

TALLINNA POLÜTEHNILISE  
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 208

**СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ  
УСТАНОВКИ И СУДОСТРОЕНИЕ**

СБОРНИК СТАТЕЙ

II



УДК 621. 431. 74  
624. 041. 2

# СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ И СУДОСТРОЕНИЕ

СБОРНИК СТАТЕЙ

II

ТАЛЛИН 1963

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Г. Л. Соскинд. К вопросу повышения надежности работы и увеличения срока службы топливной аппаратуры судовых дизелей	3
2. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд. Влияние эксплуатационных факторов на разжижение масла топливом у двигателей 4С17,5/24	15
3. П. И. Ансон. Расчет температурного напора в трубке Фильда при некипящем теплоносителе	21
4. Г. Л. Соскинд, П. Х. Мурель. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на работу дизеля типа NVD24	27
5. Е. К. Трунов. К вопросу расчета судовых перекрытий на электронных счетных машинах	37
6. Е. К. Трунов. Расчет перекрытий на электронной машине М-3	47

Fr. 5500



### СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ И СУДОСТРОЕНИЕ СБОРНИК СТАТЕЙ II

Таллинский политехнический институт

Редакторы П. Мурель и Л. Нарец  
Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 25 VII 1963. Подписано к печати 28 XII 63. Бумага 60×90 1/16.  
Печатных листов 3,25. Учетно-издательских листов 2,5. Тираж 600 экз.  
МВ-10725. Заказ № 7200. Типография «Коммунист», Таллин, ул. Пикк, 2

Цена 17 коп.

*Г. Л. Соскинд*

## **К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ И УВЕЛИЧЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Эксплуатационные качества судового дизеля в большой мере зависят от работоспособности топливной аппаратуры, эффективность и надежность работы которой может быть достигнута высоким качеством изготовления плунжерных пар топливных насосов и распылителей форсунок. В связи с этим вопросам производства дизельной топливоподающей аппаратуры уделяется все большее и большее внимание; непрерывно совершенствуется технология изготовления прецизионных пар.

Сопрягающиеся поверхности игл форсунок и их направляющих, а также плунжеров и их втулок служат уплотнением прецизионных элементов топливных насосов и форсунок. Необходимая герметичность прецизионных пар при больших давлениях топлива, применяемых в дизельной топливной аппаратуре, обеспечивается высокой точностью и чистотой обработки трущихся поверхностей, а также установлением весьма малого зазора между сопряженными деталями.

Известно, что флоту поставляются плунжерные пары топливных насосов и распылителей форсунок, изготовленные как на специализированных заводах, так и на судоремонтных предприятиях. Последние, как правило, не имеют необходимого специального оборудования, загружаются большой номенклатурой прецизионных пар при малом количестве выпускаемых изделий. Это препятствует внедрению передовой технологии производства топливной аппаратуры и не обеспечивает необходимую точность обработки и, прежде всего, получения правильной геометрической формы сопрягающихся поверхностей прецизионных деталей.

При изготовлении прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры величина технологического зазора между парными деталями контролируется не измерением, а оценивает-

ся проверкой пар на гидравлическую плотность. При этом герметичность годных (качественных) плунжерных пар и распылителей форсунок должна лежать в пределах между верхним и нижним пределами плотности.

Однако такой метод контроля прецизионных пар дает суммарную оценку величины зазора и геометрической точности спариваемых деталей. Очевидно, что чем больше искажения цилиндрической формы направляющих (уплотняющих) поверхностей прецизионных деталей (при одной и той же плотности пар), тем меньше зазоры между плунжером и его втулкой, а также между иглой и иглодержателем. Величина же зазора между сопряженными деталями должна не только создать необходимую гидравлическую плотность прецизионных пар, но и одновременно обеспечить возможность образования стабильного топливного слоя, разделяющего трущиеся детали и предохраняющего их от усиленного износа. Кроме того, погрешность обработки трущихся поверхностей приводит к неодинаковой пригонке иглы форсунки к ее направляющей (плунжера к втулке насоса), что вызывает неуравновешенные (защемляющие) силы давления топлива на иглу или плунжер. В результате возникает местное усиленное трение, обуславливающее в свою очередь ускоренный износ прецизионных пар.

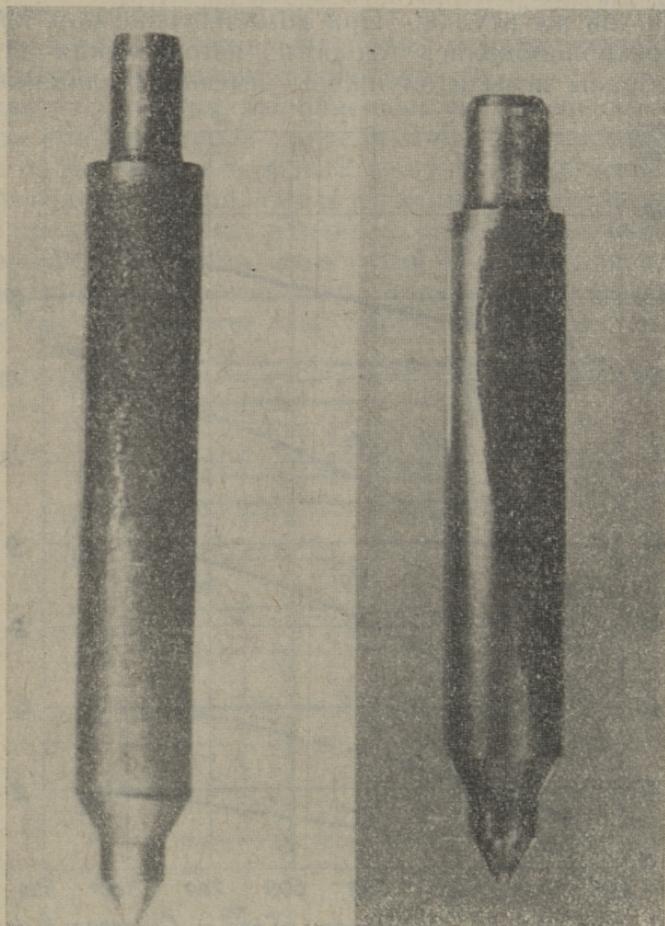
Этим прежде всего можно объяснить, что до сих пор прецизионные элементы топливной аппаратуры изнашиваются быстрее других узлов двигателя и нередко оказываются определяющим фактором сохранения номинальных параметров дизеля.

В эксплуатации дизелей морского флота на сернистом топливе при возможном его обводнении сопрягающиеся (трущиеся) поверхности плунжерных пар топливных насосов и распылителей форсунок подвергаются значительным коррозионным повреждениям. В результате коррозии топливная аппаратура двигателей преждевременно приходит в негодность.

Проведенные нами исследования [1] показали, что погрешности обработки сопрягающихся поверхностей значительно усиливают коррозию прецизионных пар и коррозионные разъедания локализуются не по всей трущейся поверхности, а на некоторых участках как по окружности, так и по длине деталей. Остальная часть поверхности остается почти незатронутой коррозией (фиг. 1).

Этими исследованиями было также установлено, что с увеличением зазора между иглой форсунки и ее направляющей или плунжером и его втулкой коррозионные разъедания прецизионных пар эффективно замедляются, а при диамет-

ральном зазоре 6—10 мк коррозия деталей практически устраняется. Это натолкнуло нас на мысль о целесообразности некоторого увеличения технологического зазора в прецизионных элементах топливных насосов и форсунок дизелей морских судов, и прежде всего, у относительно малооборотных двигателей, топливная аппаратура которых подвержена большому воздействию коррозии [2]. Однако с увеличением зазора между сопрягающимися деталями уменьшается плотность прецизионной пары, что, как известно, приводит к возрастанию утечек топлива вдоль иглы и плунжера, падению



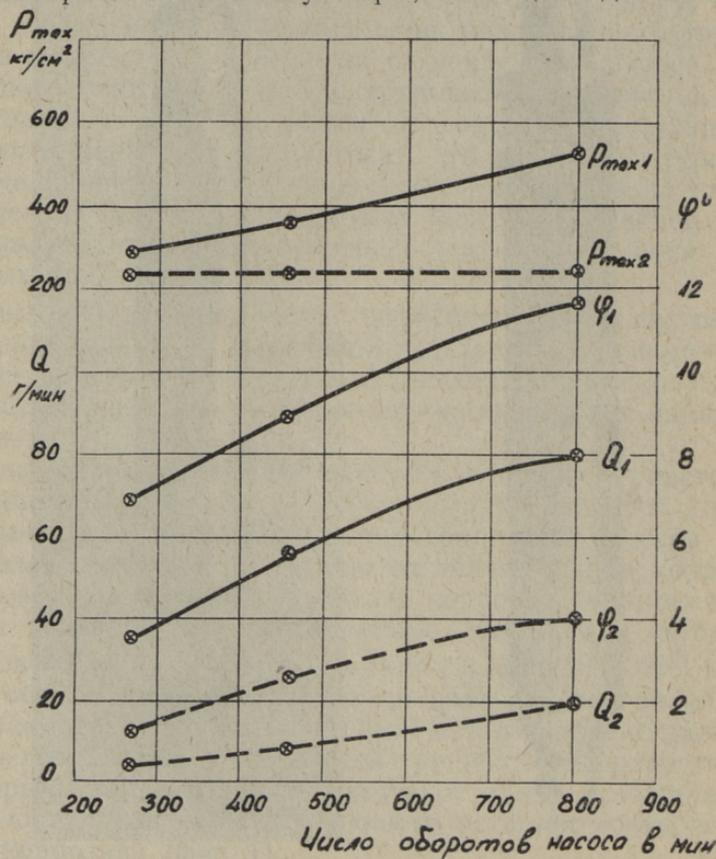
Фиг. 1. Корродированные иглы форсунок двигателей рыболовных траулеров:

слева — игла форсунки дизеля R8DV136 (конусность направляющей поверхности — 2 мк);  
справа — игла форсунки дизеля R6DV148 (овальность направляющей поверхности — 2 мк)

давления перед форсункой, увеличению удельного расхода топлива двигателем и другим отрицательным последствиям.

С целью проверки возможности увеличения технологического зазора в прецизионных парах, как способа защиты их от коррозии, нами было исследовано влияние зазора в парах на основные параметры впрыска и работу дизеля.

Исследования проводились на безмоторном стенде с топливной аппаратурой двигателя Д6, а также дизелях 4Ч 10,5/13 и 4NVD24 (4Ч 17,5/24). Величина зазора в парах устанавливалась селективным подбором игл форсунок к одному и тому же корпусу распылителя, а также плунжеров соответственно к одной и той же втулке. При комплектовке пар предварительно контролировалась точность изготовления деталей и были отобраны иглы и плунжеры, имеющие одинаковое вы-

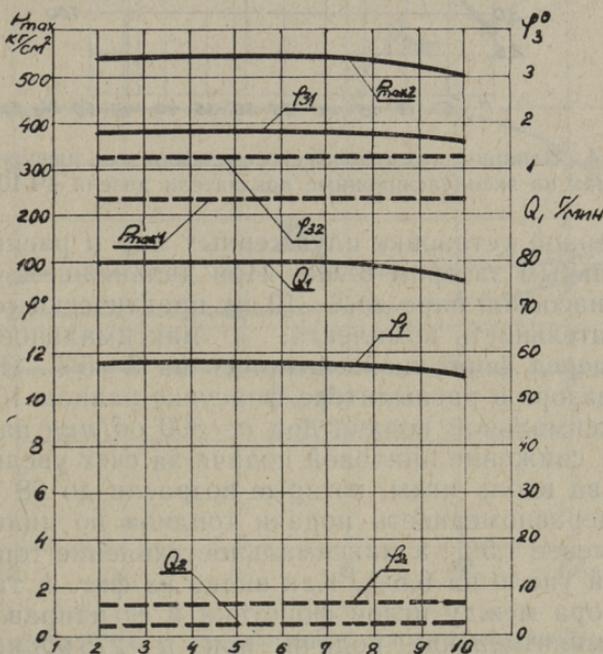


Фиг. 2. Влияние технологического зазора в прецизионных парах на производительность, продолжительность впрыска и максимальное давление топлива перед форсункой:

— — — — — максимальная подача; - - - - - минимальная подача;  
 x — зазор в парах 2 мк; o — то же 6 мк.

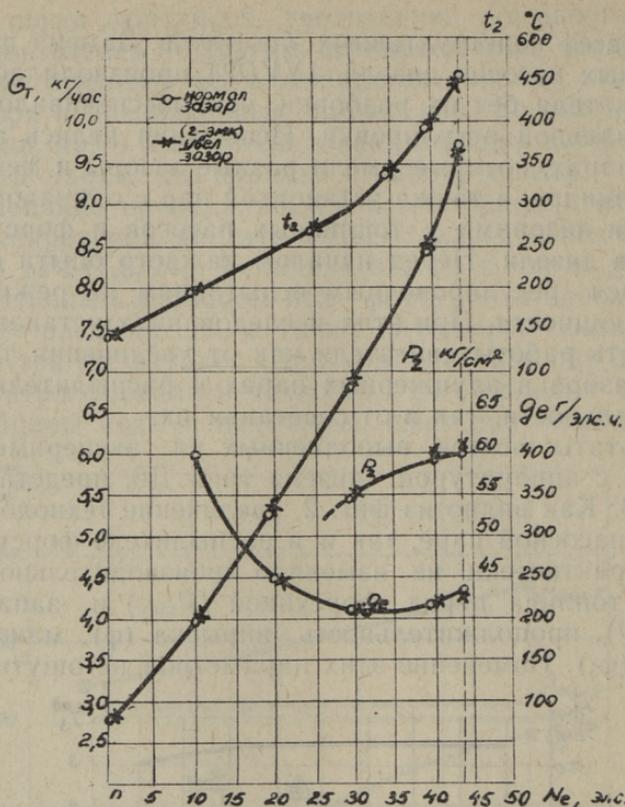
полнение всех конструктивных элементов. Замена плунжеров у топливных насосов дизеля 4NVD24 производилась со стороны толкателя без их разборки, чем обеспечивалось сохранение начальной регулировки. Испытания велись на прецизионных парах, которые имели разные зазоры и менялись на одном цилиндре, а также установкой пар с одинаковыми увеличенными зазорами у топливных насосов и форсунок всех цилиндров дизеля. Перед началом каждого опыта двигатель подвергался регулировочным испытаниям на режиме номинальной мощности. При этих исследованиях устанавливалась зависимость работы двигателя как от увеличения технологического зазора в плунжерных парах и распылителя форсунок в отдельности, так и от сочетания их.

Результаты опытов, выполненных на экспериментальной установке с аппаратурой дизеля типа Д6, представлены на фиг. 2 и 3. Как видно из фиг. 2, увеличение технологического зазора в насосной паре, так и в распылителе форсунки, от 2 до 6 мк практически не изменило производительность компрессии топлива перед форсункой ( $P_{max}$ ) и запаздывание лектов ( $Q$ ), продолжительность впрыска ( $\varphi$ ), максимальное давление впрыска ( $\varphi_3$ ). Изменение этих параметров не ощутимо и при



Фиг. 3. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры впрыска:

— максим. подача,  $n = 800$  об/мин;  
 - - - миним. подача,  $n = 275$  об/мин



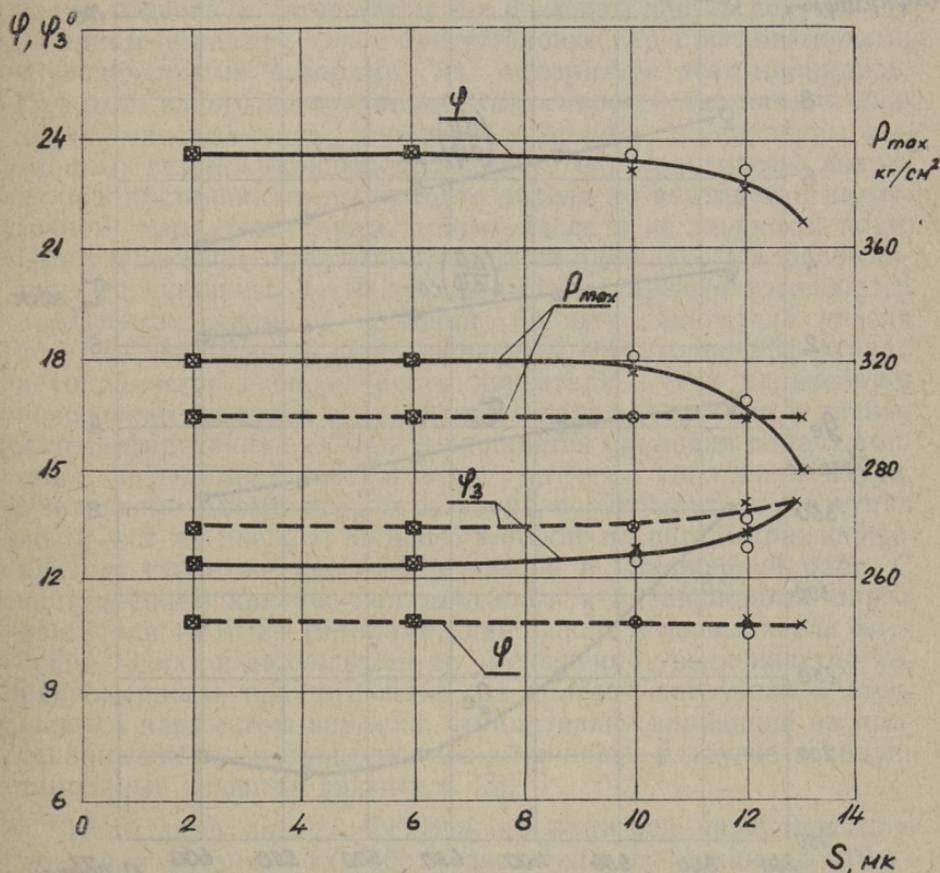
Фиг. 4. Влияние технологического зазора в прецизионных парах на эксплуатационные показатели дизеля 4Ч 10,5/13

одновременной установке плунжерных пар и распылителей с диаметральной зазором 6 мк. При дальнейшем увеличении зазора в насосной паре до 8—10 мк практически сохранилась производительность комплекта, а максимальное давление топлива перед форсункой снизилось на 3—5%. При диаметральной зазоре в распылителе форсунке равном 10 мк на режиме максимальной подачи при  $n=800$  об/мин наблюдалось некоторое снижение цикловой подачи за счет увеличения утечек топлива вдоль иглы, которые возрасли до 68 г/час. Возможная неравномерность подачи топлива по цилиндрам составила менее 1,5%, а максимальное давление топлива перед форсункой упало на 6,5%. Как видно из фиг. 3, такое увеличение зазора между иглой форсунки и ее направляющей на режиме минимальной подачи при  $n=275$  об/мин оказало меньшее влияние на параметры процесса топливоподачи.

Сравнительные испытания дизеля 4Ч 10,5/13 на прецизионных парах с номинальным зазором 6÷8 мк не показали су-

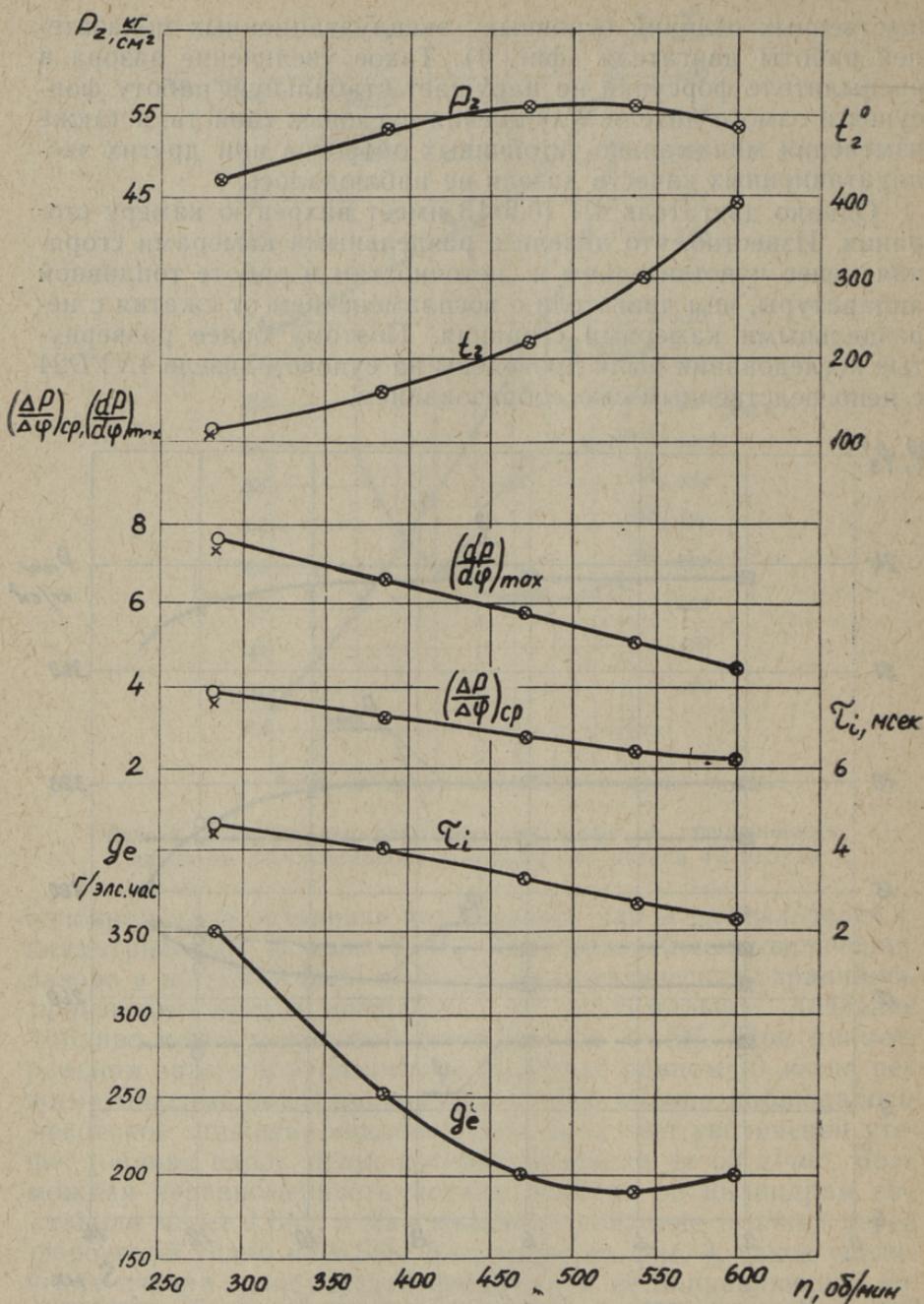
шественных отличий основных эксплуатационных показателей работы двигателя (фиг. 4). Такое увеличение зазора в распылителе форсунки не нарушает стабильную работу форсунок и самого дизеля. Ухудшения пусковых свойств, а также изменения минимально-устойчивых оборотов или других эксплуатационных качеств дизеля не наблюдалось.

Однако двигатель 4Ч 10,5/13 имеет вихревую камеру сгорания. Известно, что дизели с отдельными камерами сгорания менее чувствительны к неточностям в работе топливной аппаратуры, чем двигатели с воспламенением от сжатия с нераздельными камерами сгорания. Поэтому более развернутые исследования были проведены на судовом дизеле 4NVD24 с непосредственным смесеобразованием.



Фиг. 5. Влияние зазора в прецизионных парах топливной аппаратуры дизеля типа NVD24 на основные параметры впрыска топлива:

O — зазор в плунжерной паре; x — то же в распылителе; □ — их совместное влияние; — — —  $N_e = 100$  л. с.,  $n = 750$  об/мин;  
 - - -  $N_e = 10$  л. с.,  $n = 400$  об/мин.



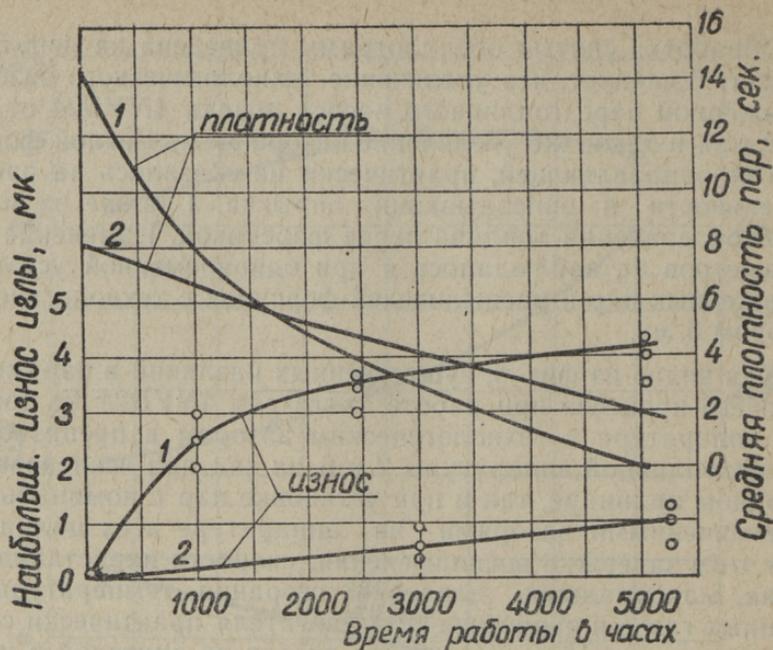
Фиг. 6. Влияние технологического зазора в прецизионных парах топливной аппаратуры на параметры рабочего процесса дизеля типа NVD24 (испытания по винтовой характеристике):

O — зазор в парах 2 мк;  
 x — то же 6 мк

Обработка снятых осциллограмм приведена на фиг. 5 и 6. Из фиг. 5 следует, что увеличение технологического зазора в плунжерной паре топливного насоса дизеля 4NVD24 от 2 до 6 *мк*, как и такое же увеличение зазора между иглой форсунки и ее направляющей, практически не сказалось на продолжительности и запаздывании впрыска, а также на максимальном давлении топлива перед форсункой. Изменение этих параметров не наблюдалось и при одновременной установке плунжерных пар и распылителей форсунок с технологическим зазором 6 *мк*.

Как видно из фиг. 6, существенных различий в параметрах рабочего процесса при работе двигателя 4NVD24 на топливной аппаратуре с технологическим зазором в прецизионных парах топливной аппаратуры 2 и 6 *мк* как при исследованиях на одном цилиндре, так и при установке пар с номинальными и увеличенными зазорами на аппаратуре всех цилиндров. При этом задержка воспламенения, скорости нарастания давления, максимальное давление сгорания, температуры выхлопных газов и экономичность двигателя практически сохранились постоянными при работе дизеля по винтовой и нагрузочной характеристикам, в том числе и на холостом ходу. При увеличении зазора в плунжерной паре насоса и распылителе форсунки до 8—10 *мк* параметры впрыска изменяются практически мало и рабочий процесс двигателя дизеля 4NVD24 оказывается орагнизованным достаточно эффективно и сохраняется экономичность двигателя. При дальнейшем повышении зазора в прецизионных парах (особенно в распылителе форсунки) заметно уменьшается цикловая подача топлива вследствие возрастания утечек топлива в парах. Увеличение диаметрального зазора в распылителе форсунки до 10—12 *мк* оказало большее влияние на параметрах впрыска, чем такое же увеличение зазора в плунжерной паре. С наступлением критической плотности в прецизионных парах двигателя 4NVD24 (например при зазоре в распылителе форсунки 13 *мк*) и дальнейшем ее уменьшении увеличивается неравномерность подачи топлива на долевых нагрузках и улучшаются параметры впрыска, отрицательно влияющие на протекание рабочего процесса, экономичность и другие эксплуатационные качества двигателя [3].

Испытания дизеля 4NVD24 по винтовой характеристике показали устойчивую работу двигателя на режиме 5—10%-ной нагрузке и числе оборотов 280 *об/мин* даже при зазоре в парах, равном 12 *мк*. Увеличение зазора в прецизионных парах топливных насосов и форсунок до указанных величин не отразилось на пусковых свойствах двигателя.



Фиг. 7. Влияние технологического зазора в распылителе форсунки двигателя R6DV148 на износ направляющей поверхности иглы и изменение плотности пары

Проведенные натурные испытания на главных двигателях R6DV148 и R8DV136 на СРТ-4327, СРТ-4341, СРТ-4515 и других рыболовных траулерах, а также на главных дизелях 8ДР30/50-2 танкера «А. Лейнер» показали, что при увеличении технологического зазора в прецизионных парах до 6 мк устраняются коррозионные разъедания сопряженных деталей, практически не сказываясь на работе двигателей.

Предполагалось, что с увеличением технологического зазора сократится продолжительность работы прецизионных пар до достижения ими критической (предельно-допустимой) плотности, при которой начинает резко ухудшаться процесс топливоподачи и работа дизеля. Однако проведенными нами измерениями и гидравлической опрессовкой распылителей форсунок было установлено, что с увеличением первоначального зазора износ игл и их направляющих — замедляется (фиг. 7). После 1500—2500 часов работы двигателей R6DV148 и R8DV136 в эксплуатационных условиях гидравлическая плотность распылителей форсунок и диаметральный зазор в них

оставались в первоначально установленных пределах, а в отдельных парах зазор увеличился на 1—2 *мк*. Общий срок службы распылителей форсунок указанных двигателей повысился до 5000 часов и более, в то время как при работе дизелей на форсунках с зазорами между иглой и ее направляющей 2—3 *мк* распылители в условиях промысла приходят в негодность даже через 50—100 часов работы. При этом ухудшения пуска дизелей, увеличения расхода топлива, изменения минимально-устойчивых оборотов или падения мощности двигателей не наблюдалось.

Проведенные исследования послужили основанием для внедрения на главных двигателях рыболовных траулеров Эстонской рыбопромысловой флотилии с 1960 года увеличенного диаметального зазора (до 6 *мк*) в распылителях форсунок, которые особенно интенсивно подвергаются коррозионным повреждениям. Для этой цели было организовано восстановление всех изношенных распылителей с изготовлением новых игл и установлением технологического зазора в прецизионной паре 4—6 *мк*. Последнее позволило избежать взаимную притирку спариваемых деталей и тем самым устранить трудоемкие ручные работы при восстановлении распылителей с помощью селективной сборки.

Выполненные исследования показали, что гидравлическая плотность и идентичность прецизионных пар зависит не только от величины зазора, но и от геометрической точности цилиндрических (сопрягающихся) поверхностей. Распылители форсунок двигателей 4NVD24, 4Ч 10,5/13, R8DV136 и R6DV148 более чувствительны к отклонениям от правильности геометрической формы сопрягающихся поверхностей, чем прецизионные пары форсунок дизелей типа Д6 и 8 ДР 30/50-2. Это можно объяснить тем, что первые не имеют поперечных канавок на иглах. Искажения геометрической формы прецизионных деталей увеличивают площадь зазора в парах, а возникающие в таких парах неуравновешенные силы давления топлива могут установить иглу форсунки в эксцентричное положение относительно иглодержателя. В результате резко увеличиваются утечки топлива в прецизионных парах (в 2—3 раза).

Внедрение в производство прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры алмазного хонингования и плосководочных станков позволяет повысить точность геометрической формы сопряженных поверхностей (до 0,2 *мк*) и таким образом получить прецизионные пары с большим зазором между трущимися деталями при заданной гидравлической плотности пар.

## Выводы

1. Качество распылителей форсунок и плунжерных пар топливных насосов определяется не только величиной зазора, но и геометрической точностью сопрягающихся деталей. В связи с этим метод контроля прецизионных пар гидравлической опрессовкой является необходимым, но в то же время еще недостаточной. Для повышения надежности работы дизельной топливной аппаратуры необходимо также строго контролировать точность геометрической формы сопрягающихся поверхностей прецизионных пар.

2. При эксплуатации судовых дизелей на сернистом топливе и возможном его обводнении прецизионные пары топливной аппаратуры с диаметральной зазором 2—3 мк не обеспечивают надежной работы топливной аппаратуры. Увеличение технологического зазора в парах до 4—6 мк, при точной геометрической форме сопряженных поверхностей, является эффективным методом защиты распылителей форсунок и насосных элементов с уравновешенными плунжерами от коррозии и увеличения срока их службы.

Однако указанные величины зазора в прецизионных парах нельзя считать окончательно установленными для всех типов двигателей. Верхний предел увеличения технологического зазора в плунжерных парах топливных насосов и распылителях форсунок должен устанавливаться в зависимости от размеров, конструкции и скоростного режима работы пар специальной проверкой.

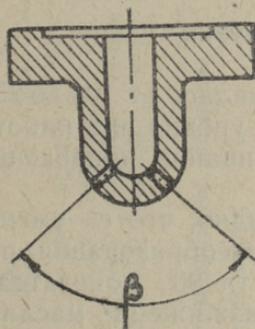
## ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Л. Соскин д. Исследование коррозионных повреждений прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей. Труды Таллинского политехнического института (ТПИ). Серия А, № 181, 1960.
2. Г. Л. Соскин д. Влияние числа оборотов на коррозионные повреждения топливной аппаратуры судовых дизелей. Труды ТПИ. Серия А, № 189, 1961.
3. Г. Л. Соскин д, П. Х. Мурель. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на работу дизеля типа NVD24. См. наст. сборник, стр. 27.

П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд

### ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАЗЖИЖЕНИЕ МАСЛА ТОПЛИВОМ У ДВИГАТЕЛЕЙ 4Ч 17,5/24

Рыбопромысловый флот ЭРЭБ (Эст. рыбопромысловой экспедиционной базы) располагает большим парком дизелей типа 4Ч 17,5/24 (*NVD*). В настоящее время завод-изготовитель (в ГДР) устанавливает на них форсунки, имеющие угол распыливания топлива  $\beta = 130^\circ$  (фиг. 1). В то же время отечественные предприятия, поставляющие рыбакам запасные части топливной аппаратуры, продолжают изготавливать сопла с углом ( $\beta$ ) в  $90$  и  $110^\circ$ . Таким образом для двигателей типа 4Ч 17,5/24 одновременно поставляются форсунки с тремя различными углами распыливания « $\beta$ »:  $90$ ,  $110$  и  $130^\circ$  (последние — фирменные, с неотъемным соплом).



Фиг. 1. Наконечник сопла форсунки двигателя *NVD24*

Однако при этом на судах наблюдается интенсивное попадание топлива в картер двигателя, вызывающее разжижение смазочного масла. Последнее приводит не только к перерасходу масла вследствие необходимости его частой замены, но и к усиленному износу двигателей и к их выходу из строя — следовательно, значительно увеличиваются простои судов.

Поскольку такое разжижение масла топливом имеет мас-совый характер и встречается кроме судов ЭРЭБ также и в других совнархозах, то по заказу ЭРЭБ нами была выполне-на работа «Исследование причин разжижения масла топли-вом на двигателях 4Ч 17,5/24, работающих с отечественными распылителями форсунок» (см. научно-технический отчет о хоздоговорной работе № 175/61, ТПИ, 1962).

В настоящей статье рассматривается влияние наиболее существенных эксплуатационных факторов на разжижение масла топливом. Исследования проводились в лаборатории судовых силовых установок ТПИ на стенде с двигателем 4Ч 17,5/24 на режимах  $n = \text{const}$ . Топливо марки «Л» по ГОСТ 305-58, масло марки ДСП-11. Поскольку в условиях эксплуа-тации дизель-генераторов переменными являются либо на-грузка, либо тепловой режим двигателя, то ниже рассмотрено влияние этих факторов на разжижение масла в случае уста-новки форсунок с распылителями, имеющими указанные вы-ше значения угла « $\beta$ ».

Наряду с этим было также установлено влияние давления затяжки пружины форсунки, изменяемое иногда механиками с целью устранения разжижения масла топливом, на послед-нее. Критериями при оценке степени разжижения масла в двигателе являлись результаты химанализа масла и измене-ние его уровня в картере. Согласно заводским данным, расход масла составляет 3 г/элсч. Увеличение же количества масла в картере является показателем попадания в него топлива.

## 1. Влияние нагрузки

При исследованиях нагрузка менялась от 100 до 25%. Дан-ные анализа масла и изменение его уровня при работе двига-теля с различными углами распыливания приведены в таб-лице 1.

Из рассмотрения таблицы I видно, что с уменьшением нагрузки, вследствие ухудшения смесеобразования, при углах распыливания  $110^\circ$  и в особенности  $90^\circ$  показатели масла ухудшаются. При 100% нагрузке разжижение масла отсутст-вует при всех значениях угла « $\beta$ »; при угле  $\beta = 130^\circ$  попада-ние топлива в масло практически отсутствует при всех значе-ниях нагрузок.

## 2. Тепловой режим двигателя

Как известно, к числу важнейших факторов, определяю-щих основные показатели работы двигателя и его долговеч-

Изменение показателей масла «Δ» за 4 часа работы двигателя 4Ч 17,5/24 в зависимости от нагрузки

Нагрузка, в %	β = 90°			110°			130°		
	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>
	100	+14	+1,4	-0,0012	0	+7	+0,006	-6	-1,4
75	-8	-3,0	-0,0027	0,5	-33	-3,3	-1	+0,5	-0,0013
50	-10	-4,1	+0,0011	+0,8	-17	-5,2	-2	+0,3	+0,0032
25	-43	-11,0	-0,0003	+1,2	-10	-3,5	+1	-1,5	-0,0005

Δ<sub>1</sub> °С — изменение температуры вспышки;Δ<sub>3</sub> г/см<sup>3</sup> — изменение удельного весаΔ<sub>2</sub> ССТ — изменение вязкости;

Δ л — " " уровня в картере

Изменение показателей масла и его уровня при

 $N_e = 25\%$ ;  $t_B = 55-60^\circ\text{C}$ ;  $\tau = 4$  часа

P <sub>ф</sub> кг/см <sup>2</sup>	β = 90°			110°			130°		
	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>	Δ <sub>1</sub>	Δ <sub>2</sub>	Δ <sub>3</sub>
	200	+4	-6,2	-0,0029	+2	-2	+0,0017	-1	-0,7
240	-7	-3,5	+0,0001	+2	+3	-0,0033	-1	+0,4	-0,0030
260	-3	-7,3	-0,0037	+2	-1	+0,0030	+5	-0,3	+0,003
280	-43	-11,0	-0,0008	+1,2(2)	-10	-3,5	+1	-1,5	-0,0005

Примечание: обозначения те же, что и в таблице 1.

ность, относится его тепловое состояние (режим). Последнее определяется температурой охлаждающей воды, которая замеряется на выходе из двигателя. С ростом его значения условия работы в целом улучшаются, и наоборот — при низких значениях  $t_b$  — ухудшаются. Сводные данные для двух значений  $t_b = 26 \div 28^\circ$  и  $55 \div 60^\circ\text{C}$  для нагрузки в 25% представлены в таблице 2.

Таблица 2

Зависимость уровня масла в картере и некоторых показателей работы двигателя 4Ч 17,5/24 от температуры охлаждающей воды  $t_b$

Температура вых. воды	Угол распыливания «β»	Время работы двигателя	Изменение уровня масла в картере	Температура выхлопных газов (осредн.)	Давление сгорания (осредн.)	Удельн. расход топлива	Температура масла
°C	град	часов	л	°C	кг/см <sup>2</sup>	кг/элсч	°C
55—60 26—28	90	4	+1,2	145	45	—	44
		12	+5	135	49	—	39
55—60 26—28	110	4	0	140	48,9	0,238	42
		12	+1	135	51,5	0,278	40
55—60 26—28	130	4	0	145	49,2	0,285	44
		12	-1	140	52,4	0,286	39

Из нее видно, что с уменьшением температуры охлаждающей воды разжижение масла топливом увеличивается, достигая наибольшей величины при угле распыливания  $\beta = 90^\circ$ . Если принять, условно, расход масла равным  $2 \text{ г/элсч}$ , то за 4 часа работы двигателя должно выгореть  $20 \times 4 \times 3 = 240 \text{ г}$ , т. е.  $0,27 \text{ л}$ . Однако количество масла в картере, наоборот, увеличилось — в случае  $\beta = 90^\circ$  — на  $1,2 \text{ л}$  — таким образом количество топлива в масле составляло около  $1,5 \text{ л}$  за 4 часа (при  $t_b = 55-60^\circ\text{C}$ ), а за 12 часов увеличилось до  $5,8 \text{ л}$  ( $t_b = 26-28^\circ\text{C}$ ).

При угле распыливания  $\beta = 130^\circ$  отсутствует разжижение масла при обоих значениях температуры охлаждающей воды.

Что касается повышения давления сгорания, а следовательно и механической нагрузки на детали двигателя, на  $5 \div 9\%$  при уменьшении вдвое температуры охлаждающей воды (табл. 2), то это объясняется увеличением периода задержки самовоспламенения из-за понижения температуры в цилиндре. Вследствие этого увеличивается количество воспламеняющего топлива, что и приводит к повышению давления сгорания.

### 3. Давление затяжки пружины форсунки

В эксплуатации имеют место случаи, когда некоторые механики в целях устранения разжижения масла топливом уменьшали давление затяжки пружины форсунки  $p_{\phi}$ . Хотя изменение заводской регулировки пружины форсунки недопустимо, представляет определенный интерес исследование влияния  $p_{\phi}$  на разжижение масла. Полученные на стенде данные и результаты анализов масла представлены в таблице 3 (стр. 17).

С уменьшением давления затяжки пружины форсунки уменьшается, как известно, и длина струи топлива, что в случае  $\beta=90^\circ$  несколько улучшает процесс смесеобразования и сгорания топлива. Однако, как видно из таблицы 3, явление разжижения масла при этом не устраняется. При  $\beta=110^\circ$  с уменьшением  $p_{\phi}$  имеет место некоторое улучшение показателей масла, что свидетельствует об уменьшении попадания в него топлива. Что касается угла распыливания  $\beta=130^\circ$ , то разжижение масла не наблюдалось при уменьшении давления  $p_{\phi}$ .

### 4. Выводы

1. При номинальной мощности двигателя 4Ч 17,5/24, независимо от угла распыливания « $\beta$ » (90, 110, 130°), практически отсутствует разжижение масла топливом. При понижении мощности (с 75% и ниже, при  $n=\text{const.}$ ) имеет место попадание топлива в картер двигателя в случае  $\beta=90$  и 110°, причем в первом случае — особенно интенсивно.

Так, например, уже через четыре часа работы двигателя при 25-процентной нагрузке в картер попадает около 1,5 л топлива; в результате этого температура вспышки масла уменьшается со 196 до 153°С, т. е. на 22%, а вязкость — с 52,9 до 41,9 сст, т. е. на 24%.

2. С понижением температуры охлаждающей воды  $t_{\text{в}}$  возрастает интенсивность попадания топлива в масло. Это особенно заметно при  $\beta=90^\circ$ , при котором, с уменьшением значения  $t_{\text{в}}$ , значительно повышается уровень разжиженного масла в картере. В случае  $\beta=110^\circ$  разжижение масла менее интенсивно.

3. Уменьшение давления затяга пружины форсунки лишь незначительно снижает разжижение масла топливом.

4. При угле  $\beta=130^\circ$  разжижение топливом отсутствует при всех нагрузках ( $n=\text{const.}$ ), тепловых режимах работы двигателя и давлениях затяжки пружины форсунки.



П. И. Ансон

## РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА В ТРУБКЕ ФИЛЬДА ПРИ НЕКИПЯЩЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕ

Одна из существенных трудностей, возникающих в теплообменных аппаратах при применении высокотемпературных теплоносителей, обусловлена возникновением значительных термических напряжений в металле, могущих привести в определенных условиях к весьма быстрому его разрушению от усталости при циклических деформациях.

В связи с этим все большее внимание в последнее время начинает привлекать трубка Фильда, как элемент высокотемпературного теплообменного аппарата.

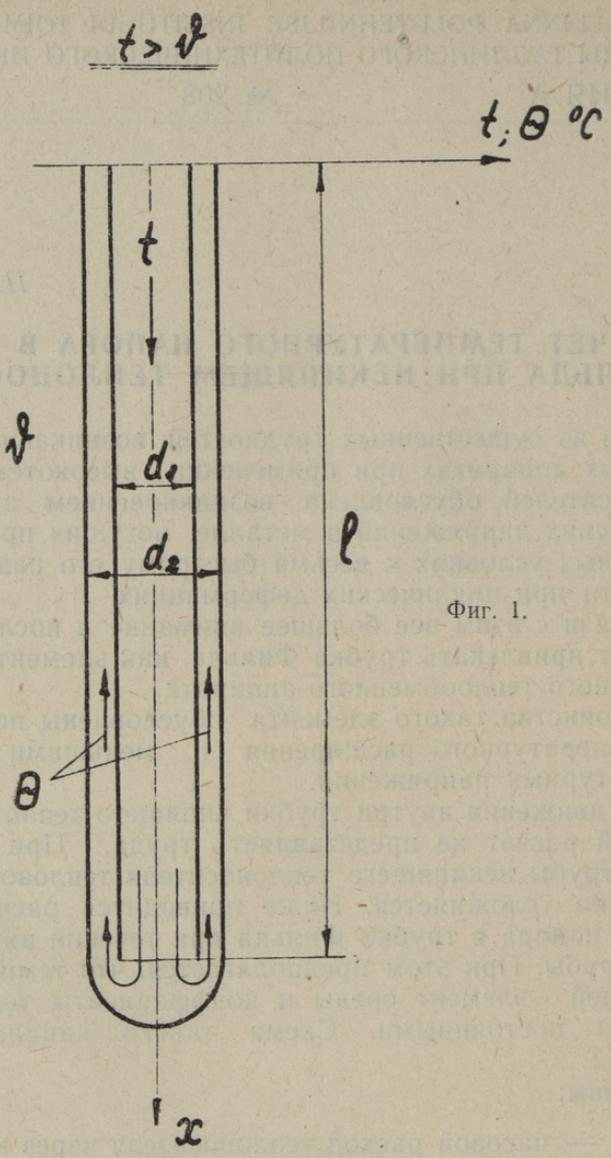
Достоинства такого элемента обусловлены полной свободой температурного расширения и меньшими величинами температурных напряжений.

При движении внутри трубки кипящего теплоносителя его тепловой расчет не представляет труда. При течении же внутри трубы некипящего теплоносителя тепловой расчет существенно усложняется. Ниже приводится расчет температурного напора в трубке Фильда при течении внутри трубки вдоль трубы. При этом предполагается, что температура окружающей элемент среды и коэффициенты теплопередачи остаются постоянными. Схема такого канала приведена на фиг. 1.

Обозначим:

- $G$  — часовой расход теплоносителя через канал;
- $c$  — теплоемкость теплоносителя;
- $k_1^\circ$  и  $k_2^\circ$  — коэффициенты теплопередачи соответственно через внутреннюю и наружную трубы;
- $t$  — температура среды во внутренней трубе;
- $\Theta$  — то же, в кольцевой щели между трубами;
- $\vartheta$  — температура окружающей среды.

Тогда дифференциальные уравнения теплового баланса могут быть написаны в следующем виде:



Фиг. 1.

для внутренней трубы

$$Gcdt = -k_1^{\circ} \pi d_1 (t - \theta) dx \quad (1)$$

и для кольцевой щели

$$-Gcd\theta = -k_2^{\circ} d_2 \pi (\theta - \vartheta) dx + k_1^{\circ} \pi d_1 (t - \theta) dx. \quad (2)$$

Обозначим

$$k_1^{\circ} \pi d_1 = k_1; \quad k_2^{\circ} \pi d_2 = k_2 \quad \text{и} \quad \frac{1}{Gc} = m.$$

Тогда после некоторых преобразований получим:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} + 2n \frac{dt}{dx} + k^2 t + c = 0, \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} -mk_2 &= 2n, \\ -m^2 k_1 k_2 &= k^2, \\ m^2 k_1 k_2 \vartheta &= c. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Решение этого уравнения представим в виде

$$t = A_1 e^{\alpha x} + B_1 e^{\beta x} + t_2, \quad (5)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — корни характеристического уравнения  $r^2 + 2rn + k^2 = 0$ , то есть

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= -n + \sqrt{n^2 - k^2}, \\ \beta &= -n - \sqrt{n^2 - k^2} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

и

$$t_2 = -\frac{c}{k^2} = \vartheta. \quad (7)$$

Для определения постоянных интегрирования используем граничные условия

$$\left. \begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad t &= t_0, \\ \text{при } x = l \quad t_1 &= \Theta_1 \quad \text{и} \quad \left( \frac{dt}{dx} \right)_{x=l} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Тогда

$$A_1 = \frac{\Delta t_0 \beta}{\beta - \alpha e^{(\alpha - \beta)l}}, \quad (9)$$

$$B_1 = -A_1 \frac{\alpha}{\beta} e^{(\alpha - \beta)l}, \quad (10)$$

где

$$\Delta t_0 = t_0 - \vartheta.$$

После подстановки (9) и (10) в (5) получим

$$t = A_1 \left[ e^{\alpha x} - \frac{\alpha}{\beta} e^{(\alpha-\beta)x} e^{\beta x} \right] + \vartheta, \quad (11)$$

откуда

$$\frac{dt}{dx} = A_1 [ \alpha e^{\alpha x} - \alpha e^{(\alpha-\beta)x} e^{\beta x} ], \quad (12)$$

После подстановки (11) и (12) в (1) и некоторых преобразований получим

$$\Theta = \frac{A_1}{\beta} [ (\beta - mk_2) e^{\alpha x} - (\alpha - mk_2) e^{(\alpha-\beta)x} e^{\beta x} ] + \vartheta, \quad (13)$$

откуда температурный напор между теплоносителем и окружающей средой

$$\Delta\Theta_x = \Theta - \vartheta = \frac{A_1}{\beta} [ (\beta - mk_2) e^{\alpha x} - (\alpha - mk_2) e^{(\alpha-\beta)x} e^{\beta x} ]. \quad (14)$$

Отметим, что при отсутствии теплопередачи через внутреннюю трубу, т. е. при  $k_1=0$ , получим общеизвестное выражение для температурного напора при течении среды в охлаждаемом канале.

Действительно, в этом случае из (6) и (7) после подстановки (4) получим

$$\alpha = mk_2 \text{ и } \beta = 0,$$

и из (14)

$$\Delta\Theta_x = \Delta t_0 e^{-mk_2(x-x_0)}. \quad (15)$$

Средний температурный напор между теплоносителем и окружающей средой определяется как

$$\Delta\Theta_{\text{ср}} = \frac{1}{l} \int_0^l \Delta\Theta_x dx. \quad (16)$$

После выполнения интегрирования и некоторых преобразований и подстановки (9) получим

$$\Delta\Theta_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_0}{l [\beta - \alpha e^{(\alpha-\beta)l}]} \left[ \frac{\beta + mk_2}{\alpha} (e^{\alpha l} - 1) - \frac{\alpha + mk_2}{\beta} e^{(\alpha-\beta)l} (e^{\beta l} - 1) \right], \quad (17)$$

где

$$\alpha = \frac{m}{2} (k_2 + \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}),$$

$$\beta = \frac{m}{2} (k_2 - \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}),$$

При противоположном направлении течения теплоносителя уравнения (17) приобретает вид:

$$\Delta\Theta_{\text{cp}} = \frac{\Delta\Theta_0}{l} \frac{\left[ \frac{\beta + mk_2}{\alpha} (e^{\alpha l} - 1) - \frac{\alpha + mk_2}{\beta} e^{(\alpha - \beta)l} (e^{\beta l} - 1) \right]}{\beta + mk_2 - (\alpha + mk_2)e^{(\alpha - \beta)l}}, \quad (18)$$

где

$$\alpha = \frac{m}{2} (-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}),$$

$$\beta = \frac{m}{2} (-k_2 - \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}),$$

и

$$\Delta\Theta_0 = \Theta_0 - \vartheta.$$



*Г. Л. Соскинд, П. Х. Мурель*

## **ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА МЕЖДУ ИГЛОЙ ФОРСУНКИ И ЕЕ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ ТИПА NVD24**

Рыбопромысловый флот непрерывно пополняется новыми серийными судами, большинство из которых оборудованы двигателями типа NVD24 производства завода им. К. Либкнехта, ГДР. Эти дизели в четырех- и шестицилиндровом исполнении мощностью  $N_e = 100$  и  $150$  э.л.с. соответственно ( $n = 750$  об/мин) используются в качестве вспомогательных двигателей на траулерах типа СРТ и СРТР, а также в качестве главных на судах СТБ ( $N_e = 80$  э.л.с. при  $n = 600$  об/мин).

Опыт эксплуатации дизелей типа NVD24 на сернистом топливе по ГОСТ 305-58 с содержанием серы до 1% показал, что топливная аппаратура изнашивается быстрее остальных деталей двигателя. Особенно интенсивно изнашиваются распылители форсунок. Проведенными нами замерами было установлено, что уже через 450—500 часов работы средний диаметральный зазор между иглой форсунки и ее направляющей увеличился с 2—3 до 6—7 мк.

В условиях эксплуатации рыболовных траулеров нередки случаи обводнения топлива океанской и морской водой, приводящего к интенсивному коррозионному износу сопряженных (трущихся) поверхностей прецизионных пар насосов и форсунок. Износ этих поверхностей влечет за собой потерю герметичности пар, что неизбежно отражается на эффективности работы топливной аппаратуры и самого двигателя.

Вот почему исследование влияния износа распылителей и, в частности увеличения зазора между иглой форсунки и ее направляющей, на основные показатели рабочего процесса и экономичность дизеля, имеет большое практическое значение.

Испытания проводились на двигателе 4NVD24 по винтовой и нагрузочным характеристикам, на дизельном топливе марки «Л» по ГОСТ'у 305—58 с содержанием серы 0,94%. Плунжерные пары были установлены с номинальным зазором.

Исследования велись на изношенных распылителях и новых форсуночных элементах с номинальными и увеличенными диаметральными зазорами (до 13 мк).

Установление зависимости основных параметров работы двигателя в функции от абсолютных значений величин зазоров в распылителе форсунки производилось на одном и том же цилиндре дизеля и, соответственно, на одном и том же топливном насосе. Зазор в новой форсуночной прецизионной паре изменялся путем подбора игл к одному и тому же корпусу распылителя. Перед началом испытаний дизеля на режиме номинальной мощности производилась его регулировка и устанавливались постоянными по всем цилиндрам температура выхлопных газов и максимальное давление цикла.

Таблица 1

Влияние диаметрального зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры работы двигателя

Диаметр зазор в распылителе форсунки, мк	Эффективная мощность $N_e$ , э.л.с.	Число оборотов двигателя $n$ , об/мин	Максимальное давление сгорания $P_z$ , кг/см <sup>2</sup>	Температура выхлопных газов (цилиндр.) $t_r$ , °C	Удельный расход топлива $g_e$ , кг/эл. час
1	2	3	4	5	6
Винтовая характеристика					
2	80	600	54,2	385	0,190
	60	545	54,5	310	0,185
	40	475	56,0	245	0,200
	20	380	53,0	180	0,260
	8	280	47,1	110	0,350
6	80	600	54,0	385	0,189
	60	545	54,5	310	0,184
	40	475	56,0	240	0,201
	20	380	53,1	175	0,251
	8	280	48,0	105	0,350
10	80	600	54,3	385	0,186
	60	545	54,0	315	0,185
	40	475	55,0	220	0,195
	20	380	52,1	165	0,245
	8	280	46,2	85	0,345
13	80	600	54,0	380	0,200
	60	545	53,5	305	0,194
	40	475	52,0	215	0,208
	20	380	49,5	155	0,232
	8	280	41,3	65	0,320

1	2	3	4	5	6
Нагрузочная характеристика					
2	80	600	54,2	385	0,190
	40		53,2	220	0,198
	20		50,5	140	0,255
	0		49,1	80	—
6	80	600	54,0	380	0,189
	40		53,2	220	0,200
	20		50,5	140	0,254
	0		48,9	80	—
10	80	600	54,3	380	0,186
	40		55,1	200	0,195
	20		52,0	130	0,245
	0		51,0	60	—
13	80	600	54,0	380	0,200
	40		49,5	195	0,190
	20		43,5	110	—
	0		36,0	55	—

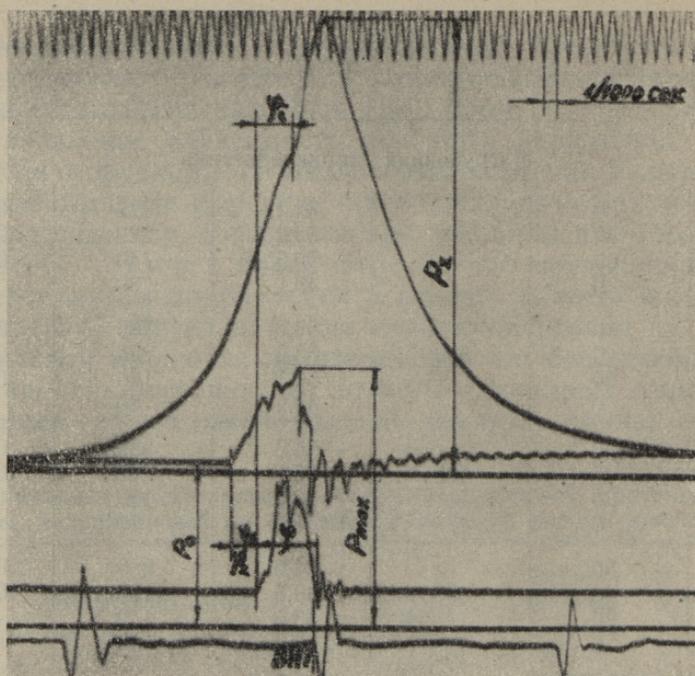
Таблица 2

Влияние диаметального зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры процесса впрыска топлива и давления в цилиндре двигателя NVD24

№№ пп	Диам. зазор в рас- пыли- теле форсун- ки, мк	Режим		$P_z$ кг/см <sup>2</sup>	$\tau_i$ м/сек	$\left[ \frac{\Delta P}{\Delta \varphi} \right]_{\text{ср}}$ кг/см <sup>2</sup> °ПКВ	$P_{\text{max}}$ кг/см <sup>2</sup>	$\varphi$ °ПКВ	$\varphi_z$ °ПКВ
		$n$ об/мин	$N_e$ %						
1	2	750	100	53,5	2,61	1,6	320	23,8	12,45
2	2	400	10	49,1	2,85	1,62	290	10,2	13,05
3	6	750	100	53,3	2,58	2,81	320	23,95	12,65
4	6	400	10	49,0	2,86	2,85	290	10,3	13,00

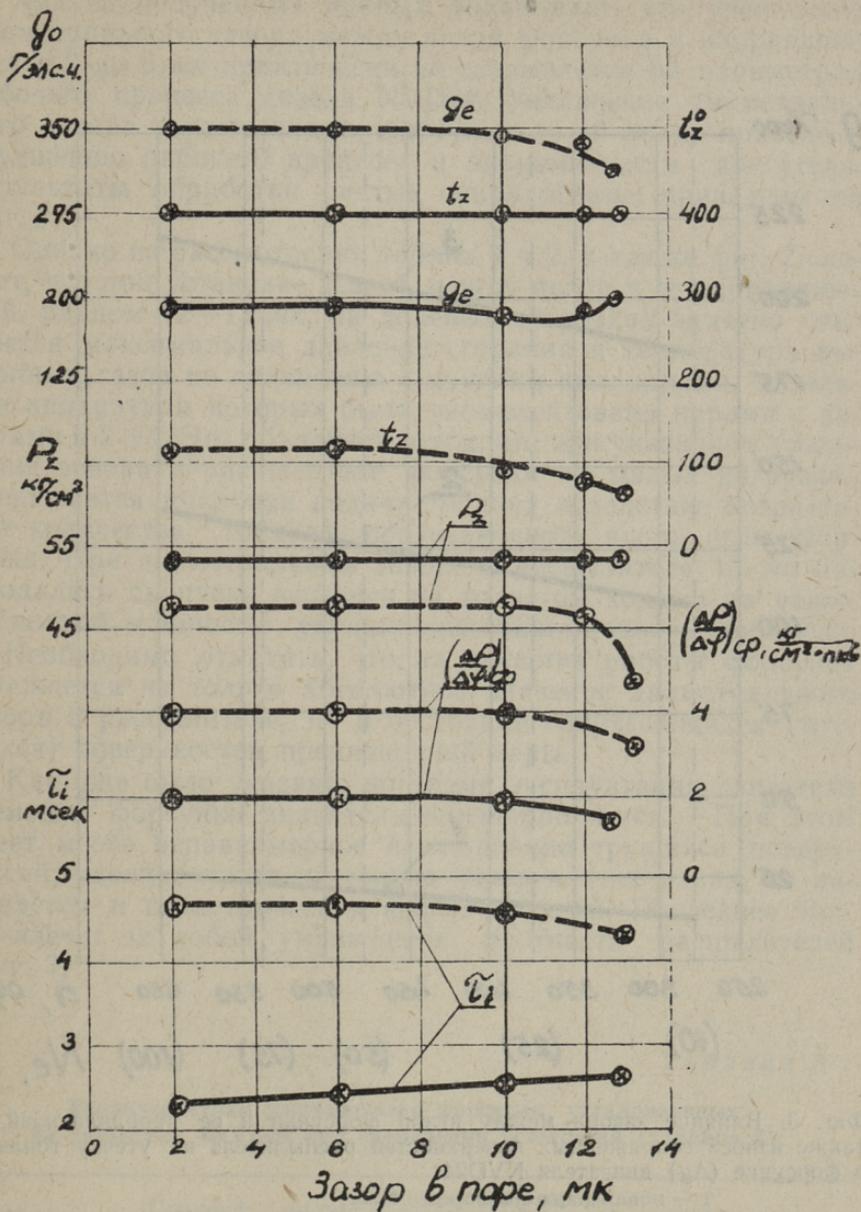
Расход топлива устанавливался весовым методом с учетом утечек топлива вдоль иглы форсунки. Протечки топлива в плунжерных парах составили крайне малую величину и поэтому не учитывались. Параметры, характеризующие процесс топливоподачи и рабочий процесс двигателя, замерялись осциллографами типа МПО-2 и 9SO-302 (ГДР). На фиг. 1 показан образец из снятых осциллограмм.

Результаты этой серии испытаний приведены в таблицах 1 и 2.



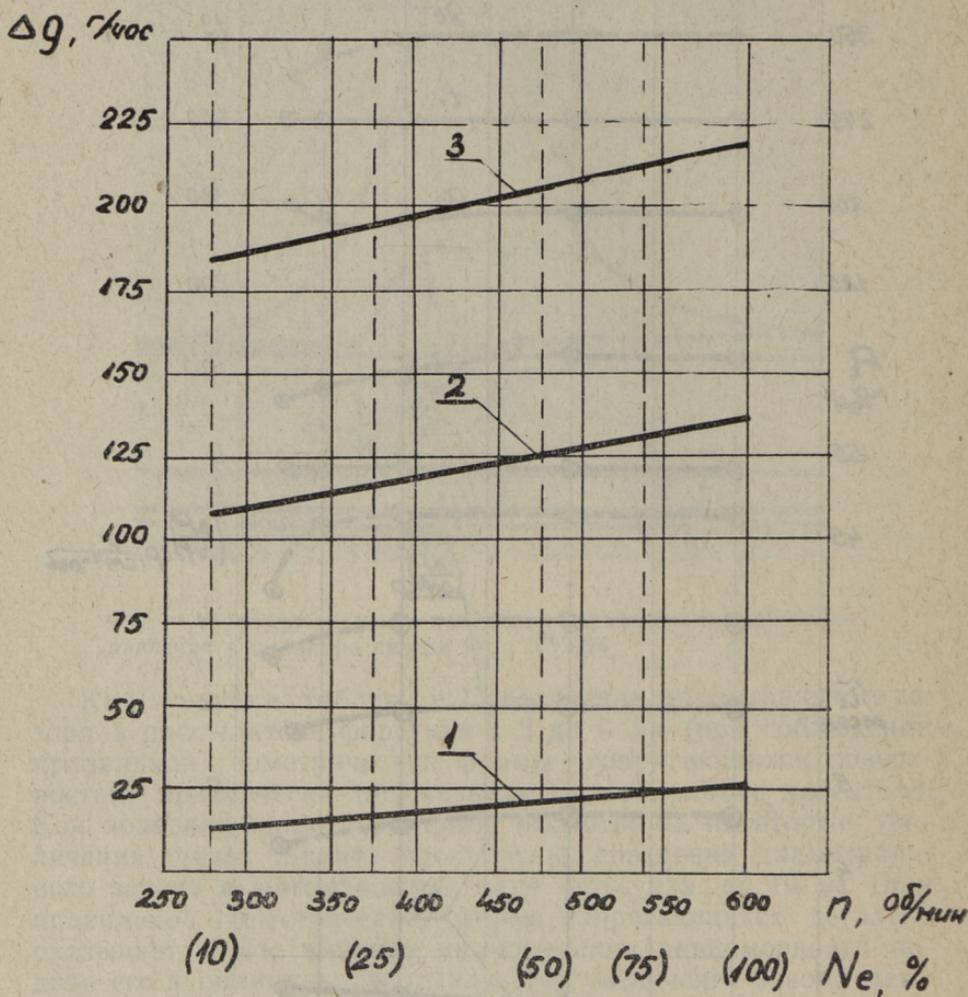
Фиг. 1. Осциллограмма процесса впрыска и изменения давления в цилиндре дизеля типа NVD24

Как следует из таблиц 1 и 2, увеличение диаметрального зазора в распылителе форсунки с 2 до 6 мк (при соблюдении правильной геометрической формы сопрягающихся поверхностей) практически не сказывается на работе двигателя. Как показали наши испытания, несмотря на некоторые увеличения утечек топлива вдоль иглы, доведение диаметрального зазора в прецизионной паре форсунки до 10 мк (при правильной геометрической форме сопрягающихся деталей) оказывает малое влияние на изменение равномерности подачи его в цилиндры двигателя. Это увеличение зазора между иглой форсунки и ее направляющей также мало сказывается на параметрах, характеризующих впрыск топлива форсунками. При диаметральном зазоре в распылителе форсунки 12 мк, что соответствует плотности 1 сек, максимальное давление топлива перед форсункой снизилось на 20 кг/см<sup>2</sup>, продолжительность впрыска сократилась на 1,5° и на столько же увеличилось запаздывание впрыска. При зазоре в распылителе 13 мк (полной потере герметичности) резко ухудшились параметры впрыска, а максимальное давление топлива перед форсункой уже стало равным давлению открытия иглы форсунки.



Фиг. 2. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей на основные параметры рабочего процесса дизеля NVD24:

- $N_e = 800$  л. с.,  $n = 600$  об/мин;
- - -  $N_e = 8$  л. с.,  $n = 280$  об/мин



Фиг. 3. Влияние зазора между иглой форсунки и ее направляющей, а также износа сопряженных поверхностей распылителя на утечку топлива в форсунке ( $\Delta g$ ) двигателя NVD24:

- 1 — новая пара с зазором 2 мк;
- 2 — то же с зазором 6 мк;
- 3 — изношенная пара, ср. диаметральный зазор 5 мк

Анализ полученных данных показывает, что увеличение диаметрального зазора между иглой форсунки и направляющей с 2 до 6  $\mu\text{к}$  практически не сказывается на параметрах рабочего процесса дизеля NVD24. Увеличение диаметрального зазора в распылителе форсунки до 10  $\mu\text{к}$  не привело к ухудшению рабочего процесса и экономичности двигателя. Результаты обработки снятых осциллограмм приведены на фиг. 2.

Однако из рассмотрения таблиц 1 и 2, а также фиг. 2 следует, что при установке зазора между иглой и ее направляющей, равном 12—13  $\mu\text{к}$ , на долевых нагрузках заметно снижается максимальное давление сгорания и температура выхлопных газов по сравнению с другими цилиндрами, топливная аппаратура которых была укомплектована парами с зазорами в 2  $\mu\text{к}$ . Это объясняется тем, что при указанном увеличении зазора в распылителе форсунки на малых нагрузках уменьшается цикловая подача топлива вследствие возрастания количества топлива, протекающего вдоль иглы форсунки. При диаметральном зазоре в распылителе 13  $\mu\text{к}$  наблюдались пропуски вспышек на холостом ходу, а на режиме полной мощности ухудшилась экономичность двигателя.

Необходимо отметить, что на качестве работы форсунок отражается не только абсолютное значение диаметрального зазора в распылителе, но и состояние сопрягающихся (трущихся) поверхностей прецизионной пары.

Как уже было указано, во время эксплуатации двигателя элементы форсунки значительно изнашиваются. При этом имеет место неравномерное изнашивание трущихся поверхностей; увеличивается не только зазор в этих парах, но нарушается и геометрическая форма деталей. Последнее также влечет за собой уменьшение плотности распылителей (фиг. 3).

Таблица 3

Характеристика распылителей форсунок, установленных на двигателе 4NVD24 при проведении испытаний (таблица 4)

Номер цилиндра	Средний диаметральный зазор в распылителе, $\mu\text{к}$	Время опрессовки 300÷250 $\text{кг}/\text{см}^2$ (диз. топливо), сек	Примечание
I	2	19	новая пара
II	12	1	то же
III	5	5	изношенная пара
IV	9	0	то же

Влияние зазора и износа распылителей форсунок на максимальное давление сгорания ( $P_z$ ) и температуру выхлопных газов ( $t_r$ ) двигателя 4NVD24 (винтовая характеристика)

№№ пп	Режим		№ цилиндра двигателя							
			I		II		III		IV	
	$N_e$ э, л, с,	$n$ об/мин	$P_z$ кг/см <sup>2</sup>	$t_r$ °C						
1	80	600	54,0	360	53,7	365	54,7	360	52,6	355
2	40	475	54,5	235	52,0	220	53,5	230	51,0	205
3	8	280	44,0	105	42,7	85	44,0	95	40,5	65

Для установления влияния износа распылителей форсунок на работу двигателя, были проведены испытания дизеля NVD24, у которого одновременно устанавливались новые распылители с правильной геометрией трущихся поверхностей и диаметрными зазорами в 2 и 12 мк, а также изношенные элементы со средними зазорами в 5 и 9 мк. При проведении этих испытаний двигатель был также отрегулирован на номинальной мощности.

Результаты исследований представлены в таблицах 3 и 4.

Из таблиц 3 и 4, а также фиг. 3 видно, что качество распылителей форсунок и показатели работы двигателя определяются как величиной диаметрального зазора между иглой форсунки и ее направляющей, так и состоянием трущихся поверхностей прецизионной пары (т. е. их геометрической формой и наличием следов износа). Неравномерный износ сопрягающихся деталей также приводит к разной плотности распылителей, что может повлечь за собой разрегулировку двигателя на малых нагрузках и особенно на холостом ходу. Однако при установке на всех цилиндрах двигателя распылителей форсунок с одинаковой плотностью (даже при абсолютной ее величине 3—5 сек), разнотемпературности выхлопных газов по цилиндрам дизеля устраняется.

### Заключение

1. Увеличение диаметрального зазора в распылителе форсунки от 2 до 10 мк (при правильной геометрической форме сопрягающихся поверхностей) практически не оказывает существенного влияния на процесс топливоподачи и параметры рабочего процесса и экономичности двигателя NVD24.

2. Предельно-допустимым износом (критической плотностью) распылителей форсунок дизеля типа NVD24 следует

считать уменьшение их плотности до 2 сек. При этой плотности прецизионной пары форсунки и ниже резко ухудшаются характеристики впрыска, неблагоприятно влияющие на параметры рабочего процесса, экономичность и другие эксплуатационные качества двигателя.

3. Одним из решающих условий обеспечения экономичной и устойчивой работы дизеля типа NVD24 является также гидравлическое единообразие распылителей форсунок.

---



*Е. К. Трунов*

## К ВОПРОСУ РАСЧЕТА СУДОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ НА ЭЛЕКТРОННЫХ СЧЕТНЫХ МАШИНАХ

Расчет судовых перекрытий, под которыми обычно понимают систему взаимно пересекающихся и связанных друг с другом тонкостенных балок, слабо сопротивляющихся кручению, составляет основную и наиболее трудоемкую часть расчета местной прочности судна. Поэтому понятно стремление инженеров-проектировщиков именно для расчетов судовых перекрытий применить в первую очередь электронные вычислительные машины, которые, обеспечивая быстрый и точный расчет, дают возможность произвести расчет необходимого количества вариантов для обоснованного выбора наиболее приемлемого варианта конструкции.

Методы расчета судовых перекрытий, предложенные И. Г. Бубновым [1], в дальнейшем усовершенствованные академиком А. Н. Крыловым [2], проф. П. Ф. Папковичем [3] и проф. А. А. Курдюмовым [4], сводятся к интегрированию системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Эти методы предназначены для расчета перекрытий только на равномерно распределенную нагрузку.

Методы проф. П. Ф. Папковича и А. А. Курдюмова, созданные для счета на логарифмической линейке, естественно не отвечают требованиям, которые предъявляются к расчетам, производимым с помощью электронных вычислительных машин. Для вычисления по указанным методам необходимо вводить в память машины громоздкие таблицы функций для расчета балок на сплошном упругом основании, что почти невозможно, так как загромождается и без того ограниченная оперативная память машин.

Все вышеизложенное приводит, при расчете перекрытий методами проф. П. Ф. Папковича и А. А. Курдюмова, к длинным и логически сложным программам, вся работа по подготовке которых: составление программы по схеме счета, от-

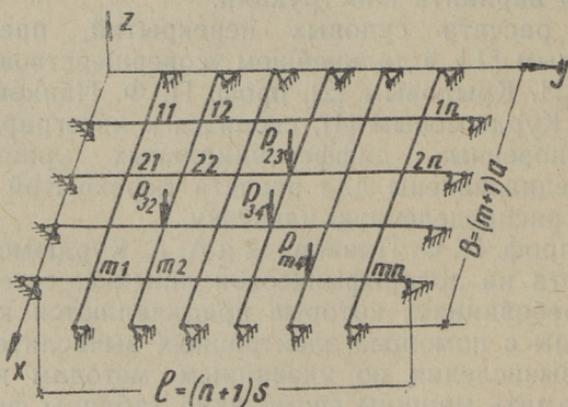
искание и исправление ошибок в программе, пробный счет на машине и окончательная отладка программы, требуют больших затрат времени работы программистов, вычислителей и работы машины. Такое положение естественно вызывает сомнения в целесообразности применения электронных вычислительных машин для расчета судовых перекрытий по указанным выше методам.

Эти недостатки, главным образом трудность программирования, отсутствуют в предлагаемом ниже методе Сабо (J. Szabo) расчета перекрытий (см. [5]). Крупным достоинством предлагаемого метода, наряду с простотой программирования, является снижение объема вычислений, особенно для случая загрузки перекрытия сосредоточенными силами. В методе используются нормированные собственные решения уравнения в конечных разностях:  $(\Delta_x + \sigma)y = \lambda y$ , с граничными условиям  $y_0 = y_n = 0$  (см. [6]).

Расчет основан на следующих допущениях.

- а) Балки обоих направлений по краям свободно оперты.
- б) Моменты инерции поперечных сечений параллельных балок равны.
- в) Балки каждого направления равноудалены друг от друга.
- г) Нагрузка как равномерно распределенная по перекрытию, так и сосредоточенная узловая.

Изложение метода проведем на примере перекрытия (см. фиг. 1).



Фиг. 1. Схема перекрытия.

Здесь

- $m, n$  — число перекрестных связей и балок главного направления, соответственно;  
 $a, s$  — расстояния между перекрестными связями и балками главного направления (шпация).

Изгибающие моменты в узлах перекрытия:

$M_{jk}$  — момент изгибающий в перекрестной связи в узле  $jk$ ;

$\bar{M}_{jk}$  — момент изгибающий в балках главного направления в точке  $jk$ , определяются как произведение матриц по выражениям

$$M_{jk} = V_m DV_n, \quad \bar{M}_{jk} = V_m \bar{D}V_n, \quad (1)$$

где

$V_m, V_n$  — фундаментальные матрицы  $m$ -ного и, соответственно,  $n$ -ного порядка;

$D, \bar{D}$  — матрицы, элементы которых определяются в зависимости от матрицы нагрузки перекрытия и соотношения линейных и прочностных характеристик перекрытия по формулам

$$D_{ijk} = a \cdot \eta_{jk} \cdot D_{pjk}; \quad \bar{D}_{ijk} = s \xi_{jk} D_{pjk}, \quad (2)$$

где  $D_{pjk}$  — элементы матрицы нагрузок, определяемой по формуле

$$D_p = V_m PV_n, \quad (3)$$

где, в свою очередь,  $P$  — матрица узловых сил, или в развернутом виде формула (3) запишется:

$$D_p = V_m \cdot PV_n =$$

$$= \begin{bmatrix} v_{n1} & \dots & v_{1m} \\ \dots & \dots & \dots \\ v_{m1} & \dots & v_{mm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_{11} & \dots & P_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ P_{1m} & \dots & P_{mn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_{11} & \dots & v_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ v_{1n} & \dots & v_{nn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$\eta_{jk} = \frac{v_{nk}}{\xi \varphi_{mj} + \varphi_{nk}}$  — коэффициент изгибающих моментов в перекрестных балках, (5)

$\xi_{jk} = \frac{\xi_{mj}}{\xi \varphi_{mj} + \varphi_{nk}}$  — коэффициент изгибающих моментов в балках главного направления, (6)

$\xi = \frac{J \varphi}{J_n} \left( \frac{s}{a} \right)^3$  — коэффициент геометрических размеров, (7)

$\mu$  и  $\varphi$  — безразмерные коэффициенты, значения которых для важнейших видов перекрытий приведены в таблице 1.

Таблица 1

$m, n$	$j, k$	$\mu_{mj}, \mu_{nk}$	$\varphi_{mj}, \varphi_{nk}$
2	1	0,20000	0,20000
	2	1,00000	3,00000
3	1	0,10819	0,06358
	2	0,50000	1,00000
	3	1,32037	4,50803
4	1	0,06799	0,02597
	2	0,29926	0,41357
	3	0,77411	2,02665
	4	1,51829	5,49551
5	1	0,04674	0,01253
	2	0,20000	0,20000
	3	0,50000	1,00000
	4	1,00000	3,00000
	5	1,64556	6,14131

Фундаментальные матрицы до пятого порядка включительно приведены ниже:

$$V_2 = \begin{bmatrix} 0,707107 & 0,707107 \\ 0,707107 & 0,707107 \end{bmatrix},$$

$$V_3 = \begin{bmatrix} 0,500000 & 0,707107 & 0,500000 \\ 0,707107 & 0,000000 & -0,707107 \\ 0,500000 & -0,707107 & 0,500000 \end{bmatrix},$$

$$V_4 = \begin{bmatrix} 0,371748 & 0,601501 & 0,601501 & 0,371748 \\ 0,601501 & 0,371748 & -0,371748 & -0,601501 \\ 0,601501 & -0,371748 & -0,371748 & 0,601501 \\ 0,371748 & -0,601501 & 0,601501 & -0,371748 \end{bmatrix},$$

$$V_5 = \begin{bmatrix} 0,288675 & 0,500000 & 0,577350 & 0,500000 & 0,288675 \\ 0,500000 & 0,500000 & 0,000000 & -0,500000 & -0,500000 \\ 0,577350 & 0,000000 & -0,577350 & 0,000000 & 0,577350 \\ 0,500000 & -0,500000 & 0,000000 & 0,500000 & -0,500000 \\ 0,288675 & -0,500000 & 0,577350 & -0,500000 & 0,288675 \end{bmatrix}^*$$

\* Фундаментальные матрицы приведены для иллюстрации, их легко расширить для любого числа строк и столбцов.



Анализ операторной схемы вычислительного процесса доказывает, что она отвечает требованиям, предъявляемым к расчетам на электронных вычислительных машинах. Большую часть программы составляют арифметические операторы. Логические операторы — элементарны — проверяют только окончание вычислений по операторам. Отсутствуют операторы управления (переадресации, формирования, восстановления и т. д.). Большим преимуществом метода является и то, что арифметические операторы, кроме  $A_1$ , как правило, представляют библиотечные подпрограммы (подпрограмма умножения матрицы на столбец-оператор  $A_5$ , матрицы на матрицу-оператор  $A_7$ ), которые имеются в каждом вычислительном центре применительно для их машин. Для иллюстрации приведем программу вычисления оператора  $A_5$  в относительных адресах применительно к электронной вычислительной машине М-3 Института кибернетики АН ЭССР.

Т а б л и ц а 2

Номера ячеек	Содержание ячеек	Примечания
$a + 1$	$a$	Константа
$b + 1$	$\eta_{11}$	Значения коэффициентов $\eta_{jk}$
$b + 2$	$\eta_{12}$	
.....	.....	
.....	.....	
$b + mn$	$\eta_{mn}$	
$c + 1$	$D_{p11}$	Матрица $D_p$ расположенная в памяти машины по строкам
$c + 2$	$D_{p12}$	
.....	.....	
.....	.....	
$c + mn$	$D_{pmn}$	
$d + 1$	00 0000 0001	Константа изменения II A
$d + 2$	00 0001 0000	Константа изменения IA и IIA
$d + 3$	$b + 1 + mn$	Число умножений (циклов)

Арифметический оператор  $A_5$  ведет вычисления по формуле (2). Принимаем обычное распределение ячеек запоминающего устройства при программировании в относительных адресах, приведенное в таблице 2.

Процесс вычислений оператором  $A_5$  должен продолжаться до тех пор, пока число циклов не превысит  $mn+1$ . Следовательно логический оператор  $P_6$  проверяет условие:  $l = (k + mn + 1) - (mn + 1) \leq -0$

$$P_6 = \begin{cases} 0 & \text{при } l > -0, \\ 1 & \text{при } l \leq -0. \end{cases}$$

Программа вычислений:

Таблица 3

Номера команд	Код операции	IA	IIA	Примечания
$K+1$	$\times$	$a+1$	$b+1$	$a\eta_{11}$
$K+2$	$\times$	$c+1$	$b+1$	$a\eta_{11}D_{p11}$
$K+3$	$+$	$d+1$	$K+1$	Изменение IIA на I
$K+4$	$+$	$d+2$	$K+2$	Изменение IA и IIA на I
$K+5$	$-$	$K+1$	$d+3$	Проверка оператором $P_6$
$K+6$	VII	$K+7$	$K+1$	
$K+7$	Переход к вычислению оператором $A_7$			по операторной схеме

Программа вычисления состоит, как это видно, всего из 6 команд, а производит  $mn$  вычислений.

Все выше изложенное показывает преимущества метода Сабо и позволяет надеяться, что предложенный метод найдет применение в практике расчета судовых перекрытий с помощью электронных вычислительных машин.

Для пояснения метода приведем числовой пример. Преимущества метода убедительно проявляются, если перекрытие загружено не во всех узловых точках сосредоточенными силами разной величины.

Пример

Схема перекрытия см. фиг. 1. Число балок главного направления  $n = 5$ , число перекрестных связей  $m = 4$ .  $\frac{I_{\phi}}{I_n} = 1/2$ ,  $s/a = \frac{1,00}{2,00} = 0,50$ . Перекрытие загружено в узлах сосредоточенными силами. Матрица  $P$  узловых сил (значения сил в соответствующих узлах перекрытия):

$$D = \begin{bmatrix} 2,000 & 0,000 & 0,000 & 1,000 & 1,000 \\ 0,000 & 3,000 & 0,000 & 0,000 & 2,000 \\ 2,000 & 0,000 & 3,000 & 0,000 & 0,000 \\ 1,000 & 1,000 & 0,000 & 2,000 & 0,000 \end{bmatrix} T$$

Определяем изгибающие моменты в перекрестных балках (определение изгибающих моментов в балках главного направления аналогично). Коэффициент геометрических размеров:

$$\xi = \frac{I_{\phi\phi}}{I_x} \left( \frac{s}{a} \right)^3 = 1/2 \cdot (1/2)^3 = 0,0635.$$

Коэффициент изгибающего момента  $\eta_{jk}$  в перекрестных балках определим по формуле (6), его значение приведено в таблице 4.

Таблица 4

$j \backslash k$	Значения коэффициента изгибающих моментов $\eta_{jk}$				
	1	2	3	4	5
1	3,2964	0,9918	0,4992	0,3332	0,2679
2	1,2049	0,8839	0,4872	0,3304	0,2668
3	0,3309	0,6085	0,4429	0,3196	0,2624
4	0,1293	0,3643	0,3706	0,2986	0,2535

Матрица нагрузок, определяемая как произведение матриц по формуле (3), равна:

$$D_p = \begin{bmatrix} 3,8114 & 0,9022 & 1,2058 & -0,2488 & 0,5199 \\ -0,3405 & -0,1859 & 1,3384 & -1,3011 & -0,2527 \\ 0,2668 & -0,5576 & 1,1745 & 1,7606 & -1,0240 \\ -0,0175 & 0,3008 & -0,6125 & 2,1052 & 2,5304 \end{bmatrix} T$$

Матрица  $D$ , элементы  $D_{jk}$  которой определяются по формуле (2):

$$D = \begin{bmatrix} 25,1278 & 1,7896 & 1,2009 & -0,1658 & 0,2786 \\ -0,8205 & -0,3286 & 1,3041 & -0,8598 & -0,1348 \\ 0,1766 & -0,6786 & 1,0404 & 1,1254 & -0,5374 \\ -0,0045 & 0,2192 & -0,4541 & 1,2572 & 1,2829 \end{bmatrix} TM$$

И наконец, изгибающие моменты в перекрестных балках определяются элементами матрицы  $M$ , по формуле (1).

$$M = \begin{bmatrix} 3,963 & 4,176 & 4,295 & 4,600 & 3,257 \\ 4,368 & 9,160 & 7,359 & 6,492 & 4,887 \\ 5,602 & 7,593 & 9,792 & 6,568 & 3,462 \\ 3,476 & 5,133 & 5,121 & 5,425 & 2,438 \end{bmatrix} \quad T M$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. И. Г. Б у б н о в. Строительная механика корабля. Ч. II, 1914.
2. А. Н. К р ы л о в. О расчете балок, лежащих на упругом основании. АН СССР, 1930.
3. П. Ф. П а п к о в и ч. Строительная механика корабля. Ч. I, т. II, «Морской транспорт», 1947.
4. А. А. К у р д ю м о в. К вопросу о расчете перекрытий, подкрепленных несколькими перекрестными связями. Труды ЛКИ, вып. I, 1937.
5. J. S z a b o. Stahlbeton-Trägerrostdecken, die Bautechnik. Heft 6, 1957.
6. Ф. Б л е й х и Е. М е л а н. Уравнения в конечных разностях статки сооружений (перев. с немецкого). Харьков, ГНТИУ, 1936.
7. А. И. К и т о в, Н. А. К р и н и ц к и й. Электронные цифровые машины и программирование. Физматгиз, 1959.



УДК 624. 041. 2

Е. К. Трунов

## РАСЧЕТ ПЕРЕКРЫТИЙ НА ЭЛЕКТРОННОЙ МАШИНЕ М-3

Расчету перекрытий\* как системы перекрестных балок посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных авторов. Почти все известные методы расчета перекрытий, предназначенные для обычных расчетов, мало удобны для расчетов на электронных счетных машинах (ЭВМ).

В работах [3], [4], [5] изложены методы расчета перекрытий, предназначенные для реализации на ЭВМ. Приведенные в этих работах методы позволяют рассчитывать перекрытия с постоянным моментом инерции балок, с одинаковым отстоянием друг от друга балок обоих направлений и жесткой или шарнирной заделкой на опорном контуре.

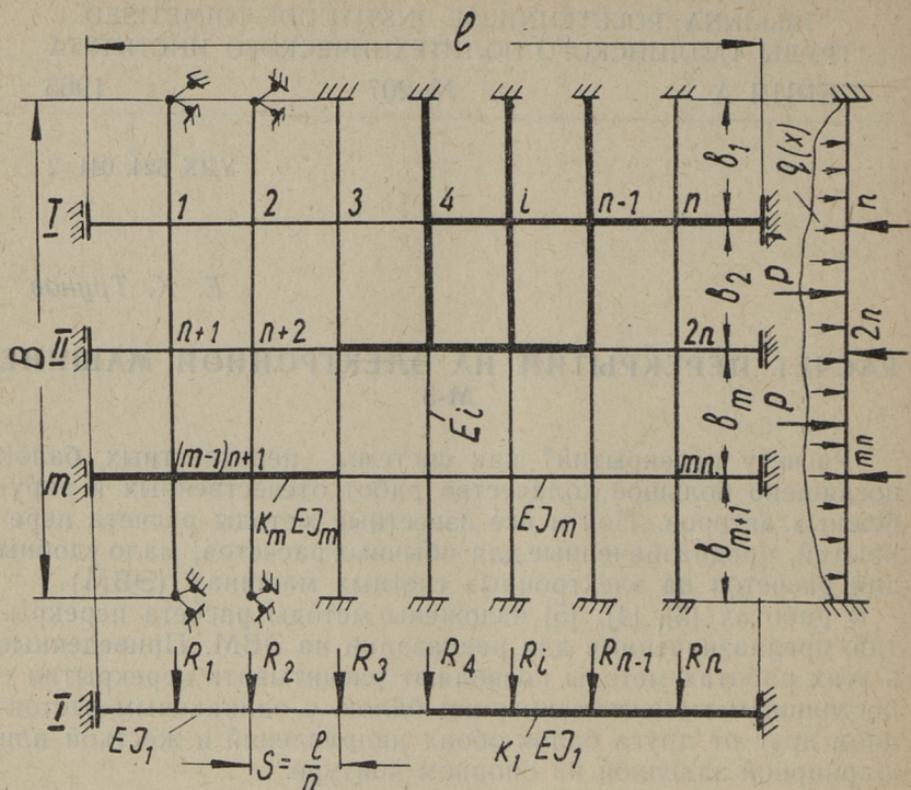
Мы поставили задачу разработать метод, свободный от указанных выше недостатков, удобно программируемый на ЭВМ, а также проверить эффективность этого метода на различных отечественных ЭВМ.

Расчетная схема перекрытия (фиг. 1) принята нами при обычных упрощающих предположениях. Перекрытие представляется системой перекрестных балок. Пренебрегаем учетом крутящих моментов и реакций в плоскости перекрытия. Учитываем только вертикальную реакцию, возникающую между балками в «узлах» (точках пересечения балок обоих направлений) перекрытия.

Опорные заделки, моменты инерции балок по длине, нагрузки, отстояния балок друг от друга различные.

Применяем к расчету перекрытия метод сил. При принятых допущениях перекрытие представляет  $n \times m$  раз статически неопределимую систему. Здесь (см. фиг. 1)  $n$  — число поперечных балок,  $m$  — продольных.

\* Под перекрытием понимается конструкция, состоящая из плиты (пластины), усиленной связанными друг с другом ребрами (балками), идущими в двух взаимно перпендикулярных направлениях.



Фиг. 1.

Весь расчет перекрытия на ЭВМ разбивается на три части.

1. Вычисление матриц прогибов изолированных балок перекрытия.

2. Составление и решение системы линейных алгебраических уравнений.

3. По найденным реакциям  $R_i$  и по известной внешней нагрузке вычисление изгибающих моментов для балок обоих направлений.

Вычисление матриц прогибов производим по методике, изложенной в работе [1]. При принятых в [1] обозначениях имеем:

$$I_n = \frac{1}{n^2} [(n - \tau) \xi - I_{(\tau)} (\xi - \tau)], \quad (1)$$

$$j_{i+1/2} = \frac{1}{2} \cdot j_i + \frac{1}{2} \cdot j_{i+1}, \quad (2)$$

$$\bar{\Theta}_1 = I_{нд} \cdot T \cdot \bar{M}_1, \quad (3)$$

$$\bar{\Theta}_2 = I_{нд} \cdot T \cdot \bar{M}_2, \quad (4)$$

$$\Theta_{11} = \bar{M}'_1 \cdot T \cdot \bar{M}_1, \quad (5)$$

$$\Theta_{12} = \Theta_{21} = \bar{M}'_1 \cdot T \cdot \bar{M}_2, \quad (6)$$

$$\Theta_{22} = \bar{M}'_2 \cdot T \cdot \bar{M}_2, \quad (7)$$

$$A = \begin{vmatrix} \Theta_{11} & \Theta_{12} \\ \Theta_{21} & \Theta_{22} \end{vmatrix}, \quad (8)$$

$$A\bar{M}^0 + \bar{\Theta} = 0, \quad (9)$$

$$\bar{M}^0 = -A^{-1}\bar{\Theta}, \quad (10)$$

$$M_0 = \frac{1}{n} [(n - \xi) M_1^0 + M_2^0 \xi], \quad (11)$$

$$m_{i+1/2} = \frac{1}{2} m_i + \frac{1}{2} m_{i+1}, \quad (12)$$

$$I_{*д} = I_{д} - M_{од}, \quad (13)$$

$$V = I'_{*д} \cdot T \cdot I_{*д}, \quad (14)$$

- где  $\tau, \xi$  — относительные координаты,  
 $I_n$  — инфлюэнтная матрица для изгибающих моментов,  
 $I_{нд}$  — инфлюэнтная матрица для изгибающих моментов с дополнительными ординатами  $(n+1) \times (2n+1)$  матрица,  
 $\bar{\Theta}_1, \bar{\Theta}_2$  — вектор-столбцы углов поворота на опорах от единичных сил,  
 $\Theta_{ij}$  — углы поворота от вектор-столбцов единичных моментов  $\bar{M}_1$  и  $\bar{M}_2$ ,  
 $T$  — «весовая» матрица, диагональная  $(2n+1) \times (2n+1)$  матрица,  
 $\bar{M}^0$  — вектор-столбец опорных моментов,  
 $M_0, M_{од}$  — матрицы влияния опорных моментов без дополнительных и с дополнительными ординатами, соответственно,  
 $I_{*д}$  — инфлюэнтная матрица для изгибающих моментов любым образом заделанной балки с переменным по длине моментом инерции,  
 $V$  — матрица прогибов этой балки,  $(n+1) \times (n+1)$  матрица.

Вычисление матриц  $V$  по формулам (1)÷(14) производится в общем случае, когда все балки имеют переменный по длине момент, инерции  $n+m$  раз.

Матрица системы линейных алгебраических уравнений (матрица  $D$ ), раскрывающая статическую неопределимость перекрытия, представляет клеточную матрицу (фиг. 2).

$d_{11}$	$d_{12}$	$d_{1m}$
$d_{21}$	$d_{22}$	$d_{2m}$
$d_{m1}$	$d_{m2}$	$d_{mm}$

Фиг. 2

В клетках  $d_{ii}$  главной диагонали расположены последовательно матрицы  $V_i$  ( $i=1, 2, 3 \dots m$ ), матрицы прогибов продольных балок. К диагональным элементам матриц  $V_i$  прибавлен  $v_{ii}^*$  — диагональный элемент матрицы прогибов поперечных балок.

Диагональные клетки представляют влияние прогиба продольных балок на прогиб перекрытия.

Побочные клетки  $d_{ij}$  — диагональные матрицы. На главной диагонали стоят элементы  $v_{ij}^*$  — матрицы  $V_i^*$  ( $i=1, 2 \dots n$ ) — матрицы прогибов поперечных балок. Элементы побочных клеток представляют влияние поперечных балок на прогиб перекрытия.

Такой вид матрицы  $D$  дал возможность возложить на ЭВМ составление системы уравнений. Правая часть системы уравнений

$$\bar{G} = V^* \cdot \bar{q}. \quad (15)$$

Решение системы

$$D\bar{R} + \bar{G} = 0, \quad (16)$$

при помощи обратной матрицы

$$\bar{R} = -D^{-1}G. \quad (17)$$

Вычисление изгибающих моментов перекрестных балок

$$\bar{M}_i = I_{*di} \cdot \bar{R}_i^*, \quad (18)$$

балок главного направления

$$\bar{M}_i^* = I_{*di}^* \cdot \bar{R}_i^{**} - I_{*di}^* \cdot \bar{q}_i, \dots \quad (19)$$

где

$\bar{G}$  — вектор-столбец (матрица) правых частей системы (16),

$\bar{q}$  — вектор-столбец (матрица) внешней нагрузки,

$\bar{R}$  — вектор-столбец реакций в узлах перекрытия,

$\bar{M}_i, \bar{M}_i^*$  — вектор-столбцы изгибающих моментов в  $i$ -той перекрестной балке ( $i=1, 2 \dots m$ ), соответственно, в  $i$ -той балке главного направления ( $i=1, 2 \dots n$ ),

$\bar{R}_i^*, \bar{R}_i^{**}$  — вектор-столбцы узловых реакций  $i$ -той перекрестной балки и, соответственно,  $i$ -той балки главного направления.

Анализ формул (1) ÷ (19) показывает, что кроме формул (1), (2) и (11), (12) все остальные операции представляют матричные операции. Эти операции легко программируются с использованием стандартных подпрограмм, компактны, легко отлаживаются.

Машина М-3 Института кибернетики АН ЭССР имеет работающую внешнюю память, что облегчило программирование разработанного метода\*.

В силу ограниченной внутренней памяти машины М-3 программа расчета перекрытия разбита на 5 последовательно работающих блоков.

Блок первый. Ввод исходных данных. В машину вводится число балок: поперечных —  $n$ , продольных  $m$ , диагонали матриц  $T_i$  отдельных балок, столбцы нагрузок. Ввод только диагональных элементов  $T_i$  дает большую экономию ячеек памяти.

Блок второй. Формирование команд, зависящих от чисел  $n$  и  $m$ , вычисление матриц  $J_{*di}$  и  $V_i$  формулы (1) ÷ (14). При вычислении второй и далее до  $m$  матрицы  $J_{*di}$  и  $V_i$ , вычисление по формулам (1) ÷ (2) не производится — используется результат первого счета.

Матрицы  $I_{*di}$  и  $V_i$  выводятся на внешнюю память.

\* Автор выражает благодарность сотрудникам ИК АН ЭССР гг. Поль Х. Е., Поль В. В. и другим за помощь, оказанную при отладке программы.

Блок третий. Составление системы уравнений. Блок, используя вычисленные ранее блоком 2 матрицы  $V_1$ , составляет систему уравнений (матрицу  $D$  — фиг. 2) и вычисляет вектор столбец свободных членов — формула (15).

Результат работы блока 3 остается во внутренней памяти машины.

Блок четвертый. Получение обратной матрицы  $D^{-1}$  — стандартная программа\*. Элементы обратной матрицы помещаются в ячейки элементов матрицы.

Блок пятый. Вычисление вектор-столбцов изгибающих моментов — формулы (18) и (19).

Блок последовательно вычисляет и выводит на печать вектор-столбцы изгибающих моментов для балок перекрытия.

Программа составлена так, что закончив работу блок  $i$  вызывает зону с программой блока  $i + 1$ , которая занимает ячейки памяти блока  $i$ .

Программа для случая  $n=7$ ,  $m=3$ , т. е. 21 неизвестное, работала около часа.

М-3 имеет малую производительность (30 операций) в сек.) и очень малую оперативную память для решения подобных задач. При большой внутренней и внешней памяти машины метод позволит точно решать многие инженерные задачи, которые в практике судостроения до сих пор решались грубо приближенно или вовсе не решались. Это задачи расчета фундаментных перекрытий, днищевых перекрытий судов при постановке в док, неразрезных перекрытий и т. д. Это уже предметы для последующих работ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Л. К. Нарец. Новые вопросы статики, динамики и устойчивости балок, возникающие в связи с появлением вычислительных машин непрерывного и дискретного действия. Выпуск ТПИ, 1963.
2. Л. К. Нарец. О распаде системы уравнений строительной механики. Труды ТПИ, серия А, № 121, 1957.
3. Е. К. Трунов. К вопросу расчета судовых перекрытий на электронных счетных машинах. См. наст. сборник, стр. 3.
4. W. Rösingh. Calcul simple de la charpente metallique du double-fond. Bulletin technique du Veritas, N 7, 1960.
5. J. Johnsen. The Calculation of Grelage systems by means of an electronic computer European Shipbuilding N 6 — 1962.

\* Одна из программ библиотеки подпрограмм машины М-3.





Цена 17 коп.