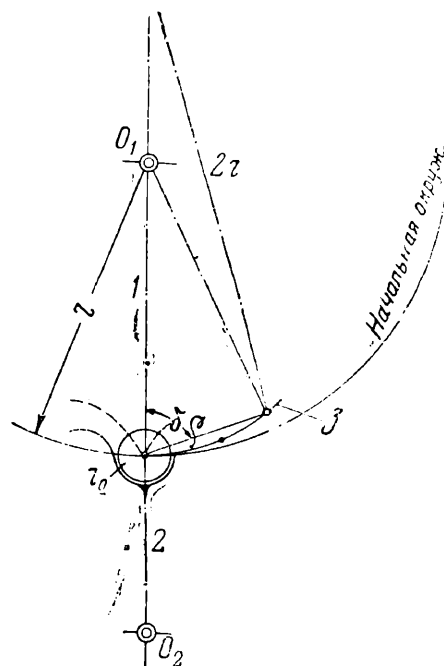


Рис. 1

Как показывают динамические исследования, условия одностороннего или несимметричного зацепления определяют увеличение работы трения в зацеплении зубцов, в результате чего понижается его к. п. д. и повышается износ зубцов. Поэтому ведущим звеном следует делать зубчатое колесо.

Все сказанное определяет почти полную неприемлемость цевочного зацепления (кроме ранее упомянутых случаев) в современном силовом редукторостроении.

Герлах (1908 г.) после поисков рационального сочетания участков работающей части профилей зубцов с неработающей частью ножки зуба делает вывод о рациональности увеличения радиуса окружности цевки, следствием чего за профиль зуба при внешнем зацеплении принимается эквидистанта растянутой эпициклоиды. Так закладываются основы применения внеполюсного зацепления.

Ф. Альтман (1929 г.) упоминает о применении заводом Сименса — Шукерта планетарной передачи, указывая, что при малой разнице в зубцах внешнего и внутреннего колес вряд

ли возможно эвольвентное зацепление. По словам автора, строители вынуждены были применить цапфовое зацепление.

Далее, он указывает на конструкцию, в которой промежуточное колесо, изготовленное в виде цевочной шестерни, может одновременно иметь внешнее и внутреннее «волнообразное» (?) зацепление. Осуществляемое при этом передаточное отношение составляет от 7 до 25.

В. В. Добровольский (1934 г.) отмечает работу Альтмана.

Руденко (1940 г.), обращая внимание на тот же редуктор, приводит его конструктивную схему. Зацепление он называет также цапфовым, отмечая большое значение передаточного отношения редуктора и его непревзойденную компактность.

Шанников (1944 г.) в весьма краткой статье называет тот же редуктор «новым» и утверждает, что профилем зуба является удлиненная гипоциклоида. Несколько позднее (1946 г.), разбирая образование зацепления, он считает, что профилем зуба является эквидистанта удлиненной эпициклоиды. Таким образом, два различных утверждения сделаны им для одного и того же (?) характера образования профиля зуба. В работах Шанникова содержатся и другие неточные утверждения.

Кроме краткого разбора геометрии зацепления, другие вопросы и анализ остальных элементов редуктора в литературе не встречаются.

Безусловно, интересна своеобразная система коррекции цевочного зацепления, основой которой, по видимому, могут явиться геометрические и прочностные соображения, ведущие к созданию внеполусного или внецентроидного зацепления.

Задача большой редукции скорости привела к применению кривошипно-планетарных, эксцентриково-планетарных и кулисно-планетарных механизмов.

Получает развитие внутреннее зацепление, с помощью которого пытаются найти улучшенные условия работы зубцов, большую редукцию скоростей и компактность редуктора.

Интересный пример подобного редуктора представляет собой двухступенчатый редуктор Акбар, где передаточное отношение достигает 75 и даже 121. По имеющимся кратким сведениям, в данном редукторе в сцепляющихся шестернях, разность числа зубцов колеблется от одного до четырех¹. Избегаая явления интерференции зубцов, естественно, пришлось пойти на резкое увеличение угла зацепления, т. е. на угловую коррекцию передачи, вероятнее всего также и на высотную коррекцию. Несколько неясна характеристика профиля зуба. Отмечается лишь то, что он остроугольный.

Динамические характеристики данного редуктора определяются приводимым значением к. п. д. — 72,5%. Червячный редуктор с подобным передаточным отношением может, как известно, дать к. п. д. от 50 до 60%.

Английская фирма Валльворк соединяет при большой редукции скоростей червячную передачу с планетарной, причем передаточное отношение, осуществляемое последней, равно 40. Характерно, что для этого потребовалось выполнить внутреннее зацепление с шестернями в 40 и 41 зуб.

Особенности внутреннего зацепления говорят о том, что эвольвентное зацепление, определяющее прямую в качестве линии зацепления, не может претендовать на получение значительных величин степени перекрытия и, наоборот, циклоидальное и цевочное зацепления при внутреннем зацеплении определяют возможность использования значительно больших по длине участков линии зацепления (рис. 2). Вследствие этого и получаются значительно большие величины степени перекрытия.

Это характерно для внутреннего зацепления, определяющего первую возможность по-новому взглянуть на выбор профиля зуба.

Наконец, для осуществления соосности звеньев исследуемого редуктора применен давно известный принцип параллельных колес, обычно используемый в лабораторной практике. Вместо внешнего касания цилиндров (служащих здесь вместо зубцов) взят принцип внутреннего касания. Линия зацепления осталась в виде дуги окружности, и, конечно, попрежнему картина передачи движения в параллельных колесах сводится к шарнирному параллелограмму.

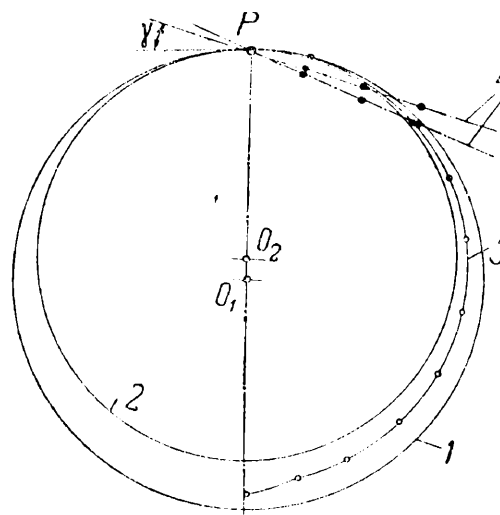


Рис. 2

Динамические условия, естественно, оказываются более благоприятными для выбранного внутреннего касания двух цилиндрических тел.

Заметим, что при параллельных колесах передаточное отношение равно единице. Вместо этого решения можно уже здесь упомянуть о кривошипном механизме с вращающейся кулисой — муфтой Ольдгейма, которая также имеет возможность осуществлять соосность при передаточном отношении, равном двум.

По опытам Английской национальной физической лаборатории подобный механизм должен иметь средний к. п. д. 98%.

Таким образом, в редукторе, основы теории которого предлагаются ниже, использованы принципы:

- 1) эксцентриково-планетарной передачи,
- 2) внеполусного цевочного внутреннего зацепления и
- 3) параллельных колес с внутренним касанием цилиндрических элементов.

Если характеристика отдельных элементов редуктора уже известна и в большинстве случаев неблагоприятна, то тем интереснее, что совместное применение их приводит к созданию малогабаритных зубчатых механизмов с большим передаточным отношением, обладающих при этом хорошими динамическими показателями, простой геометрией зацепления и технологией изготовления всех элементов редуктора.

Планетарный редуктор с внутренним внеполусным зацеплением проектируется в настоящее время на различные мощности — от 0,25 до 12 квт.

Рассмотрение кинематики редуктора привело к утверждению о внеполусности сто зацепления, а проектирование сопряженного профиля зуба, проведенное в духе Релло, — к графическому построению зуба. Последующая аналитическая обработка позволила определить профиль зуба как эквидистанту удлиненной перициклоиды.

¹ Упоминается возможность получения передаточного отношения $i = 30\,000$.

Дальнейшее рассмотрение траектории относительного движения центра цевки цевочного колеса, вместе с решением задачи о построении огибаемой, позволило также утвердить профиль зуба в виде эквидистанты укороченной эпициклоиды.

Доказано, что при определенном соотношении параметров эти кривые профиля зуба тождественны. Совместное рассмотрение привело нас к параллелограмму с двумя равномерно вращающимися ведущими звеньями, одна из точек которого описывает профиль зуба.

Так например, связывая с ведомым малым звеном шарнирного параллелограмма образующую окружность, можно получить траекторию одной из точек ее в виде укороченной эпициклоиды.

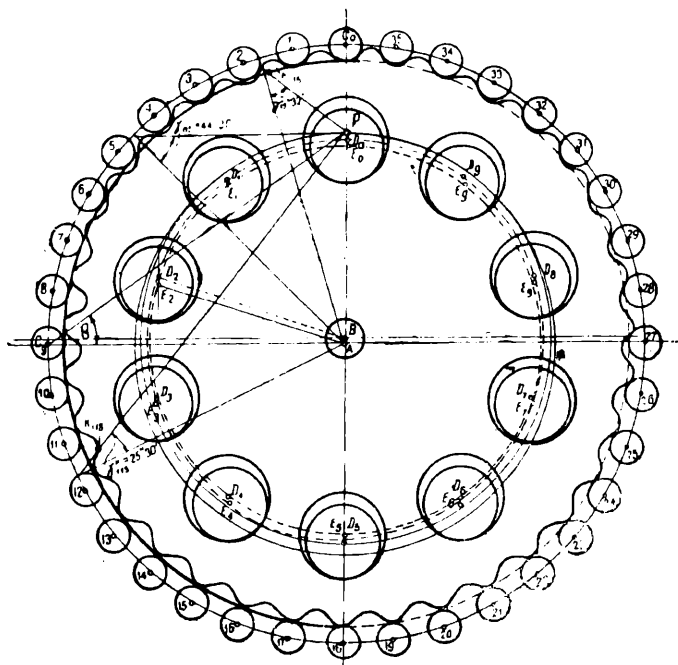


Рис. 3

В последующем все сказанное объединено, весь процесс зацепления рассмотрен аналитически и графически, установлены все основные параметры, определяющие зацепление, в том числе и степень перекрытия.

Кинестатическое исследование позволило найти распределение потерь и нагрузку кинематических пар редуктора; доказано, что для рационального синтеза геометрических уравнений недостаточно. Синтез некоторых элементов редуктора (в том числе зацепления) определяется динамическими обстоятельствами. Последнее исследование позволило предложить систему высотной коррекции зацепления.

Геометрия зацепления и кинематика редуктора

Задача значительной редукции скорости связывается с использованием планетарной передачи. При этом часто применяются зубчатые колеса в н у т р е н н е г о зацепления с возможно меньшей разницей в числе зубцов соприкасающихся колес. Последнее желательно с геометрической и кинематической точек зрения. При цевочном внутреннем зацеплении, когда линии зацепления располагаются вблизи начальной окружности цевочного колеса (рис. 3), получает чрезвычайно высокое значение п л а в н о с т ь зацепления и возможная величина с т е п е н и п е р е к р ы т и я. Так, если:

$$z_4 = z_2 + 1, \quad (1)$$

в о з м о ж н о е значение степени перекрытия равно

$$\varepsilon_{\text{возм.}} = \frac{z_2}{2}. \quad (2)$$

При этом передаточное отношение составит

$$i_{12} = i_{13} = \frac{1}{1 - i_{24}} = \frac{z_2}{z_2 - z_4} = z_2 \quad (3)$$

При эвольвентном зацеплении плавность зацепления в несколько раз меньше. Кроме того, явление интерференции резко затрудняет использование даже коррегированного эвольвентного профиля зуба.

Для равнопрочности элементов создаваемой конструкции приходится отказаться от нормального полюсного зацепления и перейти к внеполюсному (рис. 4 и 5). Внеполюсность может рассматриваться как средство геометрической и прочностной коррекции профиля зуба.

При внеполюсном зацеплении линия зацепления не проходит через полюс зацепления P , ибо высотные размеры зуба зубчатого колеса расположены выше полюса зацепления.

Траектория, определяемая цевкой, при относительном движении звена 4 (венца с цевками) по звену 2 (зубчатое колесо) (рис. 4, 5 и 6), при их внутреннем качении устанавливает профиль зуба зубчатого колеса в виде эквидистанты удлинненной перициклоиды (уравнения 4, 5):

$$x_{3n} = l \cos \left(\frac{r_4 - r_2}{r_4} \varphi \right) - (r_4 - r_2) \cos \varphi - r_0 \sin \gamma, \quad (4)$$

$$y_{3n} = l \sin \left(\frac{r_4 - r_2}{r_4} \varphi \right) - (r_4 - r_2) \sin \varphi - r_0 \cos \gamma. \quad (5)$$

Здесь:

r_4 — радиус центроидной окружности венца с цевками,

r_2 — радиус центроидной окружности зубчатого колеса,

φ — угол поворота,

$< l$ — расстояние от центра цевки до центра образующей окружности,

$< \gamma$ — угол между нормалью в какой-либо точке профиля зуба и осью ординат.

Как известно,

$$\sin \gamma = \frac{y'_n}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}, \quad (6)$$

$$\cos \gamma = \frac{x'_n}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}. \quad (7)$$

Тождественную кривую можно получить при внешнем качении окружности радиуса

$$r_B = (r_4 - r_2) \frac{l}{r_4} = \frac{l}{r_4} \cdot e \quad (8)$$

по окружности радиуса

$$r_A = \frac{r_4}{r_4} (r_4 - l), \quad (9)$$

где $r_A - r_2$ определяет внеполюсность зацепления.

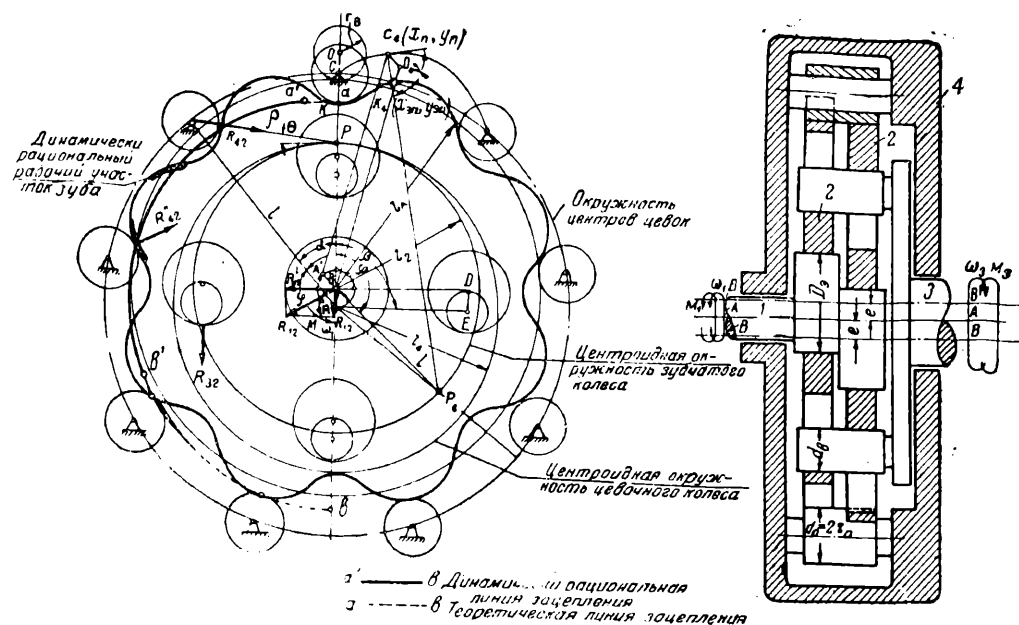


Рис. 4

Очевидно, при этом профиль зуба может быть принят за эквидистанту укороченной эпициклоиды. Наконец, та же кривая получается с помощью шарнирного параллелограмма $BA_1O_1C_1$ при двух ведущих звеньях BO_1 и BA_1 , угловые перемещения которых определяются заданным передаточным отношением (рис. 4 и 5).

Таким образом, имеется по меньшей мере три простейших метода построения профиля зуба внеполюсного щечного зацепления. Два из них подразумевают использование механизмов с высшими парами и один — с низшими парами.

Аналитическое исследование линии зацепления приводит к уравнению:

$$\rho_i = \sqrt{l^2 + r_4^2 - 2lr_4 \cos \alpha} - r_0, \quad (10)$$

причем угол зацепления можно определить из уравнений:

$$\sin \theta = \frac{l \cos \alpha - r_4}{l_i + r_0}, \quad (10)$$

$$\cos \theta = \frac{l \sin \alpha}{l_i + r_0}. \quad (10)''$$

Динамика редуктора

Кинетостатический анализ механизма редуктора, проведенный в предположении зацепления всех щенок и всех пальцев, может быть проведен, изучая условия равновесия звеньев редуктора. Так, для сателлита 2 (рис. 4) напомним:

$$\sum x = \sum_{i=1}^{i=a} R_{42i} \xi_i \cos \theta_i - R'_{12} = 0, \quad (11)$$

$$\sum y = \sum_{i=1}^{i=a} R_{42i} \xi_i \sin \theta_i - \sum_{i=1}^{i=b} R_{82i} \zeta_i - R''_{12} = 0, \quad (12)$$

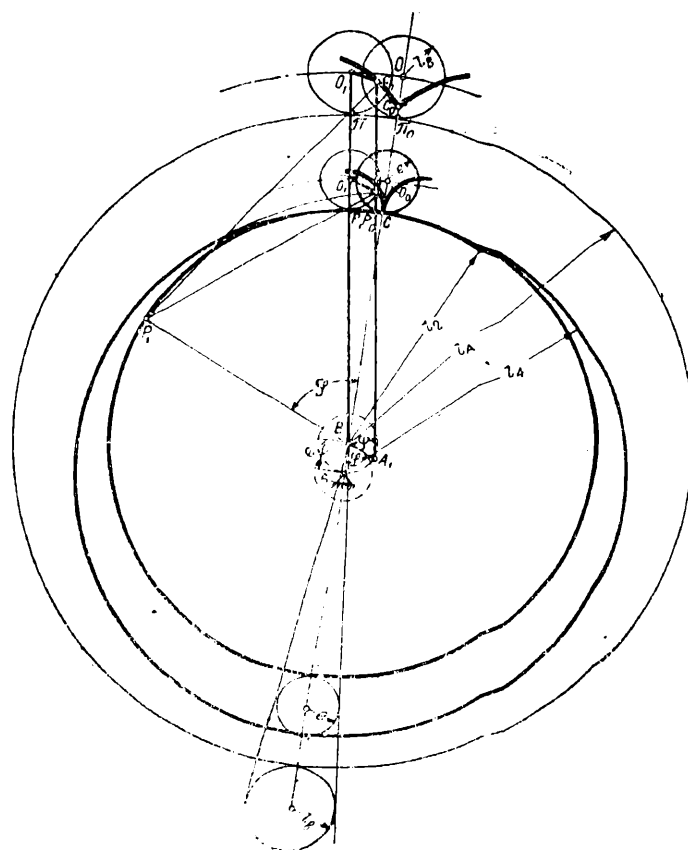


Рис. 5

$$\sum M_p = \sum_{i=1}^{i=b} \zeta_i R_{32} \cdot h_{32} + R'_{12} \cdot r_f = 0, \quad (13)$$

где уравнения равновесия первого звена

$$R'_{12} = \frac{M_1}{2e} = \frac{716,2 \text{ Н}}{2 \text{ ен}}. \quad (14)$$

Очевидно также, что согласно закону редукции моментов

$$\frac{M_1}{M_3} = \frac{e}{r_2} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{z_2}. \quad (15)$$

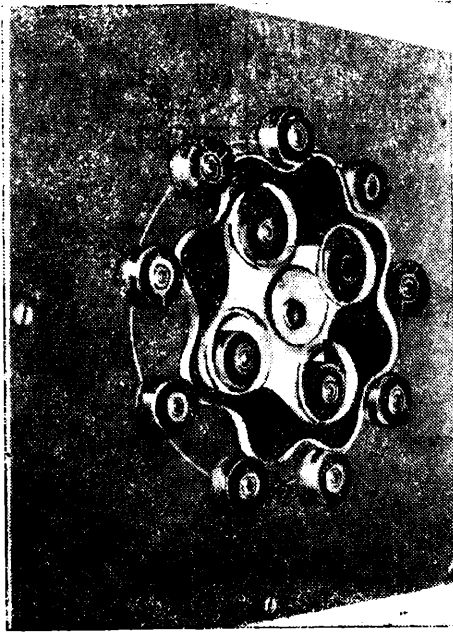


Рис. 6

Решая указанную систему уравнений, найдем

$$R_{32} = \frac{r_2 M_1}{2 e r_3 \sum_{i=1}^{i=b} \xi_i \sin \beta_i}, \quad (16)$$

$$R_{12} = -\frac{M_1}{2e} \sqrt{1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^{i=a} \xi_i \sin \theta_i}{\sum_{i=1}^{i=a} \xi_i \cos \theta_i} - \frac{r_2}{r_3} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{i=b} \xi_i}{\sum_{i=1}^{i=b} \xi_i \sin \beta_i} \right)^2} \quad (17)$$

Наличие коэффициентов распределения давлений ξ_i и ζ_i между элементами цевочного зацепления и параллельных колес указывает на общность как полученных расчетных уравнений, так и самого метода.

Потери, возникающие при скольжении и качении во всех кинематических парах редуктора, определяют его общий к. п. д., равный:

$$\eta = 1 - (\sum K_{24} + \sum K_{23} + \sum K_{21}), \quad (18)$$

где K_{ik} — коэффициенты потерь в соответствующих кинематических парах.

Расчет коэффициентов потерь будем основывать на изучении мощности, теряемой в кинематических парах при скольжении и качении их элементов. Картина силовой нагрузки звеньев цевочного за-

цепления показана на рис. 7. Условия равновесия втулки дают:

$$\sum X = R_{24}' - R_{44}' \cdot \cos \Delta = 0, \quad (19)$$

$$\sum Y = R_{23}' - R_{44}' \cdot \sin \Delta = 0, \quad (20)$$

$$\sum M_c = R_{23}' \cdot r_0 - k R_{24}' - R_{44}' \cdot \sin \varphi \cdot r_{on} = 0. \quad (21)$$

Кроме того, очевидно:

$$R_{44}' = \frac{R_{24}'}{\cos \Delta}. \quad (22)$$

Изучая также силовую нагрузку звеньев зацепления параллельных колес (рис. 8), можно составить следующую систему уравнений:

$$\sum X = R_{23}' - R_{33}' \cdot \cos \delta + P_H \cos \beta = 0, \quad (23)$$

$$\sum Y = R_{23}' - R_{33}' \cdot \sin \delta + P_H \cdot \sin \beta = 0, \quad (24)$$

$$\sum M = R_{23}' \cdot r_B - k \cdot R_{23}' - R_{33}' \cdot \sin \varphi_f \cdot r_{CB} = 0. \quad (25)$$

Совместное решение этих уравнений позволяет определить соответствующие реакции, после чего, зная относительные угловые скорости, мы можем найти мощности, теряемые на трение и сопротивление при качении. В результате, после некоторых преобразований находим значения коэффициентов потерь в различных кинематических парах. Расчетные уравнения принимают тогда следующий вид:

$$\sum K_{24} = -\frac{i_{31}}{M_1} \cdot \sum_{i=1}^{i=a} R_{42} \xi_i (\rho \cdot f_{\text{цев}}^* + k),$$

где

$$f_{\text{цев}}^* = \frac{f r_{on} + k}{r_0} \quad (26)$$

$$\sum K_{23} = -\frac{1 + i_{31}}{M_1} \cdot e \sum_{i=1}^{i=b} (R_{32} \cdot \xi_i f_{\text{в.г.}}^* + R_{\text{пв}} f) \quad (27)$$

$$\sum K_{21} = \frac{dr_4}{2 M_1 r_2} \cdot Q f_{\text{в.т.}}^{\text{подш.}} \quad (28)$$

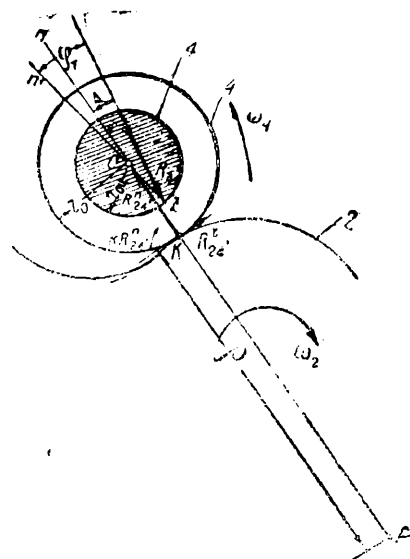


Рис. 7. Схема силовой нагрузки цевочной втулки с учетом сил трения

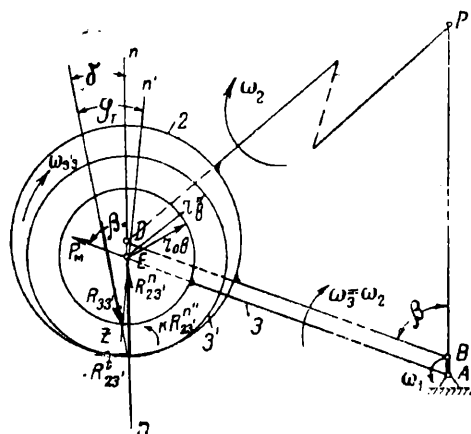


Рис. 8. Схема силовой нагрузки втулки пальца ведомого вала с учетом трения

где Q — суммарное давление эксцентрика на ролики с учетом сил инерции, а

$$f_{\text{подш.}} = \frac{2,6k}{d} \left(1 + \frac{D}{d} \right). \quad (29)$$

Результаты расчета значений реакций и потерь для различных вариантов возможной работы элементов редуктора при $\xi_1 = \xi_2 = \dots = \xi_a$ и $\zeta_1 = \dots = \zeta_a$ приведены в табл. 1, 2, 3.

Таблица 1

Величины давлений цевки на сателлит (R_{42}) и эксцентрика на сателлит (R_{12}) в зависимости от количества одновременно работающих цевок

Количество работающих цевок, a	Предельные углы		Величина давления, кг	
	α°_1	α°_a	R_{42}	R_{12}
17	10	170	37	540
13	10	130	41	628
9	20	100	53	663
6	30	80	75	680
3	40	60	146	700
1	45	45	430	894

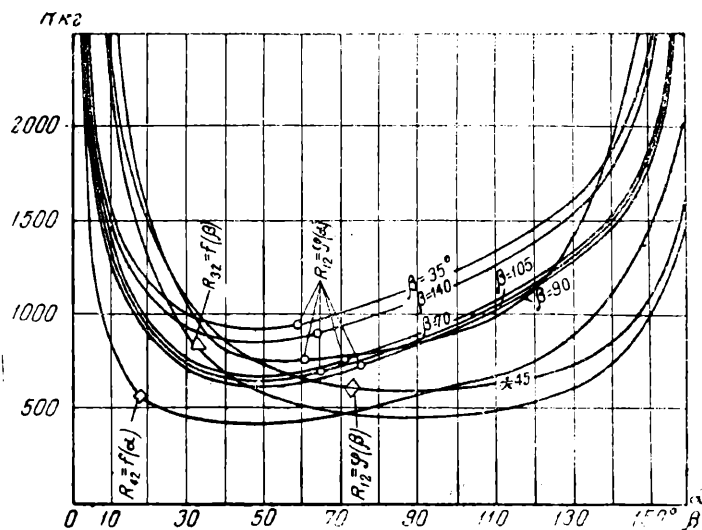


Рис. 9

Таблица 2

Величины давлений пальца на сателлит (R_{32}) в зависимости от количества одновременно работающих пальцев

Количество работающих пальцев, b	Предельные углы		Величина давления R_{32} , кг
	β°_1	β°_b	
4	36	144	145
3	36	108	180
2	36	72	291
1	90	90	447

Таблица 3

Средние значения коэффициентов потерь в кинематических парах и к. п. д.

a	b	ΣK_{24}	ΣK_{23}	ΣK_{21}	K	η_{24}	η_{23}	η_{21}	η
3-17	1-4	0,05	0,05	0,15	0,25	0,95	0,95	0,85	0,75

При расчете было принято: $f = 0,05$; $K = 0,002$ см; $i_{21} = 35^*$; $e = 2,5$ мм**; $z_2 = 35$; $z_4 = 36$; $M_1 = 2,15$ кгс/м.

Картина нагрузки одной цевки и одного пальца при их работе на всей возможной зоне зацепления, т. е. при использовании всей линии зацепления, показана на рис. 9. Кроме того, на рис. 10 при-

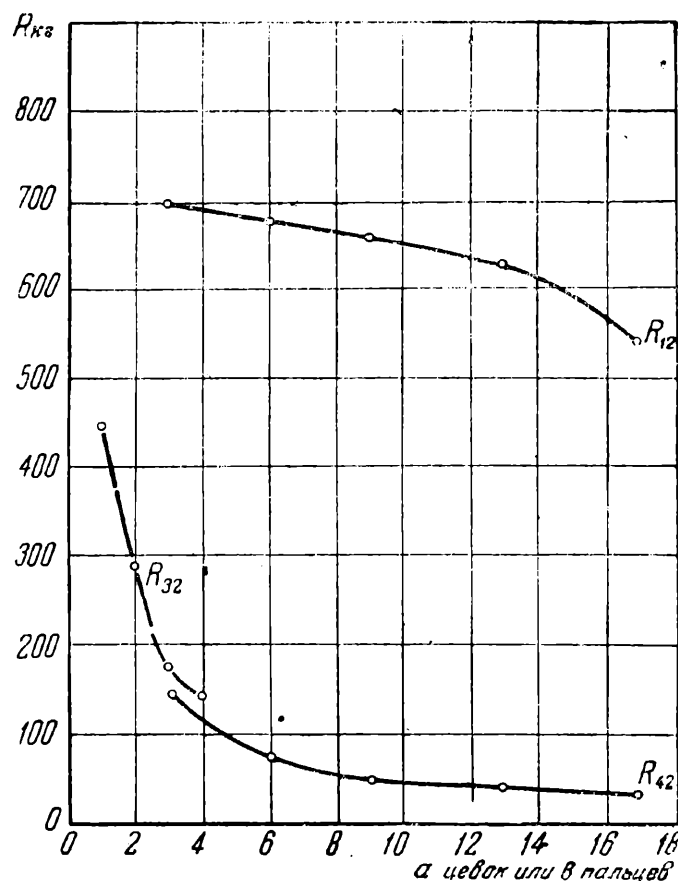


Рис. 10. График зависимости реакций R_{12} и R_{42} от числа одновременно работающих цевок

* Передаточное отношение в подобном редукторе может достигать $i = 100$ при том же числе звеньев.

** Эксцентриситет e определяет высоту зуба и колеблется от значения $e = 0,5$ мм.

ведено изменение средней величины реакций в зависимости от числа работающих элементов. Следует иметь в виду, что при этом выбиралась благоприятная зона их работы.

Таблица 4

Принятые обозначения

Термин	Нумерация и буквенные обозначения	Термин	Нумерация и буквенные обозначения
I. Структура и геометрия механизма		II. Кинематика механизмов	
Ведущий вал	1	Угол зацепления	θ
Зубчатое колесо сателлит	2	Передаточное отношение между звеньями m и n	i_{mn}
Ведомый вал	3	Полюс зацепления	P
Венец с цевками	4		
Ось вращения ведущего и ведомого валов	A	III. Динамика механизмов	
Ось зубчатого колеса	B	Реакция звена m на звено n	R_{mn}
Ось цевки	C	Сила инерции	P_i
Диаметр ролика	d_o	Суммарное давление эксцентрика на ролик	Q
Радиус начальной окружности	r_i	Вращающий момент	M
Радиус окружности центров цевок	l	Коэффициент трения скольжения	f
Радиус цевочной втулки	r_o	Приведенный коэффициент трения скольжения	f^*
Эксцентриситет (расстояние между центрами зубчатого и цевочного колес)	e	Коэффициент трения качения	k
Число зубьев звена	z_i	Коэффициент полезного действия	η_i
Координаты точки	x, y	Коэффициент потерь	χ
Полярная координата центра цевки относительно кривошипа AB	α	Число активно работающих цевок	a
Полярная координата центра пальца относительно кривошипа AB	β	Число активно работающих пальцев	b
Расстояние от полюса зацепления до точки касания O взаимоположающихся профилей	ρ	Коэффициент распределения давления между цевками	ξ_i
		Коэффициент распределения давления между пальцами	ξ_i

Заключение

Исследование условий работы каждой цевки показывает, что зона благоприятных углов α лежит в пределах между 15° и 115° . Это свидетельствует о нецелесообразности использования всего профиля зуба сателлита и всей длины линии зацепления.

Интересно, что при сравнительно большом передаточном отношении редуктора (35) общий к. п. д. его достаточно высок и достигает 0,75. Средний к. п. д. внеполюсного цевочного зацепления $\eta_{24} = 0,95$. Средний к. п. д. кинематической пары параллельных колес составляет тоже $\eta_{23} = 0,95$. Наименьшее среднее значение к. п. д. имеется в эксцентриковой паре — $\eta_{21} = 0,85$.

Динамически рациональная длина линии зацепления достигает ~56% возможной длины линии зацепления, а рационально используемый рабочий участок профиля зуба ~46% геометрически возможной рабочей части его. Это обстоятельство говорит о необходимости предусмотреть при обработке профиля зуба сателлита двойную коррекцию ножки и головки зуба. Последнее достигается без особых затруднений, ибо применение внеполюсного зацепления определяет возможность обработки зубцов методом обкатки.

Примечание. Можно предложить, по нашему мнению, обработку вести на зубодолбежном станке круглым цилиндрическим резцом, диаметр которого равен диаметру цевки, а ось цилиндра отстоит от нее на величину e . Для коррекции — фреза должна иметь дополнительные участки большего радиуса.

Создание внеполюсного редуктора является динамической, а не чисто геометрической задачей. Внеполюсность следует рассматривать как метод прочностной коррекции профиля зуба.

Редуктор, обладающий описанным выше сравнительно новым видом зацепления, основанным на свойствах внутреннего соприкосновения, а также оригинальной комбинацией основных элементов его, имеет хорошие динамические показатели, малозвенность, соосность и, как отмечают, — непревзойденно малые габаритные размеры. Все это заставляет обратить внимание на разработку новых решений в чрезвычайно полно уже развитой теории и практике современного редукторостроения.

К вопросу расчета цепных передач на износ

Д-р техн. наук, проф. Н. В. ВОРОБЬЕВ
(Член Общества машиностроителей)

Цепные передачи стали находить широкое применение в современном машиностроении. Между тем, существующая по этому вопросу литература содержит весьма недостаточные и часто противоречивые сведения, что затрудняет правильный и обоснованный выбор цепей с учетом всех многообразных факторов, влияющих на их износ, а следовательно, и на продолжительность работы.

В настоящей статье, наряду с изложением новых расчетных данных, постараемся выяснить влияние некоторых основных параметров цепной передачи на срок службы цепи.

Передаваемое усилие и допускаемая нагрузка

При заданной передаваемой мощности N л. с. и известной скорости движения цепи v м/сек передаваемое цепью усилие определяется по формуле:

$$P = \frac{75 N}{v} \text{ кг.} \quad (1)$$

Допускаемая для приводной цепи нагрузка (в кг) при заданном сроке службы определяется по формуле:

$$P_d = \frac{ketz_2 m}{cv(1+i)} - 2 S_x, \quad (2)$$

где

k — коэффициент износа цепи, пропорциональный удельной работе трения, $\frac{\text{кг м}}{\text{сек. см}^2}$;

e — длина трущейся поверхности шарнира (втулки), см,

t — шаг цепи, см;

z_2 — число зубцов ведомой звездочки;

m — число всех звеньев цепи;

c — коэффициент, учитывающий конструкцию цепи и передачи;

v — скорость движения цепи, м/сек;

i — передаточное число передачи;

S_x — полное натяжение холостой ветви, кг, равнос

$$S_x = \xi qa + \frac{qv^2}{g}, \quad (3)$$

где

ξ — коэффициент, учитывающий наклон холостой ветви цепи к горизонту, при горизонтальном расположении $\xi=5$; при наклоне под углом 40° при вертикальном расположении $\xi=1$;

q — вес 1 пог. м цепи, кг;

a — расстояние между осями звездочек, м;

g — ускорение силы тяжести, равнос $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Вывод формулы (2), основанный на подсчете удельной работы трения в шарнире с учетом натя-

жения ведущей и холостой ветвей передачи, изложен в книге автора «Цепные передачи»¹.

Для того чтобы цепь непременно проработала заданный срок службы, ее размеры и некоторые параметры передачи подбираются так, чтобы в итоге соблюдалось условие: $P_d \geq P$.

Как видим, в формулу (2) входят все главнейшие параметры передачи, влияющие на износ цепи. Эти величины между собой связаны, вследствие чего изменение одной из них неизбежно вызовет изменение другой или даже нескольких. Это обстоятельство значительно усложняет выяснение влияния отдельных параметров передачи на работу цепи.

Закон износа цепей и расчетные зависимости

Как показывает практика, доброкачественные приводные цепи выбывают из строя, главным образом, потому, что шаг звеньев достигает предельно допустимого увеличения, которое происходит вследствие износа трущихся деталей шарниров. При расчете передач на износ необходимо знать закон увеличения среднего шага цепей в зависимости от продолжительности их работы. Согласно опытам автора этот закон выражается в виде кривой (рис. 1). В начале работы цепи шаг увеличивается сильнее вследствие приработки трущихся поверхностей (участок OA); затем он растет прямо пропорционально времени работы цепи (участок AB). Такое увеличение шага нарушается лишь после того, как износится цементированный слой соприкасающихся деталей (валиков и втулок). Практически можно считать, что средний шаг приводных цепей растет пропорционально времени работы до тех пор, пока его увеличение не достигнет 2,5—3%.

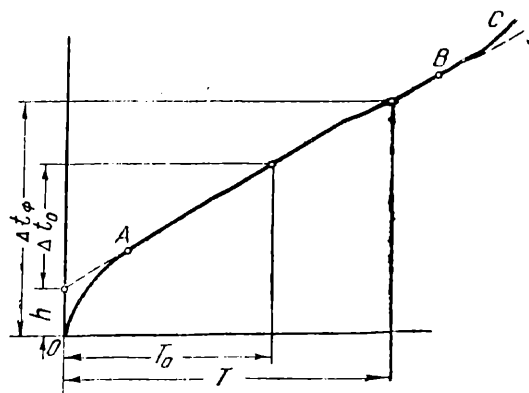


Рис. 1

Принимая обозначения рис. 1, можем написать равенство:

$$\frac{\Delta t_0}{T_0} = \frac{\Delta t_\phi - h}{T}, \quad (4)$$

¹ Машигиз, 1946, стр. 114—115.

где

Δt_0 — увеличение среднего шага цепи за какой-либо определенный период работы T_0 без учета происходящей приработки трущихся поверхностей;

Δt_{ϕ} — фактическое увеличение среднего шага цепи, возникающее вследствие износа в шарнирах за период T ;

h — увеличение шага цепи, получающееся в результате приработки трущихся поверхностей шарниров.

Если требуется, чтобы при фактическом увеличении шага Δt_{ϕ} цепь обязательно проработала T часов, то за T_0 часов она должна получить прирост шага:

$$\Delta t_0 = \frac{T_0 (\Delta t_{\phi} - h)}{T} = \frac{T_0 (\Delta t - \Delta t_n - h)}{T}, \quad (5)$$

где

Δt — предельно допустимое увеличение среднего шага цепи;

Δt_n — первоначальное отклонение среднего шага цепи от номинала, определяемое путем измерения цепи.

Предельно допустимое увеличение шага (в мм) может быть определено¹ по формулам (6) и (7): для втулочно-роликовых цепей

$$\Delta t = 4 \psi \frac{d}{z}; \quad (6)$$

для зубчатых цепей

$$\Delta t = 3 \psi \frac{t}{z}, \quad (7)$$

где

ψ — коэффициент запаса;

d — диаметр ролика, мм;

z — число зубцов наибольшей звездочки;

t — номинальный шаг цепи, мм.

Значение ψ определяется каждый раз в зависимости от предъявляемых требований и условий работы передачи. Для надежности зацепления цепи с зубцами звездочки ψ не должен превышать 0,8.

Величина h , входящая в формулу (5), зависит от чистоты обработки трущихся поверхностей шарниров. При испытаниях цепей были получены следующие значения: для цепей шага 25,4 мм $h \cong 0,05$ мм; для цепей шага 19,05 мм $h = (0,042 \div 0,025)$ мм.

Выбор критерия износа и опытные данные

При разработке метода расчета передач на износ необходимо установить критерий, который, наиболее полно характеризую степень износа шарнира, мог бы быть связан с увеличением шага цепи Δt , возникающим при работе цепи в определенный отрезок времени T_0 (автор принял $T_0 = 1000$ час.).

В настоящее время в ряде руководств в качестве критерия износа принимается величина удельного давления в шарнире, определяемая по формуле:

$$p = \frac{P}{e \delta} - \frac{kg}{мм^2}, \quad (8)$$

где

P — передаваемое цепью усилие, кг;

e — длина трущейся поверхности (втулки), мм;

δ — диаметр валика шарнира, мм.

Однако, как будет видно из дальнейшего, p не имеет определенной связи с увеличением шага цепи Δt_0 и поэтому не определяет долговечности работы цепи и не может служить критерием ее износа.

Автор рекомендует принимать в качестве критерия износа цепи величину так называемого коэффициента износа, устанавливаемую выражением:

$$k = \frac{A_{уд.}}{f} = \frac{(P + 2 S_x)(1 + i) cv}{et z_2 m}, \quad (9)$$

где

$A_{уд.}$ — удельная работа трения в шарнире, $\frac{кг \cdot м}{сек \cdot см^2}$;

f — коэффициент трения скольжения в шарнире.

Величина k , будучи пропорциональна удельной работе трения, предопределяет вполне определенный износ шарниров цепи, а следовательно, и увеличение ее шага. Как видно из выражения (9), величина k определяется девятью важнейшими параметрами передачи и поэтому наиболее полно может характеризовать степень износа в шарнире.

Проведенные автором испытания втулочно-роликовых цепей шага 25,4 и 19,05 мм при периодической их смазке показали, что между увеличением среднего шага цепи Δt_0 мм за 1000 час. работы и величиной коэффициента износа k имеется вполне определенная зависимость (рис. 2). Кривая I относится к замедлительным передачам, а кривая II — к ускорительным. Как видим, между Δt_0 и k соблюдается пропорциональная зависимость в пределах до $k \approx 0,65$. Более интенсивный износ цепей при высоких значениях k объясняется сильным их нагреванием и быстрым исчезновением смазки. Период работы цепей между смазками колебался от 28 до 10,5 час., причем последний имел место при $k = 0,8$.

Цепи замедлительных передач изнашиваются больше чем ускорительных, главным образом, потому,

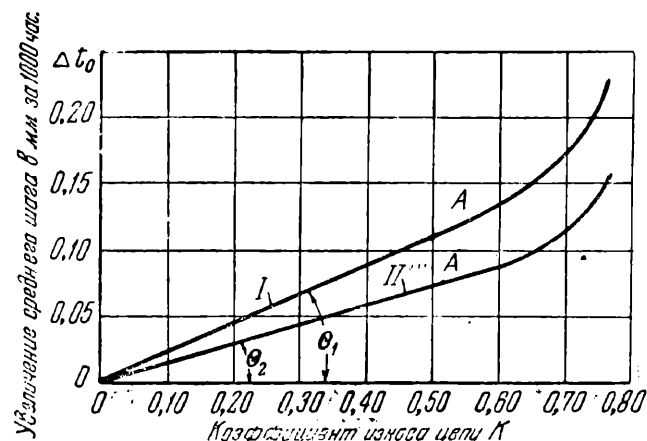


Рис. 2

что смазка в их шарнирах вследствие более сильных ударов при зацеплении держится меньшее время.

¹ Вывод формул приведен в указанной книге автора «Цепные передачи».

Для получения равного износа при прочих одинаковых условиях цепи замедлительных передач следует смазывать чаще. При непрерывном смазывании цепей в масляной ванне такой большой разницы в износе цепей разных передач, очевидно, не будет.

Как видно из рис. 2, коэффициент износа в пределах пропорциональной зависимости определяется выражением

$$k = \frac{\Delta t_0}{\lg \theta} = \frac{1000 (\Delta t - \Delta t_n - h)}{T \lg \theta}, \quad (10)$$

где

Δt_0 — увеличение среднего шага цепи за 1000 час. работы без учета приработки трущихся поверхностей, мм;

θ — угол наклона прямой OA к оси абсцисс, характеризующий износостойкость цепи и определяемый путем ее испытания;

T — заданная продолжительность работы цепи, час.

Решая выражение (10) относительно T , получим формулу для определения продолжительности работы цепи:

$$T = \frac{1000 (\Delta t - \Delta t_n - h)}{k \lg \theta}. \quad (11)$$

Отсюда видно, что продолжительность работы цепи при всех прочих равных условиях тем больше, чем меньше k и угол θ .

В результате проведенных автором испытаний втулочно-роликовых цепей были получены следующие значения углов θ (табл. 1)

Таблица 1

Завод	Шаг цепи, мм	Замедлительные передачи		Ускорительные передачи	
		$\lg \theta_1$	θ_1	$\lg \theta_2$	θ_2
„Красная звезда“ и „Красный металлист“	25,4	0,222	12°30'	0,146	8°20'
„Красная звезда“	19,05	0,173	9°50'	—	—

Как уже указывалось, величина удельного давления p не определяет долговечности работы цепи и не может служить критерием ее износа. Данное обстоятельство лучше всего можно выяснить на конкретных практических примерах.

Рассмотрим результаты работы двух характерных цепных передач, имеющих следующую характеристику (табл. 2).

Цепь 1-й передачи, работая при $k = 0,33$ и $p = 0,33$ кг/мм², получила за 1 000 час. работы увеличение шага $\Delta t_0 = 0,079$ мм.

Цепь 2-й передачи, работая при $k = 0,029$ и $p = 1,5$ кг/мм², получила за 55 000 час. работы фактическое увеличение среднего шага $\Delta t_0 = 0,37$ мм. В этом случае при $h = 0,05$ мм $\Delta t_0 = 0,0058$ мм (табл. 3).

Таблица 2

Назначение передачи и условия работы	Размеры цепи			Параметры передачи				
	t	e	δ	P	m	z_1	z_2	v
Опытная передача для испытания цепи в лабораторных условиях при периодической смазке	25,4	23	9	68	64	10	30	3,90
Передача к ведущему валу эскалатора Московского метрополитена станции „Охотный ряд“ с двухрядной цепью, работающей в масляной ванне	50,8	92	18	2500	162	22	66	0,52

Таблица 3

Передачи	k	p	Δt_0	$\frac{\Delta t_0}{k} = \lg \theta$	$\frac{\Delta t_0}{p}$
1-я	0,33	0,33	0,0799	0,24	0,240
2-я	0,029	1,50	0,0058	0,20	0,004

Как видим, цепь 1-й передачи, имея в 4,5 раза меньшее удельное давление в шарнире, получила в 13,5 раза большее увеличение шага, чем цепь 2-й передачи. Отношение Δt_0 к p для 1-й передачи в 60 раз больше, чем для 2-й. Между тем, отношение Δt_0 к k в обоих случаях приблизительно одинаково, и имеющаяся небольшая разница объясняется различным способом смазывания цепи.

Таким образом, результаты работы передач наглядно показывают пропорциональность между Δt_0 и k и отсутствие какой-либо связи между Δt_0 и p .

Данные табл. 3 подтверждают правильность выбора коэффициента k в качестве критерия износа цепи и возможность использования имеющихся опытных данных с некоторым приближением для различных случаев практики.

Влияние конструкции цепи на продолжительность ее работы

До сих пор влияние конструкции цепи на продолжительность ее работы почти никогда не учитывалось, а если иногда и принималось во внимание, то весьма приближенно, по интуиции.

При расчете цепной передачи по формуле (2) влияние конструкции цепи учитывается коэффициентом c . В каждом отдельном случае величина c может быть подсчитана достаточно точно¹.

Значения коэффициентов c в зависимости от числа зубцов z_1 и передаточного числа i для нормальной втулочно-роликовой цепи приведены в табл. 4.

Величина c для втулочно-роликовых цепей с изогнутыми пластинами зависит от направления их движения. В табл. 5 приводятся значения c при движении цепи втулками вперед (верхние значения) и втулками назад (нижние значения).

¹ Даваемые ниже значения коэффициентов c подсчитаны по формулам автора, приведенным в его книге «Цепные передачи».

Таблица 4

$i \backslash z_1$	2	3	4	5	6	7	8
12	2,70	2,68	2,67	2,66	2,65	2,65	2,65
16	2,75	2,73	2,72	2,71	2,70	2,69	2,69
20	2,80	2,78	2,76	2,75	2,74	2,73	2,73
25	2,82	2,80	2,79	2,78	2,78	—	—
30	2,85	2,84	2,82	2,80	2,80	—	—

Таблица 5

$i \backslash z_1$	2	3	4	5	6
10	2,32	2,22	2,16	2,12	2,09
15	2,97	3,06	3,10	3,12	3,13
20	2,44	2,36	2,30	2,27	2,24
25	3,04	3,09	3,12	3,13	3,14
30	2,51	2,42	2,39	2,36	2,34
35	3,68	3,12	3,13	3,14	3,14

Для зубчатых цепей коэффициент c — величина постоянная, не зависящая от числа зубцов звездочек. Так, для нормальных зубчатых цепей $c \approx 3,5$.

Как видно из формулы (2), чем больше c , тем (при всех прочих равных условиях) меньшую нагрузку способна передать цепь. Значения приведенных коэффициентов показывают, что конструкция цепи оказывает существенное влияние на величину допустимой нагрузки, а следовательно, и на продолжительность работы передачи.

Влияние передаточного числа передачи и числа зубцов звездочек на продолжительность работы цепи

Существующие литературные данные не позволяют учесть при выборе цепи влияние передаточного числа передачи и числа зубцов звездочек на продолжительность ее работы. Поэтому при выборе передаточного числа передачи и числа зубцов звездочек нередко исходят только из соображений получения приемлемого габарита передачи.

Подставляя в выражение (11) значения k (9) и Δt (6), получим формулу для определения продолжительности работы втулочно-роликовой цепи в часах:

$$T = \frac{1000 [4 \phi d - z_2 (\Delta t_n + h)] e t m}{(P + 2 S_x) (1 + i) c v \lg \theta} \quad (12)$$

Формула (12) справедлива при $z_2 \geq 60$. Если $z_2 < 60$, то продолжительность работы цепи определяется по формуле (11), причем наибольшее допустимое фактическое увеличение шага $\Delta t_{\phi} = \Delta t - \Delta t_n$ принимается с некоторым приближением, равным $0,033 t$.

Из формулы (12) видно, что передаточное число передачи i и число зубцов звездочек оказывают на продолжительность работы цепи большое влияние. Для выяснения этого важного вопроса рассмотрим конкретный пример расчета замедлительной цепной

передачи при следующих неизменных данных: передаваемая мощность $N = 13$ л. с.; число оборотов ведущего вала в минуту $n = 850$; нормальная втулочно-роликовая цепь шага $25,4$ мм имеет число звеньев $m = 124$; диаметр ролика $d = 16$ мм; длина втулки $e = 23$ мм; наибольшее допустимое фактическое увеличение шага цепи Δt_{ϕ} не превышает 3,3% от шага; увеличение шага от приработки в шарнирах $h = 0,05$ мм; коэффициент запаса при зацеплении $\phi = 0,8$; $\Delta t_n = 0,04$ мм; цепь работает при периодической смазке, и ее качество соответствует цепям завода «Красная звезда».

При этих данных можно, задаваясь числом зубцов z_1 малой звездочки и величиной передаточного числа i , определить по формулам (11) и (12) значения продолжительности работы цепи в часах. Таким образом были получены следующие значения T (табл. 6).

Таблица 6

$i \backslash z_1$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	6550	7450	7950	8100	6800	5800	5000	4400	3900
16	8050	9150	8630	7020	5920	5150	4370	3700	3350
20	9100	10000	7750	6240	5140	4300	3650	—	—
25	9750	8400	6300	5000	4050	—	—	—	—
30	9400	6680	5050	3940	—	—	—	—	—

На основании данных табл. 6 построены кривые (рис. 3). Они наглядно показывают большое влияние передаточного числа передачи на продолжительность работы цепи при различных числах зубцов z_1 малой звездочки. На основании полученных результатов расчета можно сделать следующие выводы:

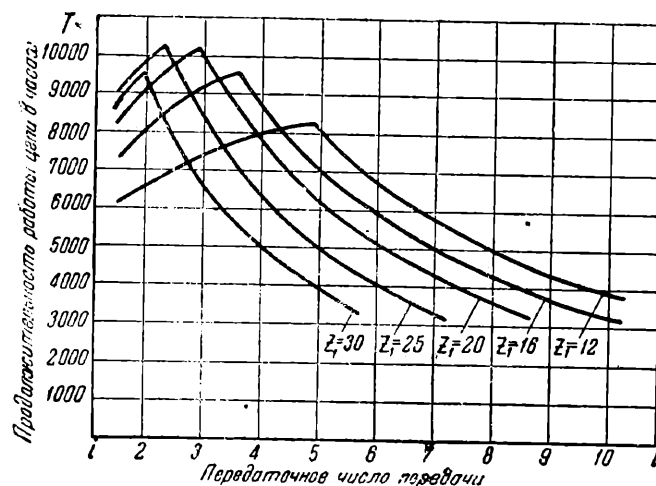


Рис. 3

1. Цепная передача при каждом значении z_1 имеет наиболее благоприятное передаточное число, при котором продолжительность работы цепи достигает своего максимального значения.

2. Максимальная продолжительность работы цепи возрастает с увеличением числа зубцов звездочек, причем при некотором значении z_1 она, достигнув максимума, уменьшается. В рассматриваемом примере наибольшая продолжительность работы цепи обеспечивается при $i \approx 2,5$ и $z_1 = 22 \div 23$.

3. Продолжительность работы цепи сильно снижается при больших передаточных числах.

Общее заключение

Предлагаемые автором формулы и расчетные коэффициенты позволяют впервые производить расчет цепных передач с учетом влияния всех основных факторов и требуемой продолжительности работы цепи. Основные расчетные формулы являются настолько общими, что они, вообще говоря, могут

быть использованы для любых цепных передач при различных условиях их работы. Однако в настоящее время с полной уверенностью и с достаточной точными результатами их можно применять только для тех цепей, которые по своим размерам, качеству и условиям работы соответствуют испытанным.

При наличии общих аналитических зависимостей и нового метода расчета цепных передач на износ нужные опытные данные будут с течением времени пополняться и уточняться.

Утилизация тепла выхлопного пара паровозов¹

Засл. деятель науки и техники, д-р техн. наук, проф. И. Н. БУТАКОВ

(Член Общества энергетиков)

В журнале «Вестник инженеров и техников» были опубликованы две статьи С. Н. Григорьева о некоторых новых тенденциях в зарубежном тепловом локомотивостроении. Основным недостатком паролокомотивов как поршневого, так и турбинного типа является их низкий к. п. д. Характерно разочарование в турболокомотивах с конденсаторами и стремление дать турболокомотив с выхлопом пара в атмосферу, несмотря на его значительно меньший к. п. д.

Главной потерей у паролокомотивов является тепло, уносимое в конус выхлопным паром (более 50%), и наше внимание, в первую очередь, должно быть привлечено к его использованию. Утилизация такого тепла в условиях стационарных установок привела к созданию теплоэлектроцентралей — доминирующему типу электростанций в советской энергетике. У паролокомотивов мы можем использовать его в подвижных тепловых аккумуляторах, прицепляемых к паровозу, лучше всего в виде тендеров емкостью 90—100 м³ по примеру некоторых железных дорог США. В США прицепка таких больших тендеров обусловлена стремлением обеспечить следование поездов без остановок для набора воды на промежуточных станциях, в результате чего повышается участковая скорость движения и создается возможность питания котлов химически очищенной водой, набираемой на деповских станциях. Применение химводоочистки, запроектированной на железных дорогах СССР в текущей пятилетке, является важным мероприятием для улучшения оборота паровозов вследствие удлинения пробегов между промывками, значительного сокращения объема котельного ремонта, а также экономии топлива, благодаря более чистым поверхностям нагрева.

Такой тендер большой емкости и надо конструировать как тепловой аккумулятор, по типу аккумуляторов Рутса. Это даст возможность доставлять на деповскую станцию около 50 т воды температурой 90°C.

В самом деле, если P т — вес воды в тендере-аккумуляторе, а D_1 кг — количество подаваемого в него мягкого пара, то

$$D_1 = \frac{P \cdot 10^3 \cdot 90}{550} = N_e \cdot d_e \cdot T,$$

где T — время в часах хода паровоза под паром в период аккумуляции тепла,

N_e и d_e — средневзвешенные значения мощности паровоза и удельного расхода пара на л. с. ч. за тот же период.

Машинист Орлов («Правда», 20/XII 1940 г.) вывел поезд в 3 600 т на перегоне Чулым — Новосибирск в течение 2 ч. 48 м. Машинист Шолки («Советская Сибирь», 4/VI 1942 г.) провел товарный поезд на расстоянии 100 км в 100 мин. Будем считать, что время чистого хода между депо (130 км) $t_x = 2$ ч. 20 м., а время $t_{з.р.}$ хода при закрытом регуляторе (формула НИИЖТ)

$$\frac{t_x}{t_x - t_{з.р.}} = 1,4 \div 1,7,$$

так что $t_x = T + t_{з.р.}$ и следовательно

$$T = (0,715 \div 0,59) t_x = 140 \cdot 0,715 = 1,7 \text{ час.}$$

Поэтому можно считать, что

$$T = 0,8 \cdot \frac{L_1}{60} \text{ час.,}$$

где L_1 — длина (в км), на протяжении которой тепло выхлопного пара будет аккумулироваться.

Таким образом

$$D_1 = \frac{P \cdot 10^3 \cdot 90}{550} = N_e \cdot d_e \cdot 0,8 \cdot \frac{L_1}{60}.$$

Отсюда

$$L_1 = \frac{10^3 \cdot 90 \cdot 60}{550 \cdot 0,8} \cdot \frac{P}{N_e \cdot d_e} \cong 12\,250 \cdot \frac{P}{N_e \cdot d_e}.$$

На рис. 1 дана зависимость L_1 от N_e , d_e и P . При $N_e = 2\,500$ л. с., $d_e = 7,5$ кг/л. с. ч., $P = 100$ т, имеем $L_1 = 65$ км. Если, далее, принять количество расходуемой воды в паровозах на каждые 10 000 ткм ориентировочно $v_{т.к.} 0,11$ (Г. Г. Бондарь), где $v_{т.к.}$ — расход условного топлива на 10 000 ткм

¹ В порядке дискуссии.

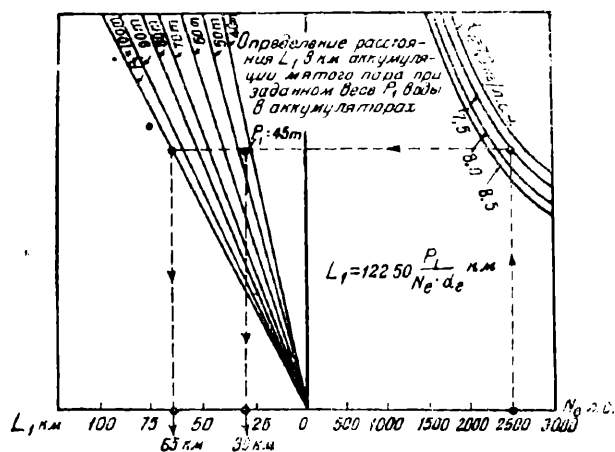


Рис. 1

брутто, то количество воды D_2 , которое окажется израсходованным на оставшемся расстоянии до депо $L_2 = L - L_1$, будет

$$D_2 = \frac{b_{т.к.} \cdot L_2 \cdot Q}{0,11 \cdot 10^4 \cdot 10^3} = \frac{91}{10^7} \cdot b_{т.к.} \cdot L_2 \cdot Q \text{ т.}$$

Здесь Q — вес состава брутто, т.

На рис. 2 имеем зависимость D_2 от L_2 , $b_{т.к.}$ и Q . Для $L_2 = 130 - 65 = 65$ км, $b_{т.к.} = 250$ кг/10 000 ткм и $Q = 2500$ т получаем около 40 т, т. е. в депо будет привезено около 60 т воды при температуре 90°C. Принимая во внимание расход на собственные нужды паровоза и неизбежные потери, свободная вода составит около 50 т.

На магистральных железных дорогах движение достигает 48—70 пар поездов в сутки. Таким образом, от 4—6 прибывающих в час паровозов в депо будет поступать 200—300 т горячей воды. Во время экипировки паровозов в депо эта вода должна быть спущена в подземный резервуар. Отсюда зимой горячая вода направляется прежде всего для отопления зданий полосы отчуждения (депо, мастерские, вокзал, дежурные комнаты, школы, больницы, клубы, жилые дома и т. д.). При температуре обратной воды 60°C в отопление будет отдаваться минимум $35 \times 200 \times 10^3 = 7$ мкг/час, что с избытком достаточно. Летом же горячая вода при 90°C поступит в испарители вакуумных утилизационных турбин, где сможет обеспечить мощность минимум

$$N_3' = \frac{35 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,6 \cdot 45}{562 \cdot 860} = 390 \text{ кВт.}$$

Кроме того, вода температурой 60°C зимой после отопления, а летом из испарителя вакуумной турбины пойдет в испаритель второй ступени вакуум-

ных турбин, причем будет вырабатываться дополнительная мощность минимум

$$N_3'' = \frac{15 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,6 \cdot 30}{571 \cdot 860} = 110 \text{ кВт.}$$

Таким образом, летом получится полная мощность брутто минимум в 500 кВт, а зимой 110 кВт. Вода из испарителей второй ступени вакуумных турбин при температуре 45°C может быть направлена для почвенного обогрева культивационных помещений, развитие которых предусматривается п. 23 Закона о пятилетнем плане 1946—1950 гг. Такой почвенный обогрев полезен и летом для некоторых теплолюбивых растений, что обеспечит утилизацию еще минимум

$$\frac{25 \cdot 2 \cdot 10^5}{10^6} = 5 \text{ мкг/час.}$$

В результате, среднегодовое использование, как минимум, получается ориентировочно

$$5 + \frac{500 + 110}{2 \cdot 10^6} \cdot 860 = 0,5 \cdot 7 = 9 \text{ мкг/час.}$$

Сверх того в самих паровозах на перегоне от депо до депо будет утилизировано при 48 парах

$$\frac{632,3 \cdot 2500 \cdot 0,8 \cdot 130 \cdot 4}{60 \cdot 10^6} = 11 \text{ мкг.}$$

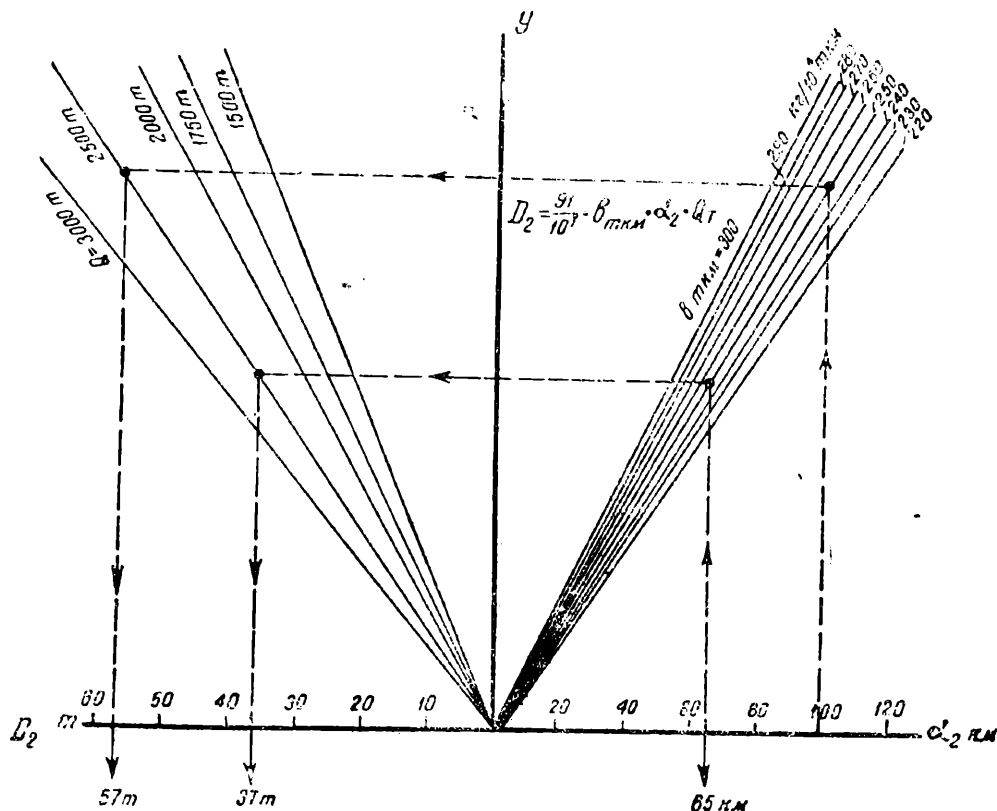


Рис. 2

Всего, следовательно, окажутся утилизированными около 20 мкг, а израсходовано в танках паровозов при 48 парах

$$\frac{4 \times 2500 \times 1,2 \times 0,8 \times 130 \times 7000}{60 \cdot 10^6} = 145 \text{ мкг.}$$

Таким образом, к. п. д. комбинированного использования тепла будет $20 \times 100/145 = 14\%$, т. е.

только при частичной утилизации тепла выхлопного пара в два раза превзойдет к. п. д. паровоза. Такой же к. п. д. мы имеем примерно на ободе колеса электровоза, паротепловоза Майзеля, причем в этих случаях на энергетику дефовских станций необходимо расходовать дополнительное топливо, что еще снижает общий к. п. д. по отделению.

При расстоянии между депо 130 км получаемая экономия в топливе (не считая серьезной экономии его от улучшения условий оборота паровозов, лучшего содержания поверхностей нагрева и перевода на полуконсервацию водокачек на промежуточных станциях) ориентировочно выразится в

$$\frac{8,5 \cdot 10^6}{7000 \cdot 0,5 \cdot 10^3} + \frac{300 \cdot 860}{7000 \cdot 0,1 \cdot 10^3} = 2,8 \text{ т/час},$$

или $2,8 \times 8760 = 24500 \text{ т/год}$.

При стоимости условного топлива 50 руб/т франко-тендер по одному депо имеем годовую экономию:

$$50 \cdot 24500 = 1225000 \text{ руб/год}.$$

Это открывает возможность из расчета 10% капитализировать сумму около 12 млн. руб., что с большим избытком хватит на реконструкцию энергетического хозяйства депо и паровозов. Стоимость сооружения культивационных помещений сюда не войдет, так как они будут выпускать свой товар — овощи, в стоимости 1 кг которых (50—60

коп. в ценах 1930 г.)¹ заключается и капитализационный фактор, учитывающий стоимость сооружения теплиц и их оборудования. Необходимо заметить еще, что расходы по установке на паровозах дымоходов, работающих мятым паром, и по устройству подачи пара в аккумуляторы с превращением тендеров в последние должны быть отнесены за счет экономии топлива, получаемой как в основном, так и в обратном депо. Стоимость же разницы сооружения тендеров большей емкости, естественно, должна относиться за счет интересов самого движения. Если бы даже на первых порах не удалось приступить к сооружению культивационных помещений, то экономия топлива все же была бы

$$\frac{8,5 \cdot 10^6}{7000 \cdot 0,6 \cdot 10^3} + \frac{300 \cdot 860}{7000 \cdot 0,1 \cdot 10^3} = 1,37 \text{ т/час}.$$

Это дает возможность капитализировать сумму в 6 млн. руб., достаточную для реконструкции дефовского хозяйства вместе с необходимой реконструкцией паровозов, стоимость которой в половинной доле должна быть отнесена и на обратное депо отделения.

Из сказанного видно, что внимание работников транспортного машиностроения необходимо привлечь к конструированию тендеров-аккумуляторов емкостью 90—100 м³ и, в связи с этим, к некоторой реконструкции паровозов.

¹ Марков В. и Корольков Е., За социалистическую реконструкцию овощеводства закрытого грунта. Эскизный план 2-й пятилетки, Сельхозгиз, 1931, стр. 89.

Конструкция малых термических печей при газовом отоплении

Инж. А. Г. ЧЛЕНОВ

(Член Общества энергетиков)

Вслед за пуском в эксплуатацию газопровода Саратов — Москва предстоит пуск газопроводов в районе Куйбышева и дальних газопроводов, обеспечивающих газификацию Ленинграда и Киева. Таким образом, природный газ станет распространенным топливом для городов. Кроме бытовых потребителей, он пойдет для малых печей машиностроительных и металлообрабатывающих заводов, которые в настоящее время работают только на дефицитном мазуте.

С этой точки зрения представляет интерес теоретическое рассмотрение некоторых свойств (в частности, длины факела) высококалорийного газа (природного, коксового, газа нефтекрекинга и т. д.) и вытекающих отсюда конструктивных возможностей при проектировании малых нагревательных и термических печей.

Как известно, в Москве сжигается смесь высококалорийного природного газа с другими газами. Состав ее примерно следующий:

CO ₂	C _n H _m	O ₂	CH ₄	CO	H ₂	N ₂	Q [*]
5,0	10,8	0,4	21,3	12,8	19,5	30,2	4692 кал/м ³

Не касаясь всех свойств саратовского и прочих газов, уже подробно освещенных в литературе¹, упомянем лишь об одном из важнейших — о способности давать факел различной длины в зависимости от начального давления газа и воздуха и избытка последнего.

В горелках предварительного смешения при наличии тоннеля в шамотной кладке можно получить вполне достаточное (если не идеальное) смешение газа с воздухом и, в силу этого, чрезвычайно короткое, практически невидимое пламя. Коэффициент избытка воздуха может быть доведен до минимума 1,05—1,1. Повышение давления воздуха способствует смешению, так как поток газа в данном случае лучше пронизывается струйками сжатого воздуха. Повышение давления газа в цеховых трубопроводах менее желательно ввиду опасности утечек.

При сжигании мазута также возможно получение укороченного сжатого, почти бесфакельного пламени, но только при очень высоком давлении распыливающего воздуха — 5—6 атм.

¹ В ближайшее время выходит книга проф. И. М. Рафаловича «Природный газ как топливо металлургически: печей».

классного шамотного кирпича. Внутри железного кожуха была выложена кладка из кудиновского кирпича (огнеупорностью 1800—1400°C) и только для свода и верхнего ряда стенок использован имевшийся шамотный кирпич.

Термообработке подвергались тонкостенные металлические чашечки размером несколько больше наперстка, загружавшиеся в контейнеры (металлические трубы с днищами и крышками). Для предохранения от окисления чашечки обильно смачивались машинным маслом. Нагрев велся до 700°C. В старых печах температура определялась по цвету нагретого контейнера и по примерному времени пребывания его в печи. Новая печь вначале вызвала ряд сомнений, но результат ее работы оказался удачным и она прослужила без ремонта около года. Лишь после этого пришлось сменить арку у стенки дымового канала.

Через гляделку в торцевой стенке печи можно было увидеть следующую картину: вся внутренность печи имеет красноватый, переходящий в светлокрасный оттенок; на фоне его в противоположной стенке видны два ярких белых прямоугольника — огневые вылеты горелок; на поде печи лежат контейнеры, цвет которых постепенно приближается к общему красноватому оттенку печи.

В первый период, после загрузки контейнеров и пуска газа из печи, через все щели и отверстия выбивается желтое пламя, окруженное черным дымовым ореолом: это горит масло на деталях. Выгорание масла продолжается примерно 15 мин., после чего пламени уже совершенно не видно, атмосфера камеры прозрачна. Давление в печи — положительное до самой подины, что обнаруживается по выбиванию газов через щель у нижней кромки заслонки садового окна. В старой печи контейнеры выдерживались 45 мин., в новой — примерно 30 мин. Первая же партия отожженных деталей была принята инспектором.

Испытание пришлось произвести только спустя 8 месяцев, когда печь была уже полностью освоена, внимание к ее режиму значительно ослаблено. Результаты испытаний (21 января и 11 февраля) показали следующее (см. также рис. 3). Загрузка печи металлом сильно меняется в зависимости от поступления деталей с механической обработки. Поэтому иногда в печи находилось 6—7 контейнеров, уложенных в два ряда по высоте, иногда же лишь два. Между тем, расход городского газа, измеряемый по общезаводскому счетчику (в воскресенье, когда все остальные печи не работали), колебался очень слабо, в пределах 9—11 м³/час, в зависимости от давления в сети, ибо подача газа совершенно не регулировалась. Тем не менее горение в печи, цвет кладки и распределение температур оставались вполне равномерными.

При оценке равномерности распределения температур в печи следует иметь в виду особенность всех печей с периодической загрузкой металла и с малой его выдержкой при конечной температуре — при подаче в печь холодного металла температура снижается тем больше, чем больше вес металла. Поэтому подина печи и контейнеры всегда нагреты меньше, чем середина печи (по высоте) и ее свод, и температура выравнивается только после длительной выдержки металла в печи. В данном случае по технологическим условиям выдержка не требовалась

и металл вынимался из печи при 700°C, в то время как у свода температура была 850°C. Таким образом, температура, замеренная на поду печи данной конструкции, зависит от режима. О достоинствах конструкции надо судить по температуре у свода и в среднем горизонтальном сечении печи. Температура замерялась хромель-алюмилевой термопарой через фронтовую и торцовую гляделки, причем термопара могла вдвигаться в печь и поворачиваться вверх и вниз, вправо и влево. Таким образом, удавалось проверить температуру по всей печи. При испыта-

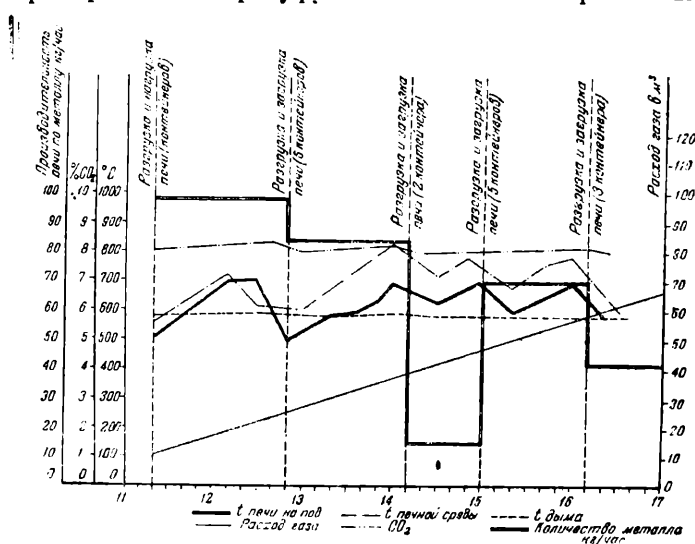


Рис. 3. Диаграмма показателей работы печи

нии 21 января печь шла горячее, чем обычно, кладка имела более светлый накат, и разница температур между сводом и серединой печи была несколько выше: по всему своду было 910°, в среднем сечении — 880, у дымовой стенки печи — 850°, на подине (замерено другой термопарой) — 800—830°. Температуру горелочных вылетов можно было оценить по накалу футеровки в 1200°C.

При испытании 11 февраля печь шла несколько холоднее, кладка имела более темнокрасный оттенок, разница температур между серединой печи и сводом и по горизонтальному сечению печи была еще меньше — около 12°. Нагрев подины определялся путем просовывания термопары между контейнерами; максимальная температура, при которой контейнеры вынимаются, составляла около 720°, поверхность контейнеров имела красный, переходящий в светлокрасный, оттенок.

После свежей загрузки холодного металла температура в печи снижается: при загрузке семи контейнеров — до 550°, двух контейнеров — до 650°. Конечно, эти цифры не являются абсолютными, на их точность влияет ряд факторов: прижим термопары к контейнеру и к самой подине, выгорание масла и т. д. Однако остается несомненным тот факт, что в малой печи чем больше вносится холодного металла, тем сильнее падает температура и тем резче должен быть перепад между верхом и низом печи при одной и той же продолжительности нагрева.

При обычном, принятом для данного процесса режиме этот перепад составляет около 80°. Однако при большей выдержке он мог бы быть сведен к минимуму, как, например, в среднем сечении печи. Температура дымовых газов в дымовом канале сохранялась весьма постоянной — около 600°.

Анализы газа показали содержание лишь 7% CO_2 , что свидетельствует о значительном избытке воздуха, совершенно ненужном для сгорания газа.

Часть свободного кислорода в первый период работы печи используется для сгорания паров масла, но смешение их с газами плохое, что видно по большому выделению дыма. Подвод струи сжатого воздуха гибким шлангом через фронтную гляделку мог бы способствовать лучшему перемешиванию масляных паров со свободным кислородом пламени. В основном, избыток кислорода безусловно вреден и ведет только к частому перегоранию тонкостенных контейнеров. Следует иметь в виду, что при испытаниях к горелкам был подведен вентиляционный воздух вместо дорогого компрессорного. Давление газа колебалось около 20 мм вод. ст., снижаясь в отдельные периоды до 15 мм. В соответствии с этим несколько колебался и расход газа — 10—12 м³/час, или, в среднем, 34 м³ за три часа.

Для сравнения были проведены также замеры температур на малой американской печи с нижней огневой камерой, нижним обогревом подины, нижними огневыми вылетами и верхним отводом продуктов горения — через отверстие в своде печи под зонт. Эти замеры показали следующее: 1) с задней стороны примерно в середине печи: у пода — 890°C, у свода — 880°C; 2) со стороны дверцы на расстоянии 150—200 мм: у пода — 850°C, у свода — 870°C.

В печи лежало некоторое количество очень мелких деталей, вследствие чего влияние веса металла на температуру подины было гораздо меньшим, чем обычно.

Выводы

При применении газообразного топлива или мазута с высоким давлением распыливания (5—6 атм) конструкция термических печей может быть упрощена путем отказа от нижней огневой камеры и перехода к печам верхнего горения с обращенным потоком газов, т. е. с отводом их с подины. При этом значительно уменьшаются расход огнеупорного кирпича, требования к его качеству (огнеупорности и механической прочности в горячем состоянии) и стоимость ремонта.

Может быть достигнуто почти беспламенное горение и заполнение всей печи нейтральными продуктами горения, имеющими равномерную температуру по горизонтальному и вертикальному сечению печи, так же как и в печах с нижним обогревом. Здесь, однако, требуется очень внимательное наблюдение за режимом печи, в частности за расходом газа (или мазута) и за избытком воздуха, который может быть доведен до минимума $\alpha=1,05$. При отсутствии автоматического газоанализатора на CO_2 содержание последней может определяться периодически по аппарату Орска, что никакой трудности не представляет.

К вопросу о получении высококалорийного газа из торфа

Инж. Ч. А. СОБОЛЕВСКИЙ

(Председатель секции газификации Латвийского отделения Общества энергетиков)

В статье И. Г. Энтина¹ затрагиваются весьма актуальные вопросы, правильное решение которых позволит широко и весьма рационально использовать торф при улучшении топливоснабжения городов Советского Союза.

К сожалению, вопрос газификации торфа совершенно не был освещен на втором Всесоюзном совещании по газоснабжению городов, состоявшемся в апреле 1947 г. в Ленинграде. Между тем, решение этой задачи не терпит отлагательства.

Преимущество торфа перед другими видами местных топлив (бурого угля и сланца) заключается в том, что при его термической переработке может быть получен не только высококалорийный газ, но и высококачественный кокс. Такое бездымное высококалорийное твердое топливо совершенно необходимо для отопления городских квартир (особенно в средних и малых городах). Кроме того, кокс нужен для промышленности и различных мастерских. Замена торфяным коксом дальнепривозного каменноугольного кокса положительно скажется на развитии мелкой промышленности, которая, в свою очередь, позволит резко улучшить

ремонт и снабжение запасными деталями машинного парка социалистического сельского хозяйства.

Расположение месторождений торфа вблизи городов, крупных сел и рабочих поселков должно способствовать широкому развитию строительства небольших газовых заводов, могущих резко улучшить бытовые условия населения и санитарно-гигиеническое состояние населенных мест при сравнительно небольших материальных затратах.

Весьма важным и первоочередным мероприятием является быстрое строительство таких малых и средних газовых заводов (не только на базе торфа) мощностью от 5 до 20 млн. м³ газа в год. По мере развития газовой сети и оборудования газовой аппаратурой квартир уже в ближайшие годы увеличилось бы газопотребление и соответственно росла бы мощность завода. Расчет на массовое строительство крупных заводов лишь тормозил бы дело.

Средние и малые газовые заводы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) простоте аппаратного оформления и управления технологическим процессом;
- 2) эксплуатационной надежности;
- 3) экономичности в эксплуатации;
- 4) малому объему капиталовложений.

Первое требование, по нашему мнению, имеет громадное значение, так как обеспечивает широкое

¹ Канд. техн. наук И. Г. Энтин, Получение высококалорийного газа из торфа. «Торфяная промышленность», 1946, № 10.

использование местных ресурсов при эксплуатации газовых заводов с минимальными затратами централизованных средств и повышением темпов строительства.

В свете всего указанного предлагаемая И. Г. Энтиным технологическая схема и аппаратное оформление заводов с применением шахтных печей для получения высококалорийного газа из торфа не отвечают указанным требованиям. Это предложение приемлемо для крупных заводов, мощностью от 100 млн. м³ и выше газа в год, широкое строительство которых явится дальнейшим этапом после освоения малых и средних предприятий.

Все разбираемые И. Г. Энтиным схемы имеют общие недостатки: довольно большие капиталовложения и сложность аппаратного оформления.

Газификация торфа под высоким давлением с парокислородным дутьем может быть рекомендована для сравнительно мощных газовых заводов, производительностью выше 100 млн. м³ в год, и то лишь после опробования этого способа на промышленной установке.

Коксование в камерных печах с пиролизом смолы и в шахтных печах с внутренним обогревом может быть значительно упрощено в части аппаратного оформления и схемы технологического процесса. Это позволит приблизиться к требованиям, предъявляемым к малым и средним газовым заводам.

Рассмотрим технологические схемы указанных способов под углом зрения их упрощения.

Коксование в камерных печах с пиролизом смолы

Вместо трехзонной периодически действующей печи, со специальными камерами пиролиза (рис. 1), мы предлагаем непрерывно действующую камерную печь с нижним отбором газа и с газогенератором (рис. 2), заключенным в общую кладку с печью и работающим на торфяном коксе или на торфе, в зависимости от потребления кокса в данном населенном пункте.

Вместо сушки торфа 40%-й влажности в отдельной зоне печи, предлагаем сушить его до содержания влаги 20% в специальной сушилке, работающей на отходящих дымовых газах. В камере нашей печи автоматически идет процесс дальнейшей сушки и коксования торфа, пиролиз смолы и образование водяного газа при разложении паров воды торфа, поступающих из верхней части камеры в нижнюю и проходящих через слой раскаленного кокса. Охлаждение кокса происходит в нижней части камеры, куда подается газ после эксгаустера или пар из котельной.

Отметим, что извлечение легких углеводородов из газа, по нашему мнению, на малых заводах не обязательно; этот вопрос должен решаться в зависимости от объема и экономики производства.

Для небольших установок по извлечению легких углеводородов из газа целесообразно применять сухой адсорбент, например, специально обработанный торфяной кокс. Преимуществами данного способа являются: компактность и дешевизна установки, высокая экономичность производства и простота обслуживания.

Очистка газа от CO₂ под давлением может применяться только при передаче газа на сравнительно большие расстояния (свыше 10 км). В этом случае энергия компрессии газа для очистки от CO₂ используется для передачи газа от завода к потребителю.

При расположении газового завода вблизи города очистка от CO₂ не должна производиться.

В результате пиролиза смолы состав ее получается близким к каменноугольной смоле, поэтому присущая торфяному дегтю химическая ценность резко уменьшается.

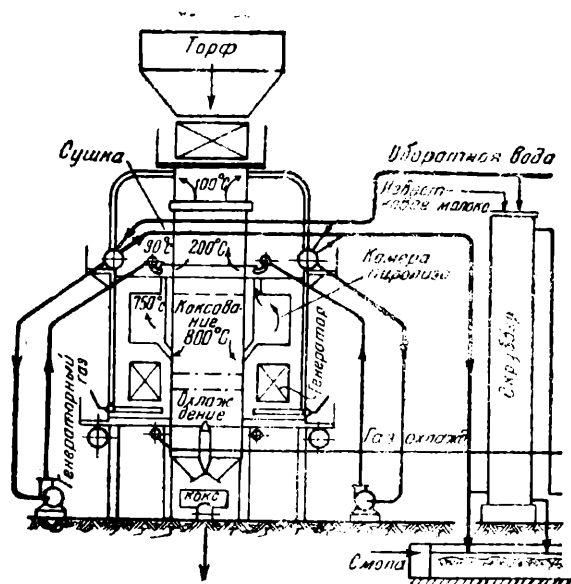


Рис. 1. Коксование торфа в камерных печах

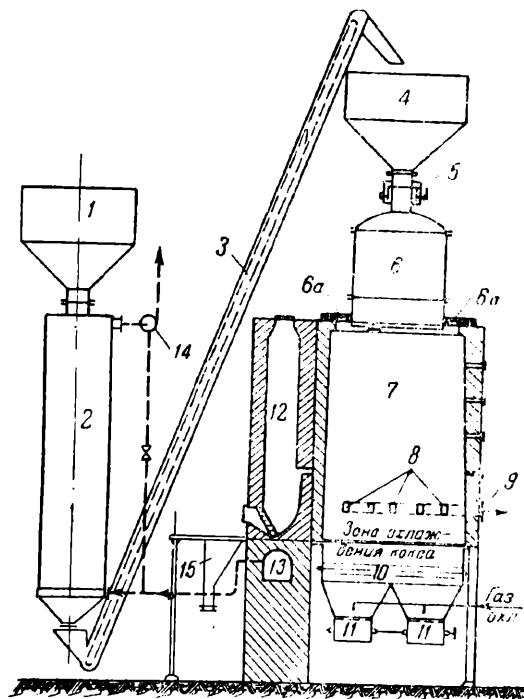


Рис. 2. Камерная печь с нижним отбором газа:

1 — бункер сырого торфа; 2 — сушилка; 3 — элеватор; 4 — бункер сухого торфа; 5 — секторный затвор; 6 — питательный бункер; 6а — шуровочные окна; 7 — камера; 8 — окна для отвода газа из камеры; 9 — штуцер отвода газа на конденсацию; 10 — аппарат непрерывной выгрузки кокса; 11 — секторный затвор; 12 — газогенератор; 13 — боров; 14 — дымосос; 15 — бункер для шлака

Упрощенная схема получения высококалорийного газа из торфа, с применением камерных печей непрерывного действия с нижним отбором газа, имеет ряд преимуществ: простоту аппаратного оформления, уменьшение количества аппаратов и объема капиталовложений.

Кроме того при упразднении отдельных зон и рециркуляционной системы газа для сушки торфа в камере печи упрощается управление печами и обеспечивается их эксплуатационная надежность.

Получение высококалорийного газа в шахтных печах

Простота устройства и обслуживания шахтной печи типа Пинча, дешевизна изготовления и надежность в эксплуатации — несомненные преимущества этого способа. Однако если учесть высокий выход (около 10% от торфа) весьма ценной смолы и небольшой выход (около 260 м³/т торфа) газа, то для малых и средних заводов указанные преимущества уменьшаются.

Если при коксовании в камерных печах из 1 т абсолютно сухого торфа получается 720 м³ газа теплотворностью 3 400 кал/м³ (т. е. в газе содержится 2,45 мегакалорий), то из шахтных печей выходит только 320 м³ газа теплотворностью 3 600 кал/м³ (1,15 мегакалорий), т. е. в 2,2 раза меньше. С другой стороны, высокий процент выхода смолы с большим содержанием фенолов, воска, парафина и других ценных веществ ведет к организации химического производства по переработке смолы, что целесообразно только для сравнительно больших установок. В этом случае газовый завод превращается в сложный газо-химический комбинат со значительными капиталовложениями. Рассматривая торф с энерго-химической точки зрения и учитывая народнохозяйственное значение продуктов, получаемых из смолы, строительство крупных газо-химических комбинатов по переработке торфа в шахтных печах должно получить широкое развитие. Комбинаты обеспечат города Союза газом и высококачественным твердым топливом (коксом) и будут выпускать десятки тысяч тонн чрезвычайно ценных химических продуктов (фенолов, воска, парафина, креолина, лизола, а также масел и пека).

Для малых и средних газовых заводов шахтные печи целесообразны лишь в случае использования смолы для производства газа, т. е. при возврате смолы в зону высоких температур вместе с газом-теплоносителем. Это значительно увеличило бы выход газа и улучшило качество кокса и экономику производства. Необходима опытная проверка такого метода производства газа.

О теплотворности газа

Исторически сложившиеся требования к качеству «светильного газа», применявшегося 30—40 лет назад, в отношении теплотворности автоматически, без критического анализа перенесены в современные технические условия на «городской газ», идущий для бытовых, коммунальных и специальных промышленных целей.

По нашему мнению, теплотворность «городского газа» 4 000—4 200 кал/м³ не может рассматри-

ваться как обязательный фактор его качества. В каждом отдельном случае — в зависимости от экономических показателей по транспорту газа, исходного сырья для его получения, способа генерирования и состава газа — теплотворность газа должна являться функцией вышеуказанных факторов. Требования к теплотворности газа не должны усложнять технологическую схему производства, приводить к применению дефицитного сырья, дорогостоящей аппаратуры и увеличению объемов капиталовложений.

В целом ряде городов Западной Европы (Нейлон, Ницца и др.) для бытовых и коммунальных нужд пользуются газом теплотворностью 2 000—3 000 кал/м³; Рига в течение последних двух лет снабжается газом теплотворностью 2 800—3 200 кал/м³ и содержанием балласта (N₂+CO₂) около 35%.

Исследования, проведенные Ленинградским институтом им. Молотова (работа инж. Жукова «Исследование влияния процента содержания углекислоты в газе на к. п. д. бытовых газовых приборов»), показали, что газ с 30% CO₂ вполне может сжигаться в бытовых газовых приборах.

Вышеизложенное подтверждает возможность исключения отмычки углекислоты из торфяного газа, что предлагается нами для упрощения технологической схемы и удешевления строительства газового завода на торфе¹.

В ы в о д ы

1. Для широкого использования торфа для газификации бытовых нужд населения рекомендуется строительство малых и средних заводов мощностью от 5 до 20 млн. м³ газа в год.

2. Упрощенная технологическая схема завода с применением камерных непрерывно действующих печей обеспечивает рациональное использование торфа и возможность широкого распространения такого типа установок для малых и средних газовых заводов.

3. Строительство газохимических комбинатов с применением шахтных печей и полным циклом переработки смолы оправдывается требованиями народного хозяйства, с целью энерго-химического использования торфа при больших масштабах производства.

4. Применение газа для газоснабжения городов с теплотворностью ниже 4 000 кал/м³ вполне допустимо, и стремление к повышению теплотворности не должно усложнять и удорожать газогенерирующие установки.

¹ Примечание редакции. Вопрос о теплотворности городского газа должен решаться с экономической точки зрения — понижение теплотворности газа ведет к уменьшению пропускной способности газовой сети. Современные способы очистки газа от CO₂ поглотительными растворами при нормальном давлении не требуют больших капиталовложений.

Новые стандарты

ГОСТ 3635-47. «Шарнирные подшипники для подвижных соединений»

Этот стандарт распространяется на шарнирные подшипники, являющиеся самоустанавливающимися опорами и допускающие угловое перемещение осей колец в пределах $\pm 8^\circ$. Стандартизованные подшипники предназначены для восприятия только радиальных нагрузок, для подвижных соединений с колебательным движением одного из колец около его оси. Стандартизованы 2 типа с канавкой для смазки и без канавки. Первый тип с внутренними диаметрами от 6 до 30 мм и второй тип — от 5 до 30 мм. Допускаемые нагрузки соответствуют габаритным размерам подшипника для обоих типов установлены от 1 000 до 18 000 кг. Допускаемые нагрузки установлены, исходя из удельного давления на проекцию рабочей поверхности, — 25 кг/мм². При этом прочность наружного корпуса, куда вставляется подшипник, оговорена требованием, чтобы его размер равнялся 2 D (где D наружный диаметр подшипника) и чтобы он был изготовлен из стали с временным сопротивлением разрыву не менее 40 кг/мм². Осевой люфт для подшипников, измеряемый под нагрузкой 5 кг, установлен от 0,03 до 0,1 мм.

Стандарт разработан Экспериментальным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности. Срок введения стандарта — 1 октября 1947 г.

ГОСТ 3636-47. «Шарнирные подшипники для неподвижных соединений»

Этот стандарт распространяется на шарнирные подшипники, являющиеся самоустанавливающимися при монтаже опорами и допускающими угловое перемещение осей колец в пределах $\pm 8^\circ$. Подшипники эти предназначены только для восприятия радиальных нагрузок. Размерный ряд подшипников по внутреннему диаметру принят от 5 до 30 мм. Соответственно допускаемые нагрузки установлены от 2 000 до 36 000 кг. Допускаемые нагрузки установлены, исходя из удельного давления на проекцию рабочей поверхности в 50 кг/мм² и при условии, что наружный диаметр корпуса подшипника равен не менее трех наружных диаметров подшипника. Осевой люфт для этих подшипников, измеряемый под нагрузкой в 5 кг, установлен не более 0,03 мм.

Стандарт разработан ЭНИИП Министерства автомобильной промышленности СССР. Срок введения в действие — 1 октября 1947 г.

ГОСТ 3698-47. «Реле тока вторичные защитные»

Этот стандарт распространяется на вторичные защитные реле тока, удовлетворяющие требованиям по ГОСТ 711-41 (основной стандарт на защитные реле). Реле должно иметь шкалу уставки тока. Номинальный ток реле с максимальной уставкой до 10 А включительно должен быть не ниже тока максимальной уставки. Номинальный ток реле с максимальной уставкой более 10 А должен быть не менее 10 А. Кратность шкалы (отношение максимального тока уставки к минимальному) должна быть не менее двух. При кратности шкалы, равной двум, реле должно допускать изменение тока уставки без разрыва цепи тока. При кратности тока по отношению к уставке тока 1,2 и ниже время действия быстродействующего реле устанавливается 0,15 сек., а для небыстродействующего — 0,30 сек. При кратности тока по отношению к уставке тока 3 и ниже время действия быстродействующего реле должно быть 0,03 сек., а для небыстродействующего — 0,1 сек. Выдержка времени реле с ограниченно-зависимой характеристикой должна зависеть от тока только по кратности, не превосходящей 10 по отношению к току уставки. Выше этого предела выдержка времени изменяется не более чем на 0,1 сек. при изменении тока уставки в два раза. Кожух реле должен изготавливаться из прозрачного материала или иметь прозрачную переднюю стенку.

Гарантийный срок безотказной работы реле должен быть не менее 3 лет.

Стандарт разработан Министерством электропромышленности СССР. Срок введения — 1 января 1948 г.

ГОСТ 3699-47. «Реле напряжения вторичные защитные»

Этот стандарт распространяется на вторичные защитные реле напряжения, удовлетворяющие требованиям ГОСТ 711-41 (основной стандарт на защитные реле). В зависимости от числа встроженных в корпус элементов реле должны иметь следующие исполнения: однополюсные, двухполюсные и трехполюсные. Конструкция реле должна допускать переход от переднего присоединения проводов к заднему, и, наоборот, концы всех катушек реле должны быть присоединены к зажимам, выведенным наружу. Реле исполняется трех напряжений: 30, 60 и 100 В. Кратность шкалы (отношение максимальной уставки напряжения к минимальной) должна быть не менее двух. В реле с плавным изменением уставки напряжения деления на шкале должны быть указаны в вольтах. В реле для двух диапазонов шкалы деления должны быть нанесены по нижнему диапазону. В реле со ступенчатым изменением уставки напряжения должно быть не менее 5 ступеней. Каждая ступень должна быть не менее 0,25 минимальной уставки напряжения.

Время действия реле максимального напряжения при кратности напряжения по отношению к уставке напряжения 1,2 и ниже установлено для быстродействующего реле 0,15 сек. и для небыстродействующего реле 0,3 сек. При кратности напряжения по отношению к уставке напряжения 3 и ниже, время действия быстродействующего реле 0,03 сек. и небыстродействующего — 0,1 сек.

Время действия реле минимального напряжения при отношении величины напряжения к уставке напряжения не ниже 0,5 установлено для быстродействующего 0,04 сек. и для небыстродействующего 0,15 сек. Гарантийный срок для безотказной работы реле установлен не менее трех лет.

Стандарт разработан Министерством электропромышленности СССР. Срок введения стандарта — 1 января 1948 г.

ГОСТ 3643-47. «Шприц штоковый для смазки»

Стандарт устанавливает технические условия на штоковый шприц для консистентной смазки и густых масел, предназначенный для ручной заправки под давлением узлов автомобилей и тракторов. Рабочее давление шприца в стандарте принято не менее 250 ат. Шприц должен изготавливаться с самозащелкивающейся головкой для масленок с шаровой головкой. Учитывая, однако, наличие в парке автомобилей и тракторов со старыми типами масленок, стандарт предусматривает изготовление шприцев с неавтоматической головкой.

Для предохранения от коррозии все детали шприца, изготовленные из черных металлов, должны быть оцинкованы. Толщина слоя покрытия установлена 6—8 микрон.

Стандарт оговаривает основные требования к отдельным элементам шприца, которые должны обеспечить его необходимые эксплуатационные качества.

Изготавливавшиеся до настоящего времени шприцы развивали рабочее давление в пределах 50—100 ат, не обеспечивая необходимой подачи смазки к трущимся деталям ходовой части автомобиля и трактора, что приводило к преждевременному износу деталей и выходу тракторов и автомобилей в капитальный ремонт. Введение стандарта на шприцы удлинит эксплуатационные сроки ряда двигателей.

Стандарт разработан Научным инженерно-техническим обществом машиностроителей. Срок введения стандарта — 1 сентября 1947 г.

ГОСТ 3634-47. «Люки чугунные для смотровых колодцев»

Этот стандарт распространяется на чугунные люки с глухими рифлеными крышками, предназначенные для водопроводных, канализационных, водосточных и пожарных смотровых колодцев. Размер люка принят единый с диаметром в свету 620 мм. Люки состоят из корпуса и крышки. Они должны быть отлиты из серого чугуна марки не ниже СЧ 15-32 по ГОСТ В-1412-42. Высота корпуса установлена 175 мм, наружный диаметр люка — 858 мм, вес корпуса — 73 кг, вес

крышки — 70 кг. Допускаемые отклонения приняты по габаритным размерам ± 3 мм, по толщине стенок $\pm 0,5$ мм и по весу $\pm 5\%$. На наружной стороне в центре крышки должны быть отлиты буквенные обозначения «ГВ» (городской водопровод), «ГК» (городская канализация), «ВД» (водосток), «ПГ» (пожарный гидрант).

Стандарт разработан Министерством промышленности строительных материалов СССР. Срок введения стандарта — 1 октября 1947 г.

ГОСТ 3587-47. «Песок природный для дорожного строительства»

Настоящий стандарт устанавливает методы испытаний природного песка, применяемого при строительстве дорог. Методика предусматривает определение: минералогического состава, количества глинистых и пылеватых частиц, гранулометрического состава, объемного веса, удельного веса и коэффициента фильтрации. Стандарт устанавливает, что все вычисления должны быть произведены с точностью до 0,1%. Для отбора проб от партии песка из нескольких мест (не менее трех) должно быть взято 10—20 кг песка. Отобранный песок перемешивают лопатой на брезенте или на деревянном помосте и рассыпают слоем в 7—10 см. Затем его делят по двум взаимно-перпендикулярным направлениям на 4 части, из которых две противоположные отбрасывают, а две оставшиеся перемешивают и вновь делят на 4 части. Так поступают до тех пор пока не останется около 5 кг песка. При определении минералогического состава в петрографических лабораториях должны быть определены: содержание кварцевых зерен, слюды, обломков полевого шпата, ракушек и т. п.; форма песчинок — угловатая, округлая, игольчатая и т. п. Для определения количества глинистых и пылеватых частиц должна быть взята навеска песка 0,5—1 кг (в зависимости от крупности), высушенная до постоянного веса и просеянная через сито с отверстиями 2 мм. Определение производится отмучиванием. Количество в % глинистых и пылевидных частиц вычисляют по формуле:

$$\frac{g_1 + g_2}{g} \cdot 100,$$

где g — вес первоначальной навески в г, g_1 — потеря при отмучивании фракции крупнее 2 мм в г, g_2 — потеря при отмучивании фракции менее 2 мм в г.

При определении гранулометрического состава песок, высушенный до постоянного веса, просеивают сквозь сита с размерами отверстий 2; 1; 0,5; 0,25 и 0,15 мм. Определение удельного веса производят при помощи прибора Ле-Шателье-Кандло; удельный вес определяют для двух навесок. Разница между двумя определениями не должна быть больше 0,02. Определение коэффициента фильтрации производится на приборе Гейника. Все определения производят при температуре $20 \pm 5^\circ\text{C}$.

Стандарт разработан Дорожным научно-исследовательским институтом Главного управления шоссейных дорог. Срок введения — с 1 июня 1947 г.

ГОСТ 3588-47. «Гравий для дорожного строительства»

Этот стандарт устанавливает методику испытаний гравия, применяемого при строительстве дорог. Должны быть определены: минералогический состав, содержание глинистых и пылеватых частиц, гранулометрический состав, объемный вес, удельный вес, объем пустот, морозостойкость, сохранность при действии сернокислым натрием и прочность на износ.

Методы испытаний, предусмотренные этим стандартом, обязательны для применения в лабораториях при определении качества гравия и при арбитраже.

Для отбора пробы гравий, взятый не менее чем из трех мест (в каждом случае по 20—30 кг), тщательно перемешивают лопатой на дощатом помосте или брезенте и рассыпают слоем толщиной в 7—10 см. Рассыпанный таким образом гравий делят по двум взаимно-перпендикулярным направлениям на 4 части, из которых 2 противоположные удаляют, а 2 оставшиеся перемешивают и вновь делят на 4 части. Так поступают до тех пор, пока не останется гравия около 30 кг. Для определения морозостойкости промытый и высушенный до постоянного веса гравий (размером от 15 до 50 мм) в количестве 3 кг помещают на 2 суток в ванну с водой, после чего подвергают попеременному замораживанию при температуре $-20 \pm 2^\circ$ и оттаиванию в ванне с водой по 4 часа.

После каждого замораживания и оттаивания зерна гравия тщательно просматривают и те из них, в которых обнаружено разрушение — трещины, выкрашивание, отслоения, — удаляют. Попеременному замораживанию и оттаиванию пробу гравия подвергают столько раз, сколько это определяется техническими требованиями для гравия. Выдержавшие это испытание зерна высушивают до постоянного веса и затем вычисляют по весу количество, подвергшееся разрушению в % к весу всего гравия перед испытанием.

Для определения прочности на износ пробу гравия весом в 4 г, предварительно просеянную через соответствующий набор сит, загружают в барабан Деваля с стальными шарами диаметром 49—57 мм и весом 430—443 г. После 10 000 оборотов гравий выгружают и просеивают сквозь сито с отверстиями в 2 мм, промывая водой.

Показателем износа считается потеря в весе в %, которую вычисляют по формуле:

$$\frac{g_1 - g_2}{g_1} \cdot 100,$$

где g_1 — первоначальный вес гравия, загруженного в цилиндр, и g_2 — вес гравия после испытания и просеивания через сито с отверстиями в 2 мм.

Проект разработан Дорожным научно-исследовательским институтом. Срок введения стандарта — 1 июня 1947 г.

Хроника научных инженерно-технических обществ

ОБРАЩЕНИЕ

коллектива инженерно-технических работников завода имени И. В. СТАЛИНА
к инженерно-техническим работникам завода имени М. И. КАЛИНИНА

Дорогие товарищи!

По инициативе правления УРАЛНИТОМАШ, одобренной городским комитетом партии, на машиностроительных заводах г. Свердловска проходит общественный смотр внедрения новой техники и повышения культуры производства.

Цель смотра — проверить деятельность заводов в области внедрения новой техники и выявить дополнительные производственные ресурсы, которые должны быть направлены на досрочное выполнение годового плана к 30-й годовщине Великого Октября.

Коллектив инженерно-технических работников и ячейка научного общества машиностроителей завода имени Сталина, обсудив условия смотра, рекомендуемые правлением Уралнитомаш, берет на себя обязательство образцово по всем показателям провести смотр на своем заводе, осуществить намеченные в ходе смотра мероприятия к 30-й годовщине Великой Октябрьской социалистической революции и добиться классного места по городу.

Для этого мы обязуемся:

1. Охватить всех инженерно-технических работников завода индивидуальными и групповыми обязательствами по внедрению в производство научно-технических достижений, изобретений и рационализаторских предложений.

2. Укрепить творческое содружество инженеров и стахановцев, увеличив число последователей

технолога Иванова минимум до 50% от общего количества технологов завода.

3. Организовать на заводе два высокопроизводительных производственных участка, добившись на этих участках повышения производительности труда не менее 20%.

4. Добиться резкого повышения производительности труда за счет внедрения новой техники и повышения культуры производства.

5. Вовлечь в члены научного общества машиностроителей дополнительно 40 инженерно-технических работников завода.

Вызываем на социалистическое соревнование по внедрению новой техники и повышению культуры производства членов научного общества и всех инженерно-технических работников завода имени М. И. Калинина.

Предлагаем один раз в два месяца обмениваться бригадами по взаимной проверке хода социалистического соревнования.

Арбитром просим быть Управление УРАЛНИТОМАШ'а и газету «Уральский рабочий».

По поручению совещаний ИТР завода:

Директор завода **Рыжков**

Парторг ЦК ВКП(б) на заводе **Белов**

Председатель бюро ячейки научного общества машиностроителей—

Главный инженер завода **Старцев**

ВО ВСЕСОЮЗНОМ СОВЕТЕ НАУЧНЫХ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЩЕСТВ

Лучшая ячейка Общества

Ячейка Общества металлургов сталинградского металлургического ордена Ленина завода «Красный Октябрь» объединяет 62 инженеров. Ее руководство состоит из: председателя — гл. инж. А. И. Падурова, ученого секретаря — начальника ЦЗЛ В. А. Иванченко и членов бюро — руководителя мартеновской группы ЦЗЛ М. П. Лапшовой, начальника листоотделочного цеха П. Г. Тарашенко и начальника блюминга А. И. Шаталова.

В составе ячейки постоянно действуют секции: мартеновская под руководством инж. В. И. Данилина; прокатная под руководством инж. В. В. Турицына; металловедения под руководством инж. В. А. Иванченко; энергетическая под руководством инж. П. И. Колобова; секция механизации под руководством инж. И. С. Кузнецова.

Мобилизовав творческую мысль членов НИТО, ячейка в течение 1946 г. провела силами коллектива шесть научно-технических работ, результаты внедрения которых способствовали досрочному выполнению годового производственного плана завода.

Наиболее ценны две работы: «Изыскание высокопрочной стали для зубил пневматических молотков» и «Освоение и усовершенствование технологии производства листов из нежелезистой икислитоупорной стали».

Над первой темой работали члены НИТО т.т. Иванченко, Лапшова, Герасимов, Бурнаев и Морченковский.

Удаление поверхностных дефектов на заготовках и на готовой продукции производится пневматическими молотками с зубилами из сталей У7, ШХ15, 6ХВС. Зубила из стали 6ХВС имеют удовлетворительную стойкость в работе, но ввиду содержания значительного количества остродефицитного вольфрама сейчас не применяются. Стойкость зубил из двух других сталей неудовлетворительна. Вследствие этого зачистные отделения прокатных цехов тормозили своевременную сдачу металла потребителям. Необходимо было найти новую сталь для зубил, содержащую небольшое количество легирующих элементов, взамен марки 6ХВС.

В результате исследовательской работы была предложена новая марка стали—«ИКО» (инструментальная завода «Красный Октябрь»), содержащая в два раза меньше вольфрама. Зубила из этой стали, по сравнению со сталью 6ХВС, имеют в два раза большую стойкость.

Сейчас на заводе применяются зубила только из стали «ИКО».

В апреле 1946 г. завод «Красный Октябрь» получил задание по организации массового производства высококачествен-

ных листов разных толщин из нержавеющей и кислотоупорной стали. По инициативе ячейки для разработки новой технологии была организована большая группа квалифицированных работников завода, членов Общества. Активное участие в работе принял директор завода П. А. Матевосян, А. И. Падуров, В. А. Иванченко и др.

В результате упорного творческого труда задача была решена и завод смог в требуемый срок выполнить указанное выше задание.

Разработанная и усовершенствованная технология по изготовлению листов в настоящее время внедряется в производство на Кузнецком металлургическом комбинате имени Сталина и на ряде других заводов.

Члены ячейки работали над решением и других производственных вопросов. Так, например, группа членов (инженеры Данилин, Лапшов, Сорокин, Шапошников и обер-мастер Нагорнов) проводила изыскания по снижению существующего процента (16%) и обрезки из головной части слитков размером 5 и 3,7 т. Проведенная работа позволила уменьшить обрезать на 2% за счет рационализации: объема и размеров прибыльной части слитка, состава и количества люнкетита. Предложение внедрено в практику мартеновских цехов.

Члены Общества принимали активное участие в изобретательстве и рационализации. Ячейкой собрано 68 предложений, из которых в производство внедрено 27, дающих экономический эффект в 544 тыс. руб.

Член Общества И. П. Синицын изобрел новый метод травления нержавеющей и кислотоупорных сталей без применения остродефицитных соляной и азотной кислот. Способ внедрен в производство и показал во всех отношениях лучшие результаты, чем так называемый классический метод Круппа. Экономический эффект предложения весьма велик, поскольку новый метод вполне применим и на других аналогичных заводах.

Ячейкой было организовано Бюро консультаций по всем вопросам техники для изобретателей и рационализаторов завода.

С 14 по 20 июля 1946 г. на заводе проведена большая техническая конференция для обсуждения результатов работы Всесоюзного совещания металлургов. В заседаниях конференции и работах секций приняло участие 443 чел.: руководящие и инженерно-технические работники, рабочие-стахановцы. В результате работы отраслевых секций (мартеновской, прокатной, энергетической и секции механизации) конференция приняла развернутое решение по увеличению производительности основных металлургических агрегатов, улучшению качества продукции и ее удешевлению.

Реализация указаний технической конференции безусловно во многом способствовала ежемесячному выполнению плана и досрочному выполнению годовой программы завода с хорошими показателями по качеству продукции и себестоимости.

Ячейкой Общества проведено 22 лекции-доклада, на которых присутствовало 1167 слушателей. По металлургическим вопросам проведено 9 лекций (присутствовало 660 чел.), по

энергетическим — 6 лекций (212 чел.), по общетехническим — 4 лекции (211 чел.), по экономическим — 3 лекции (84 чел.). Кроме того, организовано три дискуссии по металлургическим и энергетическим вопросам, в которых приняла участие вся общественность завода.

Ячейка систематически выпускала «Техническую страничку» в заводской газете «Красный Октябрь». Выпущено 25 таких страничек, на которых помещено 70 статей и заметок, пропагандирующих новейшие достижения в области металлургии, разъясняющих отдельные неясные вопросы производства. Освещалась также работа ячейки Общества.

По договоренности с дирекцией завода ячейка организовала командировки своих членов для повышения квалификации и обмена опытом. Результаты этих командировок обсуждались на Бюро и общих собраниях членов Общества.

При Сталинградском механическом институте ячейка Общества организовала учебу для своих членов, желающих подготовиться к сдаче кандидатского минимума с целью соискания ученой степени. К занятиям приступило 8 чел.

Ячейка подписала 44 своих членов на цикл лекций заочного общественного университета ВСНИТО по повышению теоретических знаний в области физических наук.

Организованы технические консультации для рабочих, мастеров, техников и инженеров.

Ячейка Общества принимает активное участие в подготовке квалифицированных кадров. Силами ее членов подготовлено 319 работников разных профессий, остро необходимых заводу. Больше всего отличились в этой работе тт. Шпарбср, Турицын, Синицын, Павлюченко, Палат и Малашин.

По инициативе и разработанному ячейкой плану организован заводский технический кабинет с отделами: огнеупорным, мартеновским, литейным, прокатным, лабораторией, а также рационализации и изобретательства. Отделы расположены в порядке следования технологического процесса. В каждом из них показаны материалы, процесс производства, основные технологические инструкции, требования, предъявляемые к качеству стали, экспонаты сырых материалов, готовой продукции и характерные виды дефектов и брака металла. Кабинет активно посещается и имеет большой авторитет среди работников завода.

Директор завода т. Матевосян, парторг ЦК ВКП(б) т. Элобин, предзавкома т. Матусенко, оценивая работу ячейки Общества, пишут: «Ячейкой ВНИТО завода «Красный Октябрь» в 1946 г. проведена значительная работа по технической пропаганде, повышению квалификации ИТР, подготовке кадров рабочих, рационализации производства, разработке практических мероприятий по техническому прогрессу завода».

Ячейка вступила в новое социалистическое соревнование по ознаменованию 30-й годовщины Великой Октябрьской социалистической революции на лучшие показатели в области повышения производительности труда в результате внедрения новой техники.

Можно не сомневаться, что коллектив членов ВНИТОМ сталинградского металлургического завода «Красный Октябрь» успешно справится с принятыми на себя обязательствами.

В Ленинградском совете НИТО

Организованный при ЛОСНИТО Совет по вопросам безопасности, имея целью непосредственную помощь ленинградским промышленным предприятиям в их работе по борьбе с травматизмом и заболеваниями рабочих, ставит перед собою следующие задачи:

- 1) организованный обмен опытом и информацией в области техники безопасности и промышленной санитарии;
- 2) популяризация и пропаганда идей, методов и достижений в области техники безопасности и промышленной санитарии;
- 3) консультативно-экспертная помощь промышленным предприятиям и другим организациям;
- 4) углубленная разработка технических и методических вопросов и проблем техники безопасности и промышленной санитарии, в частности в связи с внедрением новых производственных процессов, видов оборудования и технологий.

23 апреля 1947 г., при содействии Уполномоченного ВЦСПС по Ленинграду и Ленинградской области, было проведено

общегородское совещание по вопросам безопасности. На совещании присутствовали главные инженеры и инженеры по технике безопасности предприятий, председатели ЦК и ОК профсоюзов, технические инспектора профсоюзов, госсан-инспектора, профессора и научные работники исследовательских институтов и вузов, а также представители рабочей и инженерной общественности предприятий. В совещании приняла участие свыше 550 чел.

Доклад на тему «Проблема оздоровления и обеспечения безопасности труда в промышленности и роль научной и инженерно-технической общественности в решении этой проблемы в связи с восстановлением и развитием промышленности Ленинграда» сделал доц. В. А. Круковский. Затем было заслушано сообщение старшего инспектора при уполномоченном ВЦСПС т. Клейменова.

В прениях выступили представители заводов и строительных организаций, профессора вузов и научные сотрудники институтов.

Совещание поставило перед Советом на ближайший период следующие основные задачи:

1. Издание информационно-технического бюллетеня по вопросам техники безопасности и промышленной санитарии.
2. Разработка и издание типовых инструкций и памяток по технике безопасности.
3. Подготовка к изданию массовых инструктивных плакатов по технике безопасности.
4. Организация экспертиз и консультаций по технике безопасности для обслуживания промышленных предприятий и проектирующих организаций.

5. Проведение общегородского совещания по вопросу о методах работы, правах и обязанностях инженеров по технике безопасности на производстве.

6. Проведение общегородского совещания преподавателей техники безопасности во втузах Ленинграда для обмена опытом и обсуждения методических и организационных вопросов для улучшения постановки преподавания этой дисциплины.

Критика и библиография

Аннотации трудов общественного университета ВСНИТО, вышедших из печати в 1946—1947 гг.

1. Серия учебных пособий, изданных для повышения экономических знаний инженерно-технических работников станкостроительной промышленности:

1) М. С. Ж е д ь. Вопросы экономики станкоинструментальной промышленности, стр. 46.

В книге дается краткий очерк развития станкостроительной и инструментальной промышленности и рассматриваются перспективы ее дальнейшего развития в послевоенной пятилетке. В книге приведен ряд сведений о специализации и кооперировании заводов станкоинструментальной промышленности, о ее кадрах и себестоимости продукции.

2) Проф., д-р техн. наук Б. С. Балакшин, Экономика технологии производства станков, стр. 33.

В книге рассматриваются вопросы о методах определения накладных расходов, амортизации и износа приспособлений и другой технологической оснастки, стоимости эксплуатации станков, расходе режущего инструмента и других расходах. Далее автор освещает пути экономии материалов и производственной зарплаты, а также вопрос о путях сокращения штучного времени и о внедрении наиболее производительных методов организации производства.

3) Проф. П. П. Файнгуз, Техническое нормирование работ по холодной обработке металлов, стр. 58.

В книге освещаются методы технического нормирования, техника и принципы нормирования станочных и много-станочных работ, работ по холодной штамповке, слесарно-заготовительных и сборочных работ; приведены все необходимые данные для расчета технически обоснованных, прогрессивных по своему содержанию норм выработки.

4) Инж. И. М. Левин, Хозрасчет, стр. 33.

В книге рассматриваются основные принципы хозяйственного расчета завода, цеха и бригады. Анализ эффективности работы на основе хозяйственного расчета связан с изложением вопроса о системе премирования.

5) Доц. Г. В. Теплов, Техпромфинплан и методы его разработки, стр. 26.

В книге освещаются содержание, порядок составления, утверждения и учета выполнения техпромфинплана.

6) Доц. Г. В. Теплов, Оперативно-производственное планирование и диспетчирование в станкостроении, стр. 76.

В книге изложены общие основы оперативно-производственного планирования и его системы, применяемые на станкостроительных заводах; показан метод нормативно-календарных расчетов движения в производстве партий деталей и изделий; приведены необходимые данные о порядке определения ритма, времени опережения и величины заделов в производстве. Автор также освещает порядок календарного распределения сменно-суточного планирования работ, порядок подготовки выполнения плана, оперативный учет продукции, брака, использования оборудования и расходования материалов и вопросы организации на станкостроительном заводе диспетчерской службы.

7) Проф., д-р эконом. наук С. К. Татур, Анализ хозяйственной деятельности, стр. 90.

В книге освещаются методы анализа выполнения плана по выпуску продукции, методы анализа использования основных средств и материалов, показателей по труду и заработной плате, себестоимости продукции и финансового состояния станкостроительного завода. Текст иллюстрирован рядом примеров из практики станкостроительной промышленности.

8) Инж. И. М. Левин, Планирование себестоимости продукции, стр. 62.

В книге освещается содержание и порядок разработки сметы затрат на производство и плановых калькуляций себестоимости изделий. В тексте приведены сведения о порядке необходимых расчетов для составления сметы производства и плановых калькуляций и конкретные примеры из практики станкостроения.

9) Инж. И. М. Левин, Планирование труда и заработной платы, стр. 80.

В книге приводятся необходимые сведения о классификации работников, о методах планирования их численности, производительности труда и заработной платы. Текст, как и в других книгах этой серии, иллюстрируется примерами из практики станкостроительных заводов.

10) Проф., д-р эконом. наук С. К. Татур, Баланс станкостроительного завода и его анализ, стр. 90.

В книге изложены необходимые сведения о содержании баланса станкостроительного завода и о методах анализа его финансового состояния и рентабельности. Вопрос об анализе финансового состояния изложен в органической связи с оценкой работы завода по другим показателям.

11) А. Я. Степанов, Планирование и контроль финансовой деятельности на заводах станкостроительной промышленности, стр. 77.

Книга посвящена описанию методов составления финансового и кредитного планов и контроля над финансово-хозяйственной деятельностью предприятия.

12) Проф., д-р эконом. наук Я. М. Гальперин, Основные начала бухгалтерского учета, стр. 43.

В книге даются необходимые сведения об общей характеристике бухгалтерского учета, рассматривается порядок учета издержек производства и реализации продукции и содержание отчетности о работе предприятия.

13) Конспект лекций, прочитанных на курсах-консультациях московских заводов Министерства станкостроения СССР, под ред. акад. С. Г. Струмина.

Книга содержит конспекты 11 лекций, прочитанных по указанным выше темам.

14) Альбом номограмм по планированию машиностроительного производства, под ред. проф. П. П. Файнгуз, стр. 125.

Содержание приведенных выше книг послужило основой для разработки номограмм, упрощающих необходимые плановые расчеты. В альбом включены номограммы для определения мощности цехов, для расчетов числа деталей в партии, определения размера партии, продолжительности цикла, для расчета такта производства, для определения стоимости незавершенного производства и для других нормативно-плановых расчетов. В отдельном

разделе представлены номограммы по труду, по материальному снабжению и транспорту, по себестоимости продукции, по определению ряда расходов в инструментальном и ремонтном хозяйстве.

2. Серия учебных пособий, изданных для повышения экономических знаний инженеров и техников-строителей:

1) Канд. техн. наук, доц. И. А. Петров, Строительные сметы, части 1-я и 2-я, стр. 41.

В книге приведены сведения об организации сметного дела в строительстве и об исходных проектных материалах и других данных, необходимых для составления смет; содержание справочников укрупненных сметных норм на строительные и специальные работы, показатели расхода рабочей силы, материалов, машино-мен и сметных норм на строительные и монтажные работы, производимые в зимнее время, а также сжатые сведения о ценниках на монтаж оборудования, основные сведения об определении объема работ, калькуляции стоимости строительных материалов и изделий, о сметах и единичных расценках.

2) Канд. техн. наук С. В. Башинский, Основы технического нормирования в строительстве, стр. 59.

В книге содержатся основные понятия, связанные с техническим нормированием строительных работ, изложение порядка нормирования ручных и механизированных процессов. Последняя глава книги содержит описание действующих норм и расценок на строительные и монтажные работы.

3) Э. Н. Гольдберг, Конспект лекций по планированию строительного производства, стр. 74.

В книге излагаются особенности капитальных работ и организации строительной индустрии как отрасли промышленности, излагается порядок заключения хозяйственных договоров и финансирования, содержание производственной программы строительной организации и порядка планирования в строительстве показателей по труду и плана механизации строительно-монтажных работ, транспорта и подсобных предприятий строительства. Книга заканчивается изложением методов планирования потребности в строительных материалах и планирования издержек производства.

Аннотации трудов Общества водников

Московское отделение ВНИТО водников систематически выпускает бюллетень «Новости зарубежной техники», который знакомит членов Общества с достижениями техники водного транспорта за рубежом.

В 1946 г. было выпущено 10 бюллетеней, общим объемом в 6,5 печатного листа. Каждый из них освещает новинки определенной отрасли водного транспорта.

Так, в первом бюллетене трактуются вопросы нового речного судостроения в США. Даются основные элементы и характеристики некоторых буксирных судов, построенных в последнее время, описываются новый тип разборного мощного буксира с дизельной установкой, новые самоходные нефтеналивные суда. Последний раздел посвящен новинкам в моторостроении и судовой теплотехнике.

Во втором выпуске описывается опыт выправительных работ в США, в частности на р. Миссури. Широко освещаются различные технические новшества в речном хозяйстве. Для улучшения судоходных условий на реках США применяются все основные методы: выправление, землечерпание, шлюзование и регулирование стока. Самые приемы производства выправительных работ и типы сооружений значительно отличаются от практики Европы.

В третьем бюллетене рассматриваются вопросы механизации трудоемких погрузо-разгрузочных работ. Описаны новейшие, лучшие и проверенные на практике механизмы для перегрузочных работ, представляющие интерес как по своей конструкции, так и по методам применения и эксплуатации данным. В первом разделе приведены наиболее интересные конструкции кранов, во втором — самодвижущиеся тележки-лифты (имеющие большое значение для механизации транспорта на промышленных предприятиях, на территории

портов и складов), а также новые типы ручных тележек. Последний раздел посвящен новейшему транспортному оборудованию, в частности, описанию сборной секционной конструкции транспортеров.

В четвертом номере освещается опыт деревянного судостроения в США во время второй мировой войны. В этот период, ввиду большой потребности в металле для военных целей, вновь возродилось деревянное судостроение речных и мелких вспомогательных судов. Широко применяются новые методы работы, значительно ускоряющие постройку и снижающие ее стоимость.

Пятый бюллетень посвящен американским буксирам постройки 1946 г., вступившим в эксплуатацию на р.р. Миссисипи и Охайо. Во втором разделе бюллетеня описан новый пригородный катер на р. Темзе в Англии.

В шестом номере описывается судоверфь для постройки сварных 700-тонных танкеров скоростным методом.

Седьмой бюллетень знакомит с работой верфи в Шотландии, оборудованной для сварных конструкций. Указываются преимущества этой верфи, план и технологический процесс.

В восьмом номере освещена новая система впрыскивания топлива в двигателях внутреннего сгорания, обеспечивающая возможность работы сравнительно быстроходных двигателей на топливе с цетановым числом, не превосходящим 17.

Девятый выпуск содержит описание нового проекта регулирования и углубления нижней части р. Миссисипи.

В десятом номере дается характеристика новых типов американских и английских мелкоосидающих деревянных пассажирских катеров.

Приняты ли вами нижеследующие 3 меры



Позаботились ли вы о том, чтобы обеспечить себе доступ на станко-строительную выставку 1947 г., которая состоится в здании завода Dodge, Chicago, Illinois, U. S. A. от 17-го по 26-ое сентября с. г. включительно?

Если нет, то сделайте это сейчас же, чтобы не упустить возможности посетить самую большую в мире выставку металлообрабатывающего оборудования — первую выставку за последние 12 лет.



Выслали ли вы ваш регистрационный бланк, чтобы быть уверенным, что ваш жетон для пропуска на выставку будет готов к вашему приезду?

Если нет, то заручитесь соответствующим бланком, заполните его и вышлите немедленно, во избежание задержки при посещении вами выставки.



Уведомили ли вы вашу транспортную организацию о резервации помещения для вас в чикагском отеле?

Если нет, то рекомендуем вам сделать это не теряя времени. Заполните бланк и вышлите его Chicago Convention Bureau, которое ведает отведением комнат в отелях для посетителей выставки.

Вышеуказанные 3 меры необходимы, чтобы обеспечить себе доступ на выставку, на которой будет демонстрироваться свыше тысячи новых станков, ковочных машин и другого металлообрабатывающего оборудования всех типов и размеров. Экспонаты, представленные 250 передовыми американскими заводами, будут показаны в процессе работы.

Будет прочитан ряд докладов всемирно-известными специалистами о новых разработках в области металлообрабатывающей техники.

За подробными сведениями обращайтесь к организации, импортирующей американские станки для вас, или к National Machine Tool Builders' Association, Cleveland 6, Ohio, U. S. A.

Усовершен-
ствованный
станок—
Увеличенная
производи-
тельность—



Повышенный
жизненный
стандарт

**Выставка Металло-
Обрабатывающего Оборудования
DODGE-CHICAGO PLANT
CHICAGO, ILL., U. S. A.
September 17-26 Inclusive**